



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

**Ανάπτυξη μοντέλου ψύκτη απορρόφησης στη Matlab
για δυναμική προσομοίωση συστήματος ηλιακού
κλιματισμού με το λογισμικό TRNSYS**

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

του

ΕΥΣΤΡΑΤΙΟΥ – ΣΤΥΛΙΑΝΟΥ Π. ΤΖΙΝΝΗ

Επιβλέπων : Χρήστος Τζιβανίδης

Επίκουρος Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Αθήνα, Ιούνιος 2016

Ευχαριστίες

Με την παρούσα Διπλωματική Εργασία ολοκληρώνονται οι σπουδές μου ως προπτυχιακού φοιτητή της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου.

Αρχικά θα ήθελα να ευχαριστήσω τον καθηγητή μου, Χρήστο Τζιβανίδη, για την ευκαιρία που μου έδωσε να ασχοληθώ με ένα τόσο ενδιαφέρον και ολοκληρωμένο θέμα που συνδυάζει τις αρχές του κλιματισμού, της ηλιακής ενέργειας και της ψύξης. Τον ευχαριστώ, ακόμα, θερμά για το χρόνο που αφιέρωσε και τις παρατηρήσεις του.

Επίσης, θα ήθελα να τον ευχαριστήσω για όλες τις γνώσεις και την εμπειρία που μου μετέδωσε, τον υποψήφιο διδάκτορα Ευάγγελο Μπέλλο.

Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω την οικογένεια μου, που μου στάθηκε αρωγός καθ' όλη τη διάρκεια των σπουδών μου και μου έδωσε τη δυνατότητα να σπουδάσω το αντικείμενο του Μηχανολόγου Μηχανικού.

Περίληψη

Η ενεργειακή εξοικονόμηση αποτελεί κύριο πεδίο μελέτης τα τελευταία χρόνια σε όλες τις εφαρμογές, οικιακές, επαγγελματικές ή βιομηχανικές. Η σταδιακή εξάντληση των ορυκτών καυσίμων και το επιβλαβές ενεργειακό αποτύπωμα αυτών έχει οδηγήσει την επιστημονική κοινότητα στην μελέτη της βελτιστοποίησης της εκμετάλλευσης των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας. Η ηλιακή ενέργεια αποτελεί μία από τις καθαρότερες μορφές ενέργειας και το κατεξοχήν αντικείμενο έρευνας προς αυτήν την κατεύθυνση λόγω της αστείρευτης πηγής της, τον ήλιο. Σε αυτήν τη κατεύθυνση κινούνται και τα συστήματα ηλιακού κλιματισμού τα οποία χρησιμοποιούν τη θερμότητα από την ηλιακή ακτινοβολία για την εξοικονόμηση της καταναλισκόμενης ηλεκτρικής ενέργειας και κατά συνέπεια των συμβατικών καυσίμων μέσω των οποίων η ηλεκτρική ενέργεια παράγεται.

Στην παρούσα διπλωματική εργασία αναπτύξαμε ένα ολοκληρωμένο σύστημα ηλιακού κλιματισμού επαγγελματικού κτιρίου και μελετήσαμε την συμπεριφορά όλων των στοιχείων του μέσω δυναμικής προσομοίωσης. Η μονάδα ηλιακού κλιματισμού που χρησιμοποιήσαμε είναι ένας ψύκτης απορρόφησης μίας βαθμίδας διαλύματος Βρωμιούχου Λιθίου – νερού. Ο ψύκτης απορρόφησης σε πρώτο στάδιο αναλύθηκε θερμοδυναμικά και καθορίστηκε ο τρόπος λειτουργίας του. Στη συνέχεια αναπτύχθηκε ένας βασικός αλγόριθμος στη γλώσσα προγραμματισμού Matlab για τον υπολογισμό του θερμοδυναμικού κύκλου και εξετάστηκε παραμετρικά η συμπεριφορά του ψύκτη απορρόφησης. Η συμπεριφορά του εργαζόμενου διαλύματος και του ψυκτικού μέσου σε αυτόν τον κύκλο, επίσης μελετήθηκε μέσω αλγορίθμων στη Matlab. Οι ανεξάρτητες μεταβλητές του κύκλου ψύξεως στον ψύκτη απορρόφησης είναι η θερμοκρασία αναγέννησης του διαλύματος στον αναγεννητή, η θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψυκτικού μέσου στον συμπυκνωτή, η θερμοκρασία ατμοποίησης του ψυκτικού μέσου στον ατμοποιητή, η θερμοκρασία απορρόφησης του διαλύματος στον απορροφητή και ο βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη του διαλύματος. Η εξαρτημένη μεταβλητή του ψυκτικού κύκλου είναι ο βαθμός απόδοσης του ψύκτη απορρόφησης (COP). Τα αποτελέσματα της παραμετρικής μελέτης ως προς την επίδραση των ανεξάρτητων μεταβλητών στον βαθμό απόδοσης μας έδειξαν ότι η θερμοκρασία αναγέννησης σε συνδυασμό με τη θερμοκρασία συμπύκνωσης καθορίζουν το επιτρεπόμενο εύρος λειτουργίας του ψύκτη απορρόφησης και ότι υπάρχουν συγκεκριμένοι επιτρεπόμενοι συνδυασμοί αυτών των θερμοκρασιών που επιτρέπουν τη λειτουργία του ψύκτη απορρόφησης. Ακόμα αποδείχθηκε ότι η αύξηση της θερμοκρασιακής διαφοράς μεταξύ της θερμοκρασίας απορρόφησης και της θερμοκρασίας συμπύκνωσης επιδρά αρνητικά στον βαθμό απόδοσης του ψύκτη απορρόφησης.

Στη συνέχεια αναλύθηκε η επικοινωνία του ψύκτη απορρόφησης με τις εξωτερικές πηγές υψηλής (για την τροφοδοσία) και χαμηλής (για την απόδοση της ψυκτικής ικανότητας) θερμότητας. Η σύνδεση του ψύκτη απορρόφησης με τις εξωτερικές πηγές έγινε μέσω εσωτερικών εναλλακτών θερμότητας στον αναγεννητή και τον ατμοποιητή οι οποίοι αναπτύχθηκαν επίσης μέσω αλγορίθμων στη Matlab. Το τελικό μοντέλο του ψύκτη απορρόφησης που αναπτύχθηκε στη Matlab επικοινωνεί με τις πηγές θερμότητας μέσω αυτών των εναλλακτών και παρέχει δυνατότητα μεταβολής των

ιδιοτήτων τους. Ακόμα διαθέτει δύο τύπους λειτουργίας για τον ψύκτη απορρόφησης. Ο ένας είναι το μοντέλο μεταβλητής παροχής θερμού νερού, το οποίο μεταβάλλει την παροχή θερμού νερού στον αναγεννητή του ψύκτη απορρόφησης κρατώντας σταθερή την θερμοκρασία αναγέννησης για τον υπολογισμό της ισχύος αναγέννησης, και ο άλλος είναι το μοντέλο μεταβλητής θερμοκρασίας αναγέννησης, το οποίο μεταβάλλει τη θερμοκρασία αναγέννησης και δέχεται σταθερή παροχή θερμού νερού.

Ο ψύκτης απορρόφησης που αναπτύξαμε στη Matlab συνδυάστηκε με το σύστημα ηλιακού κλιματισμού που σχεδιάσαμε στο λογισμικό TRNSYS. Ο ψύκτης απορρόφησης τροφοδοτείται με θερμό νερό από δοχείο θερμοκτικής αποθήκευσης το οποίο θερμαίνεται με ηλιακούς συλλέκτες σωλήνων κενού. Ακόμα έχει προστεθεί βοηθητική πηγή θερμότητας μεταξύ του δοχείου θερμοκτικής αποθήκευσης και της εισόδου θερμού νερού στον ψύκτη απορρόφησης, η οποία μοντελοποιεί την επιπλέον απαιτούμενη ενέργεια του συστήματος ηλιακού κλιματισμού που καλούμαστε να ελαχιστοποιήσουμε.

Το επαγγελματικό κτίριο στο οποίο εφαρμόζεται το σύστημα ηλιακού κλιματισμού είναι διώροφος εκθεσιακός χώρος όγκου 3600 m^3 το οποίο λειτουργεί καθημερινά 08:00 – 22:00 και φιλοξενεί 300 ανθρώπους. Το σύστημα κλιματισμού που χρησιμοποιήθηκε αναμιγνύει νωπό αέρα 9030 kg/hr με τον αέρα ανακύκλωσης και ψύχει το ενιαίο ρεύμα αέρα μέσω σωληνοειδούς ψυκτικού στοιχείου στο οποίο παρέχεται ψυχρό νερό από τον ψύκτη απορρόφησης. Ο νωπός αέρας προκλιματίζεται μέσω εναλλάκτη προκλιματισμού από τον απορριπτόμενο αέρα του κτιρίου. Ο θερμοστάτης του χώρου έχει ρυθμιστεί στους $26 \text{ }^\circ\text{C}$ ώστε να καλύπτονται οι συνθήκες θερμοκτικής άνεσης για το καλοκαίρι.

Έπειτα από παραμετρική μελέτη του συστήματος, μέσω δυναμικών προσομοιώσεων στο λογισμικό TRNSYS, καθορίστηκε ότι η ελάχιστη επιθυμητή θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού τροφοδοσίας στον ψύκτη απορρόφησης είναι $100 \text{ }^\circ\text{C}$ και η μέγιστη επιτρεπτή $105 \text{ }^\circ\text{C}$. Η ελάχιστη θερμοκρασία εξασφαλίζεται από τη βοηθητική πηγή θερμότητας και η υπέρβαση της μέγιστης αποτρέπεται μέσω της παράκαμψής του νερού των ηλιακών συλλεκτών από το δοχείο θερμοκτικής αποθήκευσης ώστε να μην θερμανθεί περεταίρω το νερό σε αυτό. Η απαιτούμενη παροχή του αέρα ανακύκλωσης προέκυψε μετά από την παραμετρική μελέτη και είναι 11000 kg/hr , ώστε να μπορεί να παραλάβει τα απαιτούμενα ψυκτικά φορτία. Η βελτιστοποίηση του βαθμού ηλιακής κάλυψης έγινε μέσω προσομοιώσεων του συστήματος για την θερινή περίοδο από Μάιο έως και Σεπτέμβριο και καθορίστηκαν μέσω αυτής ο βέλτιστος όγκος του δοχείου θερμοκτικής αποθήκευσης στα 50 m^3 και η συνολική επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών σωλήνων κενού στα 300 m^2 .

Από τα τελικά αποτελέσματα της δυναμικής προσομοίωσης του συστήματος ηλιακού κλιματισμού για το κτίριο κατά την θερινή περίοδο από τον Μάιο έως και τον Σεπτέμβριο προέκυψε βαθμός ηλιακής κάλυψης $89,85\%$, μέσος βαθμός απόδοσης ηλιακών συλλεκτών $32,99\%$, μέσος βαθμός απόδοσης COP του ψύκτη απορρόφησης $86,87\%$, συνολική κατανάλωση βοηθητικής ενέργειας $32,45 \text{ GJ}$ και απαιτούμενη ψυκτική ισχύς του ψύκτη απορρόφησης 100 kW .

Λέξεις κλειδιά: ψύξη, απορρόφηση, LiBr, ηλιακός, κλιματισμός, TRNSYS

Abstract

Energy saving has become a major field of study in recent years in all applications either residential, commercial or industrial. The gradual depletion of fossil fuels and the harmful environmental impact they have has led the scientific community into studying the ways of optimizing the exploitation of renewable energy sources. Solar energy is one of the cleanest forms of energy and the prime subject of research. Solar cooling systems have been developed in this direction in order to reduce the demand of electricity in cooling systems, hence the consumption of conventional fuels by which electricity is produced.

In this work we developed a solar cooling system of a commercial building and studied the behavior of its components through dynamic simulation. The solar cooling unit is a single staged water - Lithium Bromide absorption chiller. The absorption cooling process was thermodynamically analyzed and the way of the cooler's operation was defined. We developed an algorithm in Matlab that calculates the processes of this thermodynamic cycle and conducted a parametric analysis of its element. In particular, we examined the effects of the generation temperature, the condensing temperature, the evaporative temperature, the absorption temperature and the solution's heat exchanger's effectiveness on the chiller's Coefficient Of Performance (COP). The results of this parametric study showed that the generation temperature in conjunction with the condensing temperature determine the allowable operating range of the absorption chiller and that there are limitations on the possible combinations of these temperatures. Moreover, it was proven that the increase of the difference between the absorption and condensing temperatures reduce the absorption chiller's COP.

Furthermore, we examined the chiller's interaction with the external high temperature heat source and the low temperature heat source of the cooling load. The exchange of heat between these external heat sources was achieved by modelling heat exchangers inside the elements of the generator and the evaporator by developing appropriate algorithms in Matlab and inserting them in the COP calculating model. The final model allows the communication with the external heat sources and also provides the ability of changing these heat exchangers' properties. Moreover, the final model provides two modes of operations. The first one alters the flow of hot water into the generator and keeps the generation temperature stable in order for the generator to meet the required power that derives from the multiplication of the cooling load with the COP. The second one alters the generation temperature and keeps the flow of hot water steady.

The model of absorption chiller was combined with the solar cooling system that was designed in TRNSYS. The absorption chiller is supplied with hot water from a thermal storage tank which is heated by evacuated tube solar collectors. An auxiliary heater has been placed between the tank and the hot water inlet of the absorption chiller, and provides the required auxiliary heat for the hot water's temperature to be raised to the desired value in case the hot water of the tank is not hot enough. This auxiliary heating rate is the parameter that we will try to minimize in our study.

The commercial building is a two-floor exhibition space with a volume of 3600 m³ and is open daily from 08:00 to 22:00 and hosts 300 people. The ventilation system mixes 9030 kg/hr of fresh air with recycled air from the thermal zone. The air mix is then cooled by a cooling coil which is supplied with chilled water from the absorption chiller. The fresh air is preconditioned in an air to air heat recovery device before mixing with the recycled air stream. The preconditioning is being achieved by exchanging heat and moisture with the exhaust air stream. The thermal zone thermostat is set to 26 °C in order for the thermal comfort conditions during the summer period to be maintained.

After parametric study of the system, through dynamic simulations in TRNSYS software, it was determined that the minimum desired inlet temperature of the hot water supply to the absorption chiller is 100°C and the maximum permissible temperature is 105 °C. The minimum temperature is ensured by the auxiliary heat source and the transcendence of the maximum is prevented by bypassing the solar collectors' water from the tank. In this way the water in the tank can no longer be heated above the maximum temperature. The required flow rate of the recycled air resulted from the parametric study and was set to 11000 kg/hr. This value is the minimum air flowrate that can handle the required cooling load. The optimization of the solar coverage degree was accomplished via system simulations for the summer season from May to September. Through these simulation we established the optimum volume of the thermal storage tank to be 50 m³ and the optimum total area of the evacuated tube solar collectors to be 300 m².

From the final results of the dynamic simulation of the solar cooling system of the building during the summer season from May to September we concluded that the total degree of solar coverage is 89.85%, the average COP of the absorption chiller is 86.87% and the average solar collectors' efficiency is 32.99%. The total consumption of auxiliary energy is 32.45 GJ and the required cooling capacity of the absorption chiller is 100 kW.

key words: cooling, absorption, LiBr, solar cooling, TRNSYS

Περιεχόμενα

Περίληψη	7
Abstract	9
Κατάλογος Πινάκων	15
Κατάλογος Διαγραμμάτων.....	16
Κατάλογος Σχημάτων	20
Κατάλογος εικόνων.....	23
1 Ηλιακή Ψύξη.....	31
1.1 Γενικά στοιχεία	31
1.2 Σύστημα Ψύξης Ανοικτού Κύκλου	34
1.3 Συστήματα ψύξης κλειστού κύκλου	38
1.3.1 Ψύξη με προσρόφηση: Adsorption	38
1.3.2 Χημειορόφηση	41
1.4 Ψύξη με απορρόφηση – Absorption Cooling.....	43
1.4.1 Γενικά στοιχεία	43
1.4.2 Ψύξη απορρόφησης μονής βαθμίδας.....	44
1.4.3 Κρυσταλλοποίηση	47
1.4.4 Ρύθμιση της ψυκτικής ικανότητας.....	49
1.4.5 Εξαέρωση μη υγροποιημένων ρευστών.....	49
1.4.6 Διάταξη ψύκτη απορρόφησης μονής βαθμίδας LiBr- H ₂ O	50
1.4.7 Ψύξη απορρόφησης διπλής βαθμίδας.....	53
1.4.8 Διάφορες διατάξεις ψυκτών απορρόφησης διπλής βαθμίδας LiBr- H ₂ O	55
1.4.9 Ψύξη με απορρόφηση με χρήση διαλύματος αμμωνίας - νερού	63
1.4.10 Λοιπές διατάξεις συστημάτων απορρόφησης.....	65
2 Ανάπτυξη μοντέλου ψύκτη απορρόφησης μίας βαθμίδας στη Matlab.....	81
2.1 Θερμοδυναμική ανάλυση μονοβάθμιου ψυκτικού κύκλου απορρόφησης ...	81
2.2 Σχεδιασμός υπολογιστικού μοντέλου μονοβάθμιου ψύκτη απορρόφησης βρωμιούχου λιθίου – νερού (LiBr - H ₂ O) στη Matlab.....	86
2.2.1 Βασικός αλγόριθμος ψύξης με απορρόφηση μίας βαθμίδας	87
2.2.2 Θερμοδυναμικές ιδιότητες εργαζόμενων μέσων	90
2.2.3 Αλγόριθμος υπολογισμού συντελεστή απόδοσης (COP) ψύξης με απορρόφηση μίας βαθμίδας με LiBr – H ₂ O στη Matlab	104
2.2.4 Επικοινωνία ψύκτη απορρόφησης με εξωτερικές πηγές χαμηλής και υψηλής θερμοκρασίας.....	119

2.3	Τελικό μοντέλο ψύκτη απορρόφησης μίας βαθμίδας διαλύματος Βρωμιούχου Λιθίου στη Matlab	142
3	Σύστημα ηλιακού κλιματισμού με χρήση ψύκτη απορρόφησης	149
3.1	Περιγραφή Λογισμικού TRNSYS	150
3.1.1	Στούντιο προσομοίωσης TRNSYS	151
3.1.2	Διαμόρφωση των στοιχείων του TRNSYS.....	152
3.1.3	Συνδέσεις στοιχείων.....	152
3.1.4	Καρτέλα ελέγχου	153
3.1.5	Μηχανή προσομοίωσης TRNSYS	154
3.1.6	Διαχειριστής σφαλμάτων (Error Manager).....	156
3.2	Θεωρητική ανάλυση των βασικών στοιχείων του συστήματος στο TRNSYS.	158
3.2.1	Μοντέλο δεδομένων καιρού και επεξεργασίας ηλιακής ακτινοβολίας (Type 109).....	158
3.2.2	Ηλιακοί συλλέκτες σωλήνων κενού (ETC) – (Type 71)	170
3.2.3	Δοχείο θερμικής διαστρωμάτωσης αποθήκευσης υγρού (Type 4).....	177
3.2.4	Εναλλάκτης θερμότητας σταθερής απόδοσης (Type 91)	183
3.2.5	Βοηθητική Πηγή θερμότητας (Type 6)	185
3.2.6	Σωληνοειδές ψυκτικό στοιχείο (Type 508)	188
3.2.7	Εναλλάκτης θερμότητας αέρα – αέρα (Type 667).....	191
3.2.8	Αντλία – Κυκλοφορητής μεταβλητών στροφών η ανεμιστήρας – μοτέρ χωρίς επίδραση υγρασίας (Type 3).....	195
3.2.9	Τρίοδη βάνα ανάμιξης, τρίοδη βάνα διαχωρισμού, τρίοδη ρυθμιζόμενη βάνα ανάμιξης και θερμοστατική βάνα (Type 11)	196
3.3	Διαμόρφωση του ηλιακού συστήματος τροφοδοσίας του ψύκτη απορρόφησης στο TRNSYS	200
3.3.1	Επιλογή ηλιακών συλλεκτών.....	201
3.3.2	Διαμόρφωση των βασικών στοιχείων του ηλιακού συστήματος.....	204
3.3.3	Συνδέσεις των βασικών στοιχείων του ηλιακού συστήματος	220
3.4	Συνδυασμός του λογισμικού TRNSYS με τη Matlab	230
3.4.1	Ρύθμιση συστήματος Ηλεκτρονικού Υπολογιστή για την επίτευξη σύνδεσης της Matlab με το TRNSYS.....	230
3.4.2	Διαμόρφωση στοιχείου 155	230
3.4.3	Αρχείο Matlab m-file	231
3.4.4	Διαμόρφωση κώδικα ψύκτη απορρόφησης Βρωμιούχου λιθίου μίας βαθμίδας σε κατάλληλη μορφή m-file για την συνεργασία με το TRNSYS.....	238

3.4.5	Σύνδεση Ψύκτη απορρόφησης στο σύστημα τροφοδοσίας στο TRNSYS simulation studio	249
3.5	Διαμόρφωση συστήματος εξόδου αποτελεσμάτων για το κύκλωμα των ηλιακών συλλεκτών και της ψύξης με απορρόφηση	251
3.5.1	Μετατροπές Μονάδων (Type 57)	252
3.5.2	Διαμόρφωση στοιχείων συγκεντρωτικών αποτελεσμάτων	253
3.5.3	Διαμόρφωση στοιχείων γραφικών διαγραμμάτων (Online plotter).....	259
3.6	Κτίριο εκθεσιακού χώρου προς κλιματισμό μέσω του ψύκτη απορρόφησης	263
3.6.1	Κατασκευή κτιρίου στο TRNSYS simulation studio	264
3.7	Διαμόρφωση συστήματος κλιματισμού του κτιρίου στο TRNSYS simulation studio	283
3.7.1	Διαμόρφωση βασικών στοιχείων του συστήματος κλιματισμού.....	285
3.7.2	Διαμόρφωση συνδέσεων βασικών στοιχείων του συστήματος κλιματισμού	294
3.7.3	Διαμόρφωση Online Plotter συστήματος κλιματισμού (Ventilation Plotter).....	302
4	Παραμετρική βελτιστοποίησης συστήματος ηλιακού κλιματισμού στο λογισμικό TRNSYS	305
4.1	Ανάλυση και σύγκριση των διαφορετικών μοντέλων λειτουργίας του ψύκτη απορρόφησης	305
4.2	Επιλογή επιθυμητής θερμοκρασίας εισόδου θερμού νερού στον ψύκτη απορρόφησης	314
4.3	Καθορισμός της απαιτούμενης παροχής αέρα ανακύκλωσης για τον κλιματισμό του χώρου.	315
4.4	Μελέτη βαθμού ηλιακής κάλυψης συναρτήσει του όγκου του δοχείου θερμικής αποθήκευσης και της συλλεκτικής επιφάνειας των ηλιακών συλλεκτών	325
5	Αποτελέσματα.....	331
5.1	Σχολιασμός διαγραμμάτων προσομοίωσης για την θερινή περίοδο από τον Μάιο έως και τον Σεπτέμβριο.....	333
5.1.1	Συμπεριφορά της θερμικής ζώνης του κτιρίου και του συστήματος κλιματισμού της.....	333
5.1.2	Θερμικά φορτία και παροχές μάζας.....	338
5.1.3	Βαθμός απόδοσης και λειτουργικές θερμοκρασίες του ψύκτη απορρόφησης	343
5.1.4	Συμπεριφορά Δοχείου Θερμικής αποθήκευσης.....	347
5.1.5	Συμπεριφορά συστήματος ηλιακών συλλεκτών	349
5.2	Συγκεντρωτικά αποτελέσματα της περιόδου προσομοίωσης	353

5.2.1	Βαθμός απόδοσης ηλιακών συλλεκτών	353
5.2.2	Ημερήσιοι Βαθμοί απόδοσης και φορτία	355
6	Μελλοντικά βήματα.....	359
	Βιβλιογραφία	361

Κατάλογος Πινάκων

Πίνακας 1.1-1: Βασικά χαρακτηριστικά συστημάτων ηλιακού κλιματισμού	33
Πίνακας 1.1-2: Εγκαταστάσεις ηλιακού κλιματισμού στην Ελλάδα	34
Πίνακας 2.1-1: Εξισώσεις ενέργειας μάζας και συγκέντρωσης για τα στοιχεία του συστήματος απορρόφησης LiBr	85
Πίνακας 3.2-1: Πίνακας συντελεστών μείωσης φωτεινότητας	168
Πίνακας 3.3-1: Πίνακας ενδεικτικά θερμοκρασιακά εύρη λειτουργίας διάφορων τύπων συλλεκτών	201
Πίνακας 3.3-2: Θερμοκρασίες κορεσμού των συλλεκτών σωλήνων κενού	213
Πίνακας 3.4-1: Παράδειγμα μεταβολή πίνακα trnInfo κατά τη διάρκεια μίας προσομοίωσης	233
Πίνακας 3.4-2: Είσοδοι και έξοδοι του στοιχείου του ψύκτη απορρόφησης	249
Πίνακας 4.3-1: Συγκεντρωτικά αποτελέσματα για διάφορες παροχές αέρα ανακύκλωσης για του μήνες Ιούλιο και Αύγουστο	322
Πίνακας 4.4-1: Αποτελέσματα δοκιμών για διαφορετικούς συνδυασμούς επιφάνειας ηλιακών συλλεκτών και όγκων δοχείων θερμικής αποθήκευσης κατά την περίοδο Μάιος - Σεπτέμβριος	330
Πίνακας 5.2-1: Ολικά φορτία από τον Μάιο έως και τον Σεπτέμβριο	357
Πίνακας 5.2-2: Μέσοι βαθμοί απόδοσης από Μάιο έως και Σεπτέμβριο	358

Κατάλογος Διαγραμμάτων

Διάγραμμα 1.2-1: Ενδεικτικό διάγραμμα Απόλυτης υγρασίας – Θερμοκρασίας του συστήματος ψύξης και αφύγρανσης στερεού προσροφητικού μέσου της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ	37
Διάγραμμα 1.4-1: Απεικόνιση των ψυκτικών κύκλων απορρόφησης και συμπίεσης σε ισοστερικό διάγραμμα	46
Διάγραμμα 1.4-2: Ισορροπία υδατικών διαλυμάτων Βρωμιούχου-Λιθίου με αναπαράσταση της καμπύλης κρυσταλλοποίησης	48
Διάγραμμα 1.4-3: Διαδικασία ψύξης διπλής βαθμίδας	54
Διάγραμμα 1.4-4: Σύγκριση των συντελεστών απόδοσης πολυβάθμιων συστημάτων απορρόφησης	55
Διάγραμμα 2.1-1: Ποιοτικό διάγραμμα πίεσης-θερμοκρασίας στοιχείων ψυκτικού κύκλου απορρόφησης LiBr- H ₂ O	81
Διάγραμμα 2.1-2: Ποιοτικό διάγραμμα ψυκτικού κύκλου διαλύματος LiBr- H ₂ O	83
Διάγραμμα 2.2-1: Διάγραμμα Duhring ισορροπίας διαλύματος LiBr- H ₂ O (ASHRAE, 2013).....	92
Διάγραμμα 2.2-2: Δισδιάστατο διάγραμμα λύσεων της συνάρτησης των συγκεντρώσεων του διαλύματος LiBr- H ₂ O συναρτήσει της θερμοκρασίας και της πίεσης κορεσμού	96
Διάγραμμα 2.2-3: Τρισδιάστατα διαγράμματα λύσεων της συνάρτησης των συγκεντρώσεων του διαλύματος LiBr- H ₂ O συναρτήσει της θερμοκρασίας και της πίεσης κορεσμού	97
Διάγραμμα 2.2-4: Διάγραμμα ενθαλπίας - συγκέντρωσης διαλύματος LiBr - H ₂ O (ASHRAE, 2013)	99
Διάγραμμα 2.2-5: Λύσεις συνάρτησης υπολογισμού ενθαλπίας του διαλύματος LiBr - H ₂ O.....	101
Διάγραμμα 2.2-6: Τρισδιάστατο διάγραμμα COP – θερμοκρασίας αναγέννησης T _g – θερμοκρασίας συμπύκνωσης T _c , 1.....	107
Διάγραμμα 2.2-7: Τρισδιάστατο διάγραμμα COP - θερμοκρασίας αναγέννησης T _g – θερμοκρασίας συμπύκνωσης T _c , 2.....	107
Διάγραμμα 2.2-8: Τρισδιάστατο διάγραμμα COP - θερμοκρασίας αναγέννησης T _g – θερμοκρασίας συμπύκνωσης T _c , 3.....	108
Διάγραμμα 2.2-9: Επιτρεπόμενοι συνδυασμοί θερμοκρασίας αναγέννησης T _g – θερμοκρασίας συμπύκνωσης T _c , για την λειτουργία του ψύκτη απορρόφησης	108
Διάγραμμα 2.2-10: Ρεαλιστικό τρισδιάστατο διάγραμμα COP - θερμοκρασίας αναγέννησης T _g – θερμοκρασίας συμπύκνωσης T _c	109

Διάγραμμα 2.2-11: Ρεαλιστικοί επιτρεπόμενοι συνδυασμοί θερμοκρασίας αναγέννησης T_g – θερμοκρασίας συμπύκνωσης T_c , για την λειτουργία του ψύκτη απορρόφησης.....	110
Διάγραμμα 2.2-12: Τρισδιάστατο διάγραμμα καμπυλών COP - θερμοκρασιών αναγέννησης T_g για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης T_c	110
Διάγραμμα 2.2-13: COP - θερμοκρασίες αναγέννησης T_g , για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης T_c	111
Διάγραμμα 2.2-14: Τρισδιάστατο διάγραμμα μεταβολής COP συναρτήσει των θερμοκρασιών απορρόφησης και συμπύκνωσης	114
Διάγραμμα 2.2-15: Μεταβολή COP συναρτήσει της διαφοράς της θερμοκρασίας συμπύκνωσης από τη θερμοκρασία αναγέννησης.....	114
Διάγραμμα 2.2-16: Μεταβολή COP συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης T_{ev}	117
Διάγραμμα 2.2-17: Μεταβολή του COP συναρτήσει του εσωτερικού εναλλάκτη του διαλύματος η_{ev}	119
Διάγραμμα 2.2-18: Μεταβολή των θερμοκρασιών σε εναλλάκτες ομοροής και αντιροής	123
Διάγραμμα 2.2-19: Μεταβολή θερμοκρασιών ρευμάτων τροφοδοσίας στους εναλλάκτες των στοιχείων του ψύκτη απορρόφησης.....	124
Διάγραμμα 2.2-20: COP - παροχή θερμού νερού m_s για ψυκτική ισχύ $Q_{ev} = 1 \text{ kW}$	135
Διάγραμμα 2.2-21: COP - παροχή θερμού νερού m_s για ψυκτική ισχύ $Q_{ev} = 10 \text{ kW}$	136
Διάγραμμα 2.2-22: COP - παροχή θερμού νερού m_s για ψυκτική ισχύ $Q_{ev} = 50 \text{ kW}$	136
Διάγραμμα 2.2-23: COP - παροχή θερμού νερού m_s για ψυκτική ισχύ $Q_{ev} = 100 \text{ kW}$	137
Διάγραμμα 2.2-24: COP - παροχή θερμού νερού m_s για ψυκτική ισχύ $Q_{ev} = 200 \text{ kW}$	137
Διάγραμμα 3.3-1: Ενδεικτικό διάγραμμα σύγκρισης του βαθμού απόδοσης των διάφορων συλλεκτών για προσπίπτουσες ηλιακές ακτινοβολίες 500 W/m^2 και 1000 W/m^2	202
Διάγραμμα 3.3-2: Θεωρητικός βαθμός απόδοσης επιλεγμένων ηλιακών συλλεκτών κενού συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου του νερού	206
Διάγραμμα 3.7-1: Παράμετροι του θερμοστάτη της θερμικής ζώνης (Type 672)	290
Διάγραμμα 3.7-2: Είσοδοι του θερμοστάτη της θερμικής ζώνης (Type 672)	290
Διάγραμμα 3.7-3: Συνθήκες άνεσης για χειμώνα και καλοκαίρι	291
Διάγραμμα 4.1-1: COP και θερμοκρασίες του μοντέλου μεταβλητής παροχής θερμού νερού του ψύκτη απορρόφησης υπό σταθερό ψυκτικό φορτίο 100 kW για τους μήνες Ιούλιο και Αύγουστο	308

Διάγραμμα 4.1-2: Ισχύς και παροχές μάζας του μοντέλου μεταβλητής παροχής θερμού νερού του ψύκτη απορρόφησης υπό σταθερό ψυκτικό φορτίο 100 kW για τους μήνες Ιούλιο και Αύγουστο.....	309
Διάγραμμα 4.1-3: COP και θερμοκρασίες του μοντέλου μεταβλητής θερμοκρασίας αναγέννησης του ψύκτη απορρόφησης υπό σταθερό ψυκτικό φορτίο 100 kW για τους μήνες Ιούλιο και Αύγουστο.....	311
Διάγραμμα 4.1-4: Ισχύς και παροχές μάζας του μοντέλου μεταβλητής θερμοκρασίας αναγέννησης του ψύκτη απορρόφησης υπό σταθερό ψυκτικό φορτίο 100 kW για τους μήνες Ιούλιο και Αύγουστο.....	312
Διάγραμμα 4.3-1: Μεταβολή των συνθηκών της θερμικής ζώνης για μηδενική παροχή αέρα ανακύκλωσης κατά τους μήνες Ιούλιο και Αύγουστο.....	317
Διάγραμμα 4.3-2: Φορτία ψύκτη απορρόφησης για μηδενική παροχή αέρα ανακύκλωσης κατά τους μήνες Ιούλιο και Αύγουστο	318
Διάγραμμα 4.3-3: Μεταβολή των συνθηκών της θερμικής ζώνης για παροχή αέρα ανακύκλωσης 6000 kg/hr κατά τους μήνες Ιούλιο και Αύγουστο	320
Διάγραμμα 4.3-4: Φορτία ψύκτη απορρόφησης για παροχή αέρα ανακύκλωσης 6000 kg/hr κατά τους μήνες Ιούλιο και Αύγουστο	321
Διάγραμμα 4.3-5: Μεταβολή των συνθηκών της θερμικής ζώνης για παροχή αέρα ανακύκλωσης 11000 kg/hr κατά τους μήνες Ιούλιο και Αύγουστο	323
Διάγραμμα 4.3-6: Φορτία ψύκτη απορρόφησης για παροχή αέρα ανακύκλωσης 11000 kg/hr κατά τους μήνες Ιούλιο και Αύγουστο	324
Διάγραμμα 4.4-1: Τρισδιάστατο διάγραμμα βαθμού ηλιακής κάλυψης συναρτήσει της επιφάνειας των ηλιακών συλλεκτών A_c και του λόγου A_c / V_{tank} κατά την περίοδο Μάιος - Σεπτέμβριος.....	326
Διάγραμμα 4.4-2: Βαθμός ηλιακής κάλυψης – λόγος A_c / V_{tank} για διάφορες συλλεκτικές επιφάνειες A_c κατά την περίοδο Μάιος - Σεπτέμβριος.....	326
Διάγραμμα 4.4-3: Βαθμός απόδοσης ηλιακών συλλεκτών – λόγος A_c / V_{tank} για διάφορες συλλεκτικές επιφάνειες A_c κατά την περίοδο Μάιος - Σεπτέμβριος.....	327
Διάγραμμα 4.4-4: Κατανάλωση ενέργειας βοηθητικής πηγής θερμότητας Q_{aux} – λόγος A_c / V_{tank} για διάφορες συλλεκτικές επιφάνειες A_c κατά την περίοδο Μάιος – Σεπτέμβριος.....	328
Διάγραμμα 5.1-1: Ventilation Plotter 1 – Μάιος – Σεπτέμβριος.....	335
Διάγραμμα 5.1-2: Ventilation Plotter 2 – Μάιος – Σεπτέμβριος.....	336
Διάγραμμα 5.1-3: Ventilation Plotter 3 - Μάιος – Σεπτέμβριος.....	337
Διάγραμμα 5.1-4: Q and m 1 - Μάιος - Σεπτέμβριος	339
Διάγραμμα 5.1-5 Q and m 2 - Μάιος - Σεπτέμβριος	340
Διάγραμμα 5.1-6: Q and m 3 - Μάιος - Σεπτέμβριος	341
Διάγραμμα 5.1-7: Q and m 4 - Μάιος - Σεπτέμβριος	342

Διάγραμμα 5.1-8: COP, T 1 - Μάιος – Σεπτέμβριος.....	344
Διάγραμμα 5.1-9: COP, T 2 – Μάιος – Σεπτέμβριος	345
Διάγραμμα 5.1-10: COP, T 3 - Μάιος – Σεπτέμβριος.....	346
Διάγραμμα 5.1-11: Tank Plotter - Μάιος - Σεπτέμβριος.....	348
Διάγραμμα 5.1-12: Solar plotter 1 - Μάιος - Σεπτέμβριος.....	350
Διάγραμμα 5.1-13: Solar plotter 2 - Μάιος - Σεπτέμβριος.....	351
Διάγραμμα 5.1-14: Solar plotter 3 - Μάιος - Σεπτέμβριος.....	352
Διάγραμμα 5.2-1: Εύρος πραγματικού βαθμού απόδοσης ηλιακών συλλεκτών κατά την προσομοίωση του συστήματος Μάιος – Σεπτέμβριος.....	354
Διάγραμμα 5.2-2: Αντιπαραβολή θεωρητικών καμπυλών του βαθμού απόδοσης των ηλιακών συλλεκτών με τις πραγματικές για συγκεκριμένες ηλιακές ακτινοβολίες	354
Διάγραμμα 5.2-3: Διάγραμμα ημερήσιων f_{solar} , COP, $\eta_{collector}$	355
Διάγραμμα 5.2-4: Ημερήσια προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία στους ηλιακούς συλλέκτες	356
Διάγραμμα 5.2-5: Ημερήσια φορτία ψύξης, βοηθητικής πηγής θερμότητας και ηλιακών συλλεκτών.....	356

Κατάλογος Σχημάτων

Σχήμα 1.1-1: Ταξινόμηση συστημάτων ηλιακού κλιματισμού	32
Σχήμα 1.2-1: Διάγραμμα διάταξης συστήματος DEC	35
Σχήμα 1.3-1: Αρχή Λειτουργίας Ψυκτικής Μηχανής Προσρόφησης	39
Σχήμα 1.3-2: Διάταξη και λειτουργία ενός συστήματος προσρόφησης	41
Σχήμα 1.4-1: Στοιχεία ενός ψύκτη απορρόφησης σε σύγκριση με ψύκτη συμπίεσης	45
Σχήμα 1.4-2: Σχήμα Βασική αρχή λειτουργίας ψύκτη απορρόφησης	46
Σχήμα 1.4-3: Πιθανό σημείο κρυστάλλωσης σε ψύκτη απορρόφησης	48
Σχήμα 1.4-4: Διάταξη του ψύκτη YORK Millennium YIA Absorption Chiller της εταιρίας YOPK	50
Σχήμα 1.4-5: Εικόνα Ψύκτης απορρόφησης διπλής βαθμίδας θέρμανσης της εταιρίας Beijing New Vision Industry And Trade Co., Ltd.	56
Σχήμα 1.4-6: Ψύκτης απορρόφησης διπλής βαθμίδας θέρμανσης της εταιρίας Goldman energy	57
Σχήμα 1.4-7: Σχηματικό διάγραμμα ροής ψύκτη απορρόφησης BCT-16 του εργαστηρίου εφαρμοσμένης θερμοδυναμικής της σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ	58
Σχήμα 1.4-8: Ψύκτης απορρόφησης διπλής βαθμίδας απορρόφησης άμεσης - έμμεσης θέρμανσης YORK Millennium Absorption Chiller της εταιρίας York	59
Σχήμα 1.4-9: Διβάθμιος ψύκτης απορρόφησης άμεσης θέρμανσης της εταιρίας TRANE	60
Σχήμα 1.4-10: Ψύκτης απορρόφησης διπλής βαθμίδας ProChill B4k της εταιρίας Thermax	61
Σχήμα 1.4-11: Ψύκτης απορρόφησης διπλής βαθμίδας Cogenie ProChill της εταιρίας Thermax	62
Σχήμα 1.4-12: Διάταξη των στοιχείων ενός ψύκτη απορρόφησης με διάλυμα νερού-αμμωνίας	64
Σχήμα 1.4-13: Μεταλλάκτης θερμότητας απορρόφησης	65
Σχήμα 1.4-14: Διβάθμιος κύκλος απορρόφησης LiBr/ νερού.	67
Σχήμα 1.4-15: Διβάθμιος κύκλος απορρόφησης που λειτουργεί με δύο επίπεδα πίεσης	68
Σχήμα 1.4-16: Τριβάθμιος κύκλος απορρόφησης που λειτουργεί με 4 επίπεδα πίεσης	68
Σχήμα 1.4-17: Διάταξη κύκλου απορρόφησης με GAX	69
Σχήμα 1.4-18: Σύστημα απορρόφησης μισού σταδίου	70
Σχήμα 1.4-19: Συνδυασμένος κύκλος απορρόφησης-συμπίεσης ατμού	71

Σχήμα 1.4-20: Διβάθμιος κύκλος απορρόφησης - συμπίεσης που λειτουργεί σαν μια αντλία θερμότητας	72
Σχήμα 1.4-21: Συνδυασμένος κύκλος απορρόφησης-συμπίεσης που περιλαμβάνει δύο συνδυασμούς εργαζόμενων μέσων	72
Σχήμα 1.4-22: Κύκλος ρόφησης - αναρρόφησης που χρησιμοποιεί δύο κυκλώματα διαλυμάτων	73
Σχήμα 1.4-23: Διπλός κύκλος απορρόφησης που λειτουργεί με ηλιακή ενέργεια και χρειάζεται δύο διαφορετικά εργαζόμενα μέσα όπως NH ₃ /νερό και νερό/LiBr	74
Σχήμα 1.4-24: Συνδυασμένος κύκλος ψύξης ψεκαστήρα-απορρόφησης 1	75
Σχήμα 1.4-25: Συνδυασμένος κύκλος ψύξης ψεκαστήρα-απορρόφησης 2	76
Σχήμα 1.4-26: Συνδυασμένος κύκλος ψύξης ψεκαστήρα-απορρόφησης 3	77
Σχήμα 1.4-27: Συνδυασμένος κύκλος ψύξης ψεκαστήρα-απορρόφησης 4	77
Σχήμα 1.4-28: Κύκλος απορρόφησης με ωσμωτική μεμβράνη	78
Σχήμα 1.4-29: Σύστημα απορρόφησης αυτόνομης κυκλοφορίας με χρήση LiBr/νερού	79
Σχήμα 1.4-30: Σχηματικό διάγραμμα ψύκτη απορρόφησης διάχυσης (DAR)	80
Σχήμα 2.1-1: Σύστημα ψύξης με απορρόφηση μίας βαθμίδας με απεικόνιση των εξωτερικών θερμοδυναμικών πηγών τροφοδοσίας	82
Σχήμα 2.2-1: Μελετώμενο σύστημα ψύξης με απορρόφηση LiBr – H ₂ O μίας βαθμίδας	87
Σχήμα 2.2-2: Σχήμα τροφοδοσία συστήματος απορρόφησης	112
Σχήμα 2.2-3: Εναλλάκτης ομοροής (αριστερά) και αντιροής (δεξιά)	122
Σχήμα 2.2-4: Εναλλάκτες σταυροροής, a) χωρίς ανάμειξη ρευστών, b) με ανάμειξη του ενός ρευστού	123
Σχήμα 2.3-1: Σχεδιάγραμμα βασικού συστήματος ηλιακού κλιματισμού κτιρίου....	150
Σχήμα 3.2-1: Κινούμενη επιφάνεια στη λειτουργία 2 του μοντέλου 109	164
Σχήμα 3.2-2: Κινούμενη επιφάνεια στη λειτουργία 3 του μοντέλου 109 16	164
Σχήμα 3.2-3: Άξονες κατά τη διεύθυνση του γεωγραφικού πλάτους και του γεωγραφικού μήκους	176
Σχήμα 3.2-4: Δοχείο θερμικής διαστρωμάτωσης	178
Σχήμα 3.2-5: Ροή ρευμάτων μεταξύ των στρωμάτων	182
Σχήμα 3.2-6: Εναλλάκτης θερμότητας σταθερής απόδοσης	184
Σχήμα 3.2-7: Μοντέλο ελεύθερης λειτουργίας σωληνοειδούς ψυκτικού στοιχείου	189
Σχήμα 3.2-8: Μοντέλο ελεγχόμενης λειτουργίας σωληνοειδούς ψυκτικού στοιχείου	191

Σχήμα 3.2-9: Μοντέλο εναλλάκτη αέρα – αέρα	193
Σχήμα 3.2-10: Τρίοδη βάνα ανάμειξης (λειτουργίες 1 και 6)	198
Σχήμα 3.2-11: Τρίοδη βάνα διαχωρισμού (λειτουργίες 2 και 7)	198
Σχήμα 3.2-12: Τρίοδη ρυθμιζόμενη βάνα ανάμειξης (λειτουργίες 3 και 8)	198
Σχήμα 3.2-13: Παράδειγμα χρήσης θερμοστατικής βάνας	199
Σχήμα 3.2-14: Θερμοστατική βάνα (λειτουργία 4, 5, 9 και 10)	199
Σχήμα 3.3-1: Σχεδιάγραμμα τροφοδοσίας ψύκτη απορρόφησης	200
Σχήμα 3.3-2: Λειτουργία ηλιακών συλλεκτών σωλήνων κενού	203

Κατάλογος εικόνων

Εικόνα 1.2-1: Διάγραμμα συστήματος ψύξης και αφύγρανσης στερεού προσροφητικού μέσου της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ	36
Εικόνα 1.2-2: Φωτογραφία συστήματος ψύξης και αφύγρανσης στερεού προσροφητικού μέσου της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ	37
Εικόνα 1.4-1: Ψύκτης απορρόφησης μίας βαθμίδας LiBr-H ₂ O τροφοδοτούμενος με ζεστό νερό ή ατμό με δυνατότητες ψυκτικής ισχύος 420-4840 kW της εταιρίας York International	44
Εικόνα 3.1-1: Στούντιο προσομοίωσης του TRNSYS	151
Εικόνα 3.1-2: Διαμόρφωση στοιχείων στο TRNSYS Simulation studio	152
Εικόνα 3.1-3: Δημιουργία σύνδεσης μεταξύ στοιχείων του TRNSYS	153
Εικόνα 3.1-4: Σύνδεση στοιχείων TRNSYS.....	153
Εικόνα 3.1-5: Καρτέλα ελέγχου TRNSYS	154
Εικόνα 3.1-6:Καρτέλα σειράς στοιχείων προσομοίωσης στο TRNSYS.....	154
Εικόνα 3.1-7: Έναρξη προσομοίωσης στο TRNSYS	155
Εικόνα 3.1-8: Γραφική αναπαράσταση των αποτελεσμάτων μέσω του online plotter	155
Εικόνα 3.1-9: Άνοιγμα εξωτερικών αρχείων στο TRNSYS.....	156
Εικόνα 3.1-10: Πρόσβαση στα αρχεία deck και list του TRNSYS.....	157
Εικόνα 3.2-1: Τυποποίηση εξωτερικού αρχείου IAM data file	177
Εικόνα 3.3-1: Φυτογραφίες ηλιακών συλλεκτών σωλήνων κενού	203
Εικόνα 3.3-2:Παράμετροι στοιχείου μετεωρολογικών δεδομένων (Type 109)	204
Εικόνα 3.3-3: Είσοδοι στοιχείου μετεωρολογικών δεδομένων (Type 109)	205
Εικόνα 3.3-4: Εξωτερικό αρχείο στοιχείου μετεωρολογικών δεδομένων για την Αθήνα (Type 109)	205
Εικόνα 3.3-5: Παράμετροι στοιχείου Ηλιακών συλλεκτών σωλήνων κενού (Type 71)	206
Εικόνα 3.3-6: Είσοδοι στοιχείου Ηλιακών συλλεκτών σωλήνων κενού (Type 71).....	207
Εικόνα 3.3-7: Εξωτερικό αρχείο IAM data του στοιχείου Ηλιακών συλλεκτών σωλήνων κενού (Type 71).....	207
Εικόνα 3.3-8: Δοχείο θερμικής αποθήκευσης εντός κτιρίου.....	208
Εικόνα 3.3-9: Δοχείο θερμικής αποθήκευσης εντός του εδάφους.....	208
Εικόνα 3.3-10: Εσωτερικές σωληνώσεις σε δοχείο θερμικής αποθήκευσης.....	208
Εικόνα 3.3-11: Παράμετροι δοχείου θερμικής αποθήκευσης (Type 4).....	209
Εικόνα 3.3-12: Είσοδοι δοχείου θερμικής αποθήκευσης (Type 4).....	210

Εικόνα 3.3-13: Αρχικές θερμοκρασίες δοχείου θερμικής αποθήκευσης (Type 4)....	210
Εικόνα 3.3-14: Παράμετροι αντλίας νερού ηλιακών συλλεκτών (Type 3).....	211
Εικόνα 3.3-15: Είσοδοι αντλίας νερού ηλιακών συλλεκτών (Type 3).....	211
Εικόνα 3.3-16: Παράμετροι εναλλάκτη θερμότητας με νερό δικτύου σε περίπτωση υπερθέρμανσης του συστήματος (Type 91).....	213
Εικόνα 3.3-17: Είσοδοι εναλλάκτη θερμότητας με νερό δικτύου σε περίπτωση υπερθέρμανσης του συστήματος (Type 91).....	214
Εικόνα 3.3-18: Παράμετροι βοηθητικής πηγής θερμότητας (Type 6).....	214
Εικόνα 3.3-19: Παράμετροι στοιχείου βοηθητικής πηγής θερμότητας (Type 6).....	215
Εικόνα 3.3-20: Παράμετροι αισθητήρα ηλιακής ακτινοβολίας (Type 672).....	216
Εικόνα 3.3-21: Είσοδοι αισθητήρα ηλιακής ακτινοβολίας (Type 672).....	217
Εικόνα 3.3-22: Παράμετροι θερμοστάτη τρίοδης βάνας παράκαμψης του δοχείου αποθήκευσης (Type 671).....	217
Εικόνα 3.3-23: Είσοδοι θερμοστάτη τρίοδης βάνας παράκαμψης του δοχείου αποθήκευσης (Type 671).....	218
Εικόνα 3.3-24: Παράμετροι θερμοστάτη τρίοδης βάνας παράκαμψης προς εναλλάκτη κρύου νερού (Type 671).....	219
Εικόνα 3.3-25: Είσοδοι θερμοστάτη τρίοδης βάνας παράκαμψης προς εναλλάκτη κρύου νερού (Type 671).....	219
Εικόνα 3.3-26: Σύνδεση του μοντέλου καιρού με τους ηλιακούς συλλέκτες σωλήνων κενού.....	220
Εικόνα 3.3-27: Σύνδεση της αντλίας νερού των ηλιακών συλλεκτών με τους ηλιακούς συλλέκτες σωλήνων κενού.....	220
Εικόνα 3.3-28: Σύνδεση του μοντέλου καιρού με τον αισθητήρα ηλιακής ακτινοβολίας.....	221
Εικόνα 3.3-29: Σύνδεση στοιχείου αισθητήρα ηλιακής ακτινοβολίας με το στοιχείο της αντλίας νερού των ηλιακών συλλεκτών.....	221
Εικόνα 3.3-30: Σύνδεση του στοιχείου των ηλιακών συλλεκτών κενού με το στοιχείο της τρίοδης βάνας παράκαμψης του δοχείου θερμικής αποθήκευσης.....	222
Εικόνα 3.3-31: Σύνδεση του δοχείου θερμικής αποθήκευσης με το θερμοστάτη της βάνας παράκαμψης του δοχείου.....	222
Εικόνα 3.3-32: Σύνδεση του θερμοστάτη της τρίοδης βάνας παράκαμψης με την τρίοδη βάνα παράκαμψης του δοχείου θερμικής αποθήκευσης.....	223
Εικόνα 3.3-33: Σύνδεση της τρίοδης βάνας παράκαμψης του δοχείου θερμικής αποθήκευσης με το δοχείο θερμικής αποθήκευσης.....	224
Εικόνα 3.3-34: Σύνδεση του δοχείου θερμικής αποθήκευσης με την τρίοδη βάνα ανάμιξης 2.....	224

Εικόνα 3.3-35:Σύνδεση της τρίοδης βάνας παράκαμψης του δοχείου θερμικής αποθήκευσης την τρίοδη βάνας ανάμιξης 2	225
Εικόνα 3.3-36: Σύνδεση της τρίοδης βάνας ανάμιξης 2 με την τρίοδη βάνα παράκαμψης προς τον εναλλάκτη κρύου νερού.....	225
Εικόνα 3.3-37: Σύνδεση της τρίοδης βάνας ανάμιξης 2 με το θερμοστάτη της τρίοδης βάνας παράκαμψης προς τον εναλλάκτη κρύου νερού	226
Εικόνα 3.3-38: Σύνδεση του θερμοστάτη της τρίοδης βάνας παράκαμψης προς τον εναλλάκτη κρύου νερού με το στοιχείο της τρίοδης βάνας παράκαμψης προς εναλλάκτη κρύου νερού	226
Εικόνα 3.3-39:Σύνδεση της τρίοδης βάνας παράκαμψης προς εναλλάκτη κρύου νερού με τον εναλλάκτη κρύου νερού.....	227
Εικόνα 3.3-40:Σύνδεση του εναλλάκτη θερμότητας κρύου νερού με την τρίοδη βάνα ανάμιξης 1	227
Εικόνα 3.3-41:Σύνδεση της τρίοδης βάνας παράκαμψης προς εναλλάκτη κρύου νερού με την τρίοδη βάνα ανάμιξης 1	228
Εικόνα 3.3-42: Σύνδεση της τρίοδης βάνας ανάμιξης 1 με την αντλία νερού των ηλιακών συλλεκτών κενού	228
Εικόνα 3.3-43: Σύνδεση του δοχείου θερμικής αποθήκευσης με την βοηθητική πηγή θερμότητας	229
Εικόνα 3.4-1: Παράμετροι στοιχείου 155 για τη σύνδεση του TRNSYS με τη Matlab	230
Εικόνα 3.4-2: Εξωτερικό αρχείο του στοιχείου 155 Matlab m - file.....	231
Εικόνα 3.4-3: Σύνδεση του στοιχείου ψύκτη απορρόφησης με το μοντέλο του καιρού	250
Εικόνα 3.4-4: Σύνδεση του στοιχείου της βοηθητικής πηγής θερμότητας με το στοιχείο του ψύκτη απορρόφησης.....	250
Εικόνα 3.4-5:Σύνδεση του στοιχείου του ψύκτη απορρόφησης με το στοιχείο του δοχείου θερμικής αποθήκευσης.....	251
Εικόνα 3.5-1: Σύστημα εξόδου αποτελεσμάτων για το κύκλωμα των ηλιακών συλλεκτών και της ψύξης με απορρόφηση	252
Εικόνα 3.5-2: Παράμετροι στοιχείου μετατροπέα μονάδων (Type 57)	253
Εικόνα 3.5-3: Παράμετροι στοιχείων ολοκλήρωσης.....	255
Εικόνα 3.5-4: Σύνδεση στοιχείων ηλιακών συλλεκτών, δοχείου θερμικής αποθήκευσης και μοντέλου καιρού στο στοιχείο ολοκλήρωσης ποσοτήτων ..	256
Εικόνα 3.5-5: Σύνδεση στοιχείου ψύκτη απορρόφησης στο στοιχείο ολοκλήρωσης ποσοτήτων μέσω του μετατροπέα μονάδων.....	257
Εικόνα 3.5-6: Σύνδεση των στοιχείων ολοκλήρωσης ποσοτήτων στο στοιχείο εξισώσεων για τον υπολογισμό των συγκεντρωτικών αποτελεσμάτων.....	257

Εικόνα 3.5-7: Διαμόρφωση στοιχείου εξισώσεων για τον υπολογισμό των συγκεντρωτικών αποτελεσμάτων	258
Εικόνα 3.5-8: Συνδεσμολογία των στοιχείων εκτύπωσης συγκεντρωτικών αποτελεσμάτων.....	259
Εικόνα 3.6-1: Άποψη κτιρίου εκθεσιακού χώρου	263
Εικόνα 3.6-2: Βήμα 1 του Building Wizard	264
Εικόνα 3.6-3: Βήμα 2 του Building Wizard	265
Εικόνα 3.6-4: Βήμα 3 του Building Wizard	265
Εικόνα 3.6-5: Βήμα 4 του Building Wizard	266
Εικόνα 3.6-6: Βήμα 5 του Building Wizard	266
Εικόνα 3.6-7: Βήμα 6 του Building Wizard	267
Εικόνα 3.6-8: Βήμα 7 του Building Wizard	267
Εικόνα 3.6-9: Βήμα 8 του Building Wizard	268
Εικόνα 3.6-10: Βήμα 9 του Building Wizard	268
Εικόνα 3.6-11: Βήμα 10 του Building Wizard	269
Εικόνα 3.6-12: Διάγραμμα του κτιρίου και των βοηθητικών στοιχείων του στο TRNSYS Simulation studio	269
Εικόνα 3.6-13: Παράθυρο TRNBuild.....	270
Εικόνα 3.6-14: Προσθήκη υαλοπινάκων στη βόρεια πλευρά του κτιρίου	271
Εικόνα 3.6-15: Προσθήκη υαλοπινάκων στη νότια πλευρά του κτιρίου	271
Εικόνα 3.6-16: Προσθήκη υαλοπινάκων στην ανατολική πλευρά του κτιρίου.....	272
Εικόνα 3.6-17: Προσθήκη υαλοπινάκων στη δυτική πλευρά του κτιρίου	272
Εικόνα 3.6-18: Διαμόρφωση στρώσεων εξωτερικών τοίχων	273
Εικόνα 3.6-19: Διαμόρφωση στρώσεων οροφής.....	274
Εικόνα 3.6-20: Προσθήκη της οροφής στο κτίριο.....	275
Εικόνα 3.6-21: Προσθήκη εσωτερικού ορόφου στο κτίριο.....	275
Εικόνα 3.6-22: Διαμόρφωση στρώσεων εσωτερικού πατώματος του ορόφου	276
Εικόνα 3.6-23: Καθορισμός εβδομαδιαίου προγράμματος του κτιρίου	277
Εικόνα 3.6-24: Καθορισμός ημερήσιου ωραρίου λειτουργίας του κτιρίου.....	277
Εικόνα 3.6-25: Καθορισμός εσωτερικών φορτίων από ανθρώπους.....	278
Εικόνα 3.6-26: Καθορισμός εσωτερικών φορτίων από φωτισμό	279
Εικόνα 3.6-27: Διαμόρφωση εισόδων του στοιχείου του κτιρίου	280
Εικόνα 3.6-28: Ομάδα εξόδων θερμικής ζώνης	280

Εικόνα 3.6-29: Επιλογή των μεταβλητών της θερμικής ζώνης που θα χρησιμοποιηθούν ως έξοδοι	281
Εικόνα 3.6-30: Προσθήκη του ωραρίου λειτουργίας του κτιρίου στις εξόδους.....	281
Εικόνα 3.6-31: Διαμόρφωση συστήματος εξαερισμού "VENTMECH"	283
<i>Εικόνα 3.6-32: Προσθήκη του συστήματος εξαερισμού "VENTMECH" στη θερμική ζώνη.....</i>	<i>283</i>
Εικόνα 3.7-1: Σχεδιάγραμμα βασικής διάταξης του συστήματος κλιματισμού του κτιρίου	284
Εικόνα 3.7-2: Παράμετροι σωληνοειδούς ψυκτικού στοιχείου (Type 508).....	285
Εικόνα 3.7-3: Είσοδοι σωληνοειδούς ψυκτικού στοιχείου (Type 508).....	285
Εικόνα 3.7-4: Παράμετροι εναλλάκτη προκλιματισμού (Type 667).....	286
Εικόνα 3.7-5: Είσοδοι εναλλάκτη προκλιματισμού (Type 667).....	286
Εικόνα 3.7-6: Συνδεσμολογία του θερμοστάτη του εναλλάκτη προκλιματισμού....	287
Εικόνα 3.7-7: Παράμετροι της αντλίας απορριπτόμενου αέρα (Type 3)	288
Εικόνα 3.7-8: Σύνδεση του ωραρίου λειτουργίας του κτιρίου με το σήμα ελέγχου της αντλίας απορριπτόμενου αέρα.....	288
Εικόνα 3.7-9: Παράμετροι του αεραγωγού μίξης ρευμάτων αέρα (Type 648)	289
Εικόνα 3.7-10: Σήμα ελέγχου του θερμοστάτη της θερμικής ζώνης του κτιρίου	291
Εικόνα 3.7-11: Συνδεσμολογία του θερμοστάτη της θερμικής ζώνης του κτιρίου...	292
Εικόνα 3.7-12: Σύνδεση σήματος ελέγχου στην αντλία απορριπτόμενου αέρα.....	292
Εικόνα 3.7-13: Σύνδεση σήματος ελέγχου στην βοηθητική πηγή θερμότητας.....	293
Εικόνα 3.7-14: Σύνδεση σήματος ελέγχου στον ψύκτη απορρόφησης	293
Εικόνα 3.7-15: Σύνδεση του μοντέλου καιρού με τον εναλλάκτη προκλιματισμού .	294
Εικόνα 3.7-16: Σύνδεση εναλλάκτη προκλιματισμού με τον αεραγωγό μίξης ρευμάτων αέρα	295
Εικόνα 3.7-17: Σύνδεση της θερμικής ζώνης του κτιρίου με την αντλία απορριπτόμενου αέρα.....	295
Εικόνα 3.7-18: Σύνδεση αντλίας απορριπτόμενου αέρα με τον εναλλάκτη προκλιματισμού.....	296
Εικόνα 3.7-19: Σύνδεση της θερμικής ζώνης του κτιρίου με τον εναλλάκτη προκλιματισμού.....	296
Εικόνα 3.7-20: Σύνδεση της θερμικής ζώνης του κτιρίου με την αντλία του αέρα ανακύκλωσης.....	297
Εικόνα 3.7-21: Σύνδεση της αντλίας του αέρα ανακύκλωσης με τον αεραγωγό μίξης ρευμάτων αέρα	297

Εικόνα 3.7-22: Σύνδεση της θερμικής ζώνης του κτιρίου με τον αεραγωγό μίξης ρευμάτων αέρα	298
Εικόνα 3.7-23: Σύνδεση αεραγωγού μίξης ρευμάτων αέρα με το σωληνοειδές ψυκτικό στοιχείο.....	299
Εικόνα 3.7-24: Σύνδεση του σωληνοειδούς ψυκτικού στοιχείου με το ψύκτη απορρόφησης.....	299
Εικόνα 3.7-25: Σύνδεση του σωληνοειδούς ψυκτικού στοιχείου με τον ψύκτη απορρόφησης.....	300
Εικόνα 3.7-26: Σύνδεση σωληνοειδούς ψυκτικού στοιχείου με το σύστημα εξαερισμού της θερμικής ζώνης του κτιρίου.....	301
Εικόνα 5.1-1: Ολοκληρωμένο σύστημα ηλιακού κλιματισμού κτιρίου εκθεσιακού χώρου στο TRNSYS Simulation studio	332

1 Ηλιακή Ψύξη

1.1 Γενικά στοιχεία

Η ηλιακή ψύξη, ή αλλιώς ηλιακός κλιματισμός, αναφέρεται σε συστήματα με τα οποία εκμεταλλευόμαστε την ηλιακή ενέργεια μετατρέποντάς την σε θερμότητα προκειμένου να επιτύχουμε ψύξη διαφόρων μέσων. Τα συστήματα αυτά επιτυγχάνουν δηλαδή τον ηλιακό κλιματισμό και χωρίζονται σε δύο κύριες κατηγορίες:

- Ανοικτού κύκλου
- Κλειστού κύκλου

Θα γίνει μία σύντομη περιγραφή των κατηγοριών αυτών και των υπάρχουσών τεχνολογιών τους και θα δοθεί ιδιαίτερη έμφαση στην τεχνολογία απορρόφησης η οποία ανήκει στα συστήματα κλειστού κύκλου και θα χρησιμοποιηθεί στην παρούσα διπλωματική εργασία για σχεδιασμό, την μοντελοποίηση και την βελτιστοποίηση ολοκληρωμένου συστήματος ηλιακού κλιματισμού σε κτίριο.

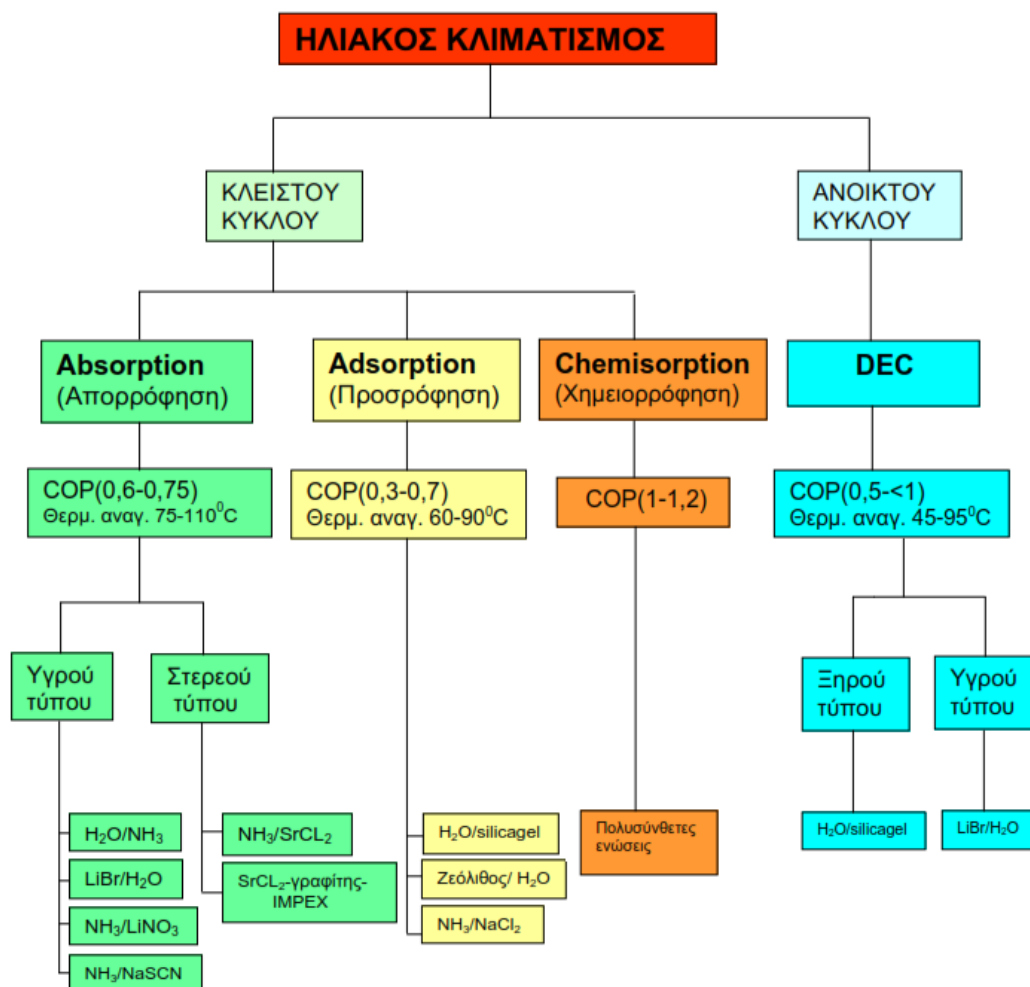
Τα συστήματα ανοικτού κύκλου επιτυγχάνουν πλήρη κλιματισμό ενός χώρου καθώς δίνουν τη δυνατότητα ρύθμισης των συνθηκών άνεσης παρέχοντας ψυχρό και ξηρό αέρα. Το ψυκτικό μέσο είναι νερό επειδή είναι σε άμεση επαφή με τον αέρα. Οι μονάδες ανοικτού κύκλου ή αλλιώς desiccant (DEC) για την ρύθμιση της υγρασίας του παρεχόμενου αέρα χρησιμοποιούν περιστρεφόμενο τροχό αφύγρανσης, αποτελούμενος συνήθως από στερεό πορώδες υλικό. Οι μονάδες αυτές χωρίζονται σε στερεού τύπου με στερεό ροφητή και υγρού τύπου με ψεκαζόμενο ροφητή.

Τα κλειστά συστήματα συνίστανται από θερμοκίνητους ψύκτες που παρέχουν ψυχρό νερό σε αντίθεση με τα ανοικτά συστήματα. Το ψυχρό νερό χρησιμοποιείται στη συνέχεια είτε σε κεντρικές κλιματιστικές μονάδες, οι οποίες κλιματίζουν πλήρως τον αέρα σε ψυχρό και ξηρό, είτε διανέμεται μέσω δικτύου σε τοπικές μονάδες κλιματισμού δωματίων σε καθορισμένους χώρους.

Τα κλειστά συστήματα διαχωρίζονται σε τρεις επιμέρους τεχνολογίες:

- Ψύκτες απορρόφησης που είναι και οι πιο κοινοί
- Ψύκτες προσρόφησης με μερικές εκατοντάδες συστήματα παγκοσμίως
- Ψύκτες χημειορρόφησης με ελάχιστες εφαρμογές





Στο παρακάτω σχήμα γίνεται πλήρης ταξινόμηση των συστημάτων ηλιακού κλιματισμού:



Σχήμα 1.1-1: Ταξινόμηση συστημάτων ηλιακού κλιματισμού¹

Τα βασικά χαρακτηριστικά και οι ιδιότητες των δύο βασικών κύκλων ηλιακής ψύξης εμφανίζονται στον παρακάτω Πίνακας 1.1-1: Βασικά χαρακτηριστικά συστημάτων ηλιακού κλιματισμού :

¹ Πηγή: ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΕΣ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΨΥΞΗΣ ΚΑΙ ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟΥ ΜΕ ΤΗ ΧΡΗΣΗ ΗΛΙΑΚΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ ΚΑΙ ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑΤΑ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ, ΚΑΡΑΓΙΩΡΓΑΣ Δ. & Σuv/τες, 2008

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

Πίνακας 1.1-1: Βασικά χαρακτηριστικά συστημάτων ηλιακού κλιματισμού²

Ο ηλιακός κλιματισμός στην Ελλάδα είναι ελάχιστα διαδεδομένος παρόλο που η χώρα μας διαθέτει πολύ περισσότερη διαθέσιμη ηλιακή ενέργεια συγκριτικά με βορειότερες χώρες. Η εκμετάλλευση της ηλιακής ενέργειας στη χώρα μας γίνεται κυρίως με φωτοβολταϊκά στοιχεία καθώς αποφέρουν άμεσο κέρδος με την πώληση της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας στη ΔΕΗ, σε αντίθεση με την εξοικονόμηση ενέργειας που προσφέρει ο ηλιακός κλιματισμός σε βάθος χρόνου. Ωστόσο έστω και ελάχιστες εγκαταστάσεις ηλιακού κλιματισμού έχουν εγκατασταθεί όπως φαίνεται στον παρακάτω Πίνακας 1.1-2: Εγκαταστάσεις ηλιακού κλιματισμού στην Ελλάδα :

² Πηγή: Climasol, Οδηγός ηλιακού κλιματισμού, Δρ. Θ. Τσούτσου, Ε. Κορμού, Ε. Κούδα, Δρ. Μ. Καράγιωργας, Β. Δρόσου, Α. Αηδόνη, Κέντρο Ανανεώσιμων Πηγών Ενέργειας, 2004.

Όνομα	Τόπος	Τυπολογία κτίριου	Ισχύς (kWc)	Τεχνολογία	Τύπος συλλέκτη	Συλλεκτική επιφάνεια (m ²)	Έτος εκκίνησης	Ετήσια ηλιακή απόδοση	Ενεργειακό φορτίο	Μείωση kg CO ₂ /έτος
Σαράντης ΑΕ	Οινόφυτα, Βοιωτία	Αποθήκη ετοιμών βιομηχανίας καλλυπτικών	700	Προσρόφηση	Επιλεκτικής βαφής επίπεδος	2.700	1999	1.283 MWh 49% ηλιακή κάλυψη	2.614 MWh	5.124.596
Αμερικάνικ ο Κολλέγιο περίοδος αναφοράς: 1έτος	Αθήνα, Αττική	Εκπαιδευτικό κτίριο	168	Απορρόφηση	Σωλήνες κενού	(net) 615	1984	-----	-----	2,4 ΤΙΠ/περίοδο θέρμανσης 5.400 kWh καθαρή ηλεκτ. Ενέργεια ανά περίοδο θέρμανσης
			7	Θερμοσυμπίεση ατμών	Σωλήνες κενού	(net) 30	1988	-----	-----	4.860 kWh _{el} and 1,2 toe (July 1988-July 1990)
Κέντρο Ερευνών Δημόκριτος	Αθήνα, Αττική	Εργαστήριο Ηλιακών	35,2	Απορρόφηση	Επιλεκτικής βαφής επίπεδος	160	2003	-----	-----	Στοιχεία μη διαθέσιμα
Λεντζάκης ΑΕ	Ρέθυμνο, Κρήτη	Ξενοδοχείο	105	Απορρόφηση	Επιλεκτικής βαφής επίπεδος	448	2002	576 MWh ηλιακή κάλυψη: 57.5%	1.1001 MWh	1.070.361
Άφρι Κουτρουλή (Rethymno Village)	Ρέθυμνο, Κρήτη	Ξενοδοχείο	105	Απορρόφηση	Επιλεκτικής βαφής επίπεδος	450	2000	651 MWh ηλιακή κάλυψη: 61%	1.067 MWh	1.094.972

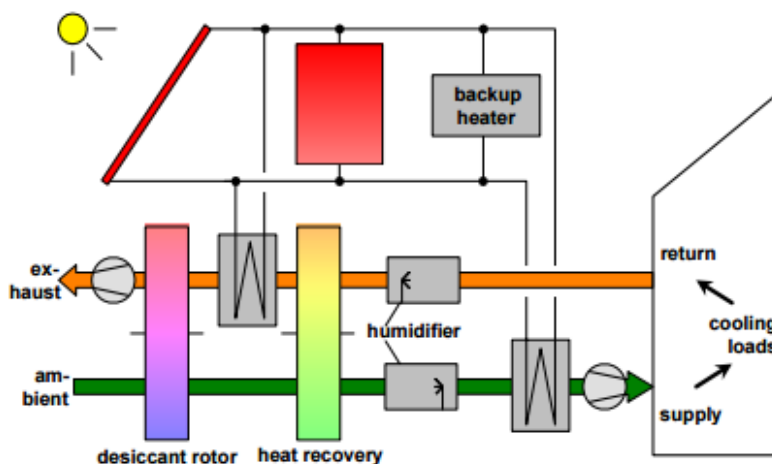
Πίνακας 1.1-2: Εγκαταστάσεις ηλιακού κλιματισμού στην Ελλάδα³

1.2 Σύστημα Ψύξης Ανοικτού Κύκλου

Η χρήση ρόφησης στα συστήματα ανοικτού κύκλου για την αφύγρανση του αέρα με τη χρήση στερεών υλικών ή υγρών ψυκτικών μέσων ανοίγει νέες δυνατότητες στην τεχνολογία του ηλιακού κλιματισμού. Αυτό μπορεί να προσφέρει μια εναλλακτική λύση στην κλασική εφαρμογή της συμπίεσης. Εάν συνδυαστεί με την συνήθη συμπίεση ατμού, οδηγεί σε μεγαλύτερη αποδοτικότητα, με αύξηση της θερμοκρασίας του ατμοποιητή, του κύκλου συμπίεσης.

Τα συστήματα ανοικτού κύκλου χρησιμοποιούνται για την κατ' ευθεία παραγωγή φρέσκου αέρα κλιματισμού. Δεν είναι συστήματα όπου χρησιμοποιείται ένα κρύο υγρό μέσο (ψυχρό νερό) για την απαγωγή θερμότητας, αλλά είναι σύστημα αέρα. Συνεπώς, μπορούν να χρησιμοποιηθούν μόνο όταν το σύστημα κλιματισμού περιλαμβάνει ρεύμα αέρα μέσα που θα απομακρύνει τα εσωτερικά φορτία, παρέχοντας κλιματισμό στο κτήριο. Αυτό το ρεύμα αέρα προέρχεται από το περιβάλλον και χρειάζεται να ψυχθεί και να αφυγρανθεί, ώστε να αποκτήσει τις απαιτούμενες συνθήκες. Γι' αυτό τον σκοπό έχουν σχεδιαστεί τα συστήματα ανοικτού κύκλου.

³ Πηγή: Η ΑΝΑΠΤΥΞΗ ΤΟΥ ΗΛΙΑΚΟΥ ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟΥ ΣΤΗΝ ΕΛΛΑΔΑ Θεοχάρης Τσούτσος, Μιχάλης Καράγιωργας, 2006



Σχήμα 1.2-1: Διάγραμμα διάταξης συστήματος DEC⁴

Τα μέρη ενός τέτοιου συστήματος εφαρμόζονται γενικά σε μια μονάδα αέρα και ενεργοποιούνται ανάλογα με την επιθυμητή λειτουργία του κλιματισμού. Αυτές οι λειτουργίες εφαρμόζουν διαφορετικές φυσικές διαδικασίες, για την διαχείριση του αέρα, αναλόγως το φορτίο και τις εξωτερικές συνθήκες. Αυτά τα συστήματα βασίζονται σε φυσικές αρχές της εξάτμισης και κλιματισμού ανοικτού κύκλου. Ο ακόρεστος αέρας έχει την ιδιότητα να προσλαμβάνει νερό, έως ότου έλθει σε ισορροπία κορεσμού. Όσο πιο χαμηλή είναι η σχετική υγρασία του αέρα, τόσο πιο μεγάλη είναι η λανθάνουσα θερμότητα για εξάτμιση.

Ένα σύστημα ανοικτού κύκλου είναι εγκατεστημένο στο Εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής του Τομέα Θερμότητας της σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών στο Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο:

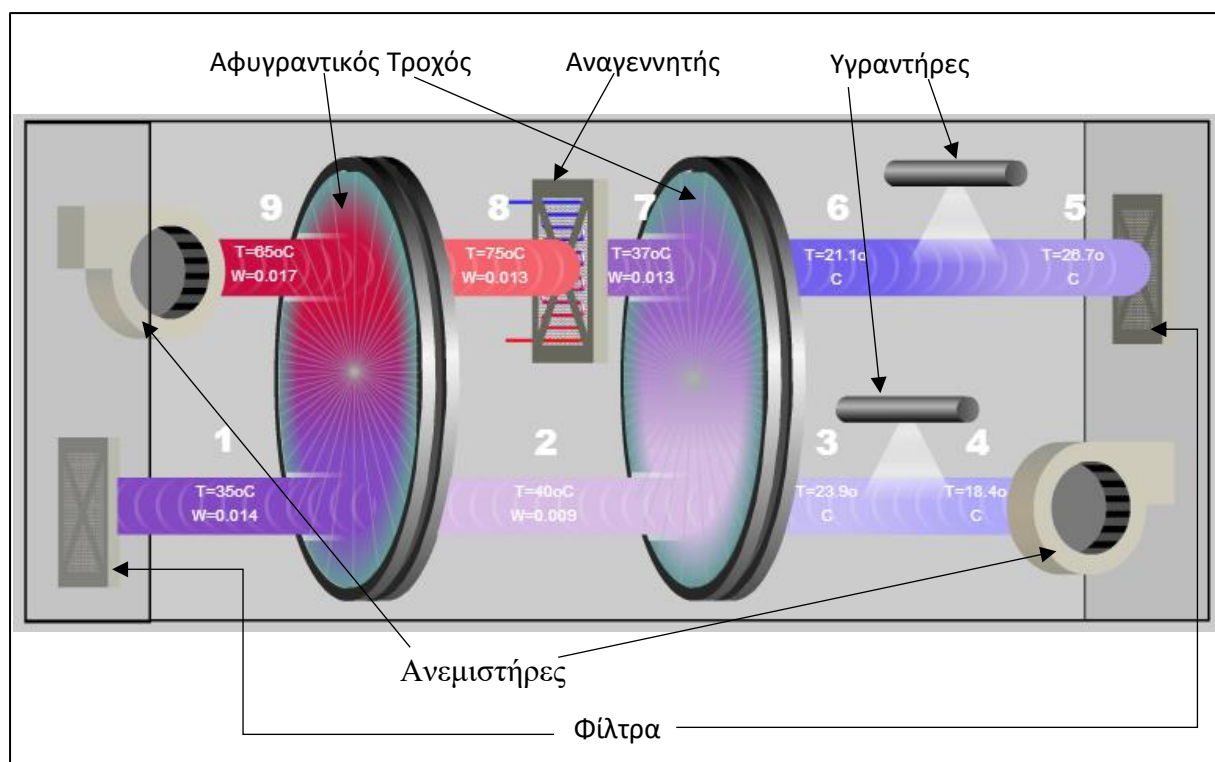
Σύστημα ψύξης και αφύγρανσης στερεού προσροφητικού μέσου στη Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ⁵

Το σύστημα εγκαταστάθηκε το 2009, έχει μέγιστη παροχή αέρα 690 m³/h και αφυγραντική ικανότητα 0.008 kgH₂O /kg dry air. Το στερεό προσροφητικό μέσο που χρησιμοποιεί είναι Silica Gel. Τα μετρητικά συστήματα που διαθέτει αποτελούνται από 10 αισθητήρες θερμοκρασίας, 2 αισθητήρες υγρασίας και 1 παροχόμετρο. Η θερμική απόδοση που επιτυγχάνεται είναι 0.7 και η ονομαστική ισχύς 7,8 kW.

Τα συστήματα αυτά, μέσω ενός περιστροφικού εναλλάκτη εμποτισμένου με προσροφητικό μέσο, αφυγραίνουν τον αέρα του περιβάλλοντος που εισέρχεται στο σύστημα. Το βασικό πλεονέκτημα των συστημάτων αυτών είναι η δυνατότητα συγκράτησης σημαντικών ποσοτήτων υγρασίας από τον αέρα. Μάλιστα, σε σχέση με τους ψύκτες ανοικτού κύκλου υγρού προσροφητικού μέσου, έχουν μεγαλύτερη ικανότητα αφύγρανσης.

⁴ Πηγή: Πρακτικά συνεδρίου Ημερίδα ΚΑΠΕ – IENE: Εφαρμογές Τεχνολογιών εξοικονόμησης και ηλιακής ενέργειας στα κτίρια Ίδρυμα Ευγενιδίου – 16 Νοεμβρίου 2006

⁵ Πηγή: <http://lathermo.mech.ntua.gr>



Εικόνα 1.2-1: Διάγραμμα συστήματος ψύξης και αφύγρανσης στερεού προσροφητικού μέσου της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ⁵

Μονάδα «Αφύγρανσης-Εξάτμισης»

Η εγκατάσταση ανοικτού κύκλου με την τεχνολογία «αφύγρανσης-εξάτμισης» (DEC) χρησιμοποιείται για να παράγει απ' ευθείας κλιματιζόμενο αέρα. Τα βασικά εξαρτήματα που απαρτίζουν μία τέτοιου είδους εγκατάσταση είναι:

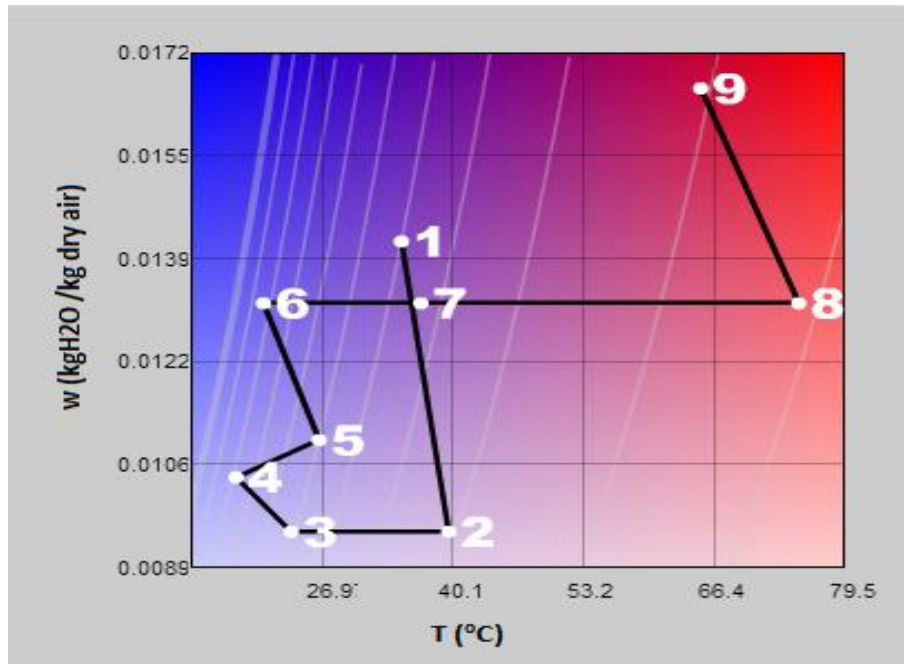
- τα ειδικά φίλτρα,
- οι ηλεκτροκίνητοι ανεμιστήρες,
- ο τροχός αφύγρανσης,
- ο τροχός εναλλαγής αισθητής θερμότητας και
- οι υγραντήρες.

Η απαραίτητη αναγέννηση του αφυγραντικού τροχού πραγματοποιείται με ρεύμα αέρα υψηλής θερμοκρασίας και χαμηλής σχετικής υγρασίας, πράγμα που επιτυγχάνεται με εναλλάκτη νερού-αέρα (αναγεννητής) όπου και αξιοποιείται η προσφερόμενη θερμότητα από τους ηλιακούς συλλέκτες. Ο όρος «ανοικτού κύκλου» αφορά στο γεγονός ότι το μέσο που υφίσταται τη μεταβολή, δηλαδή ο αέρας, απορρίπτεται από το σύστημα αφού παραλάβει τα θερμικά φορτία και αντικαθίσταται από καινούργιο.

Το εισερχόμενο από τον αγωγό προσαγωγής ρεύμα αέρα διηθείται σε ειδικά φίλτρα και προσπίπτει στον αφυγραντικό τροχό. Στη συνέχεια βρίσκεται ο εναλλάκτης αισθητής θερμότητας και ο υγραντήρας όπου και επιτυγχάνονται οι συνθήκες θερμοκρασίας και υγρασίας για τον κλιματιζόμενο χώρο. Στο ρεύμα επιστροφής, που είναι αντίθετης φοράς με το προηγούμενο, ο αέρας παραλαμβάνεται από τον κλιματιζόμενο χώρο φιλτράρεται εκ νέου

υγραίνεται, προσπίπτει στο άνω τμήμα του εναλλάκτη αισθητής θερμότητας, θερμαίνεται στον αναγεννητή, προσπίπτει στη συνέχεια στον αφυγραντικό τροχό και απορρίπτεται στο περιβάλλον.

Ένας ενδεικτικός θερμοδυναμικός κύκλος του αέρα στο σύστημα αυτό απεικονίζεται στο ακόλουθο διάγραμμα:



Διάγραμμα 1.2-1: Ενδεικτικό διάγραμμα Απόλυτης υγρασίας – Θερμοκρασίας του συστήματος ψύξης και αφύγρανσης στερεού προσροφητικού μέσου της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ⁵



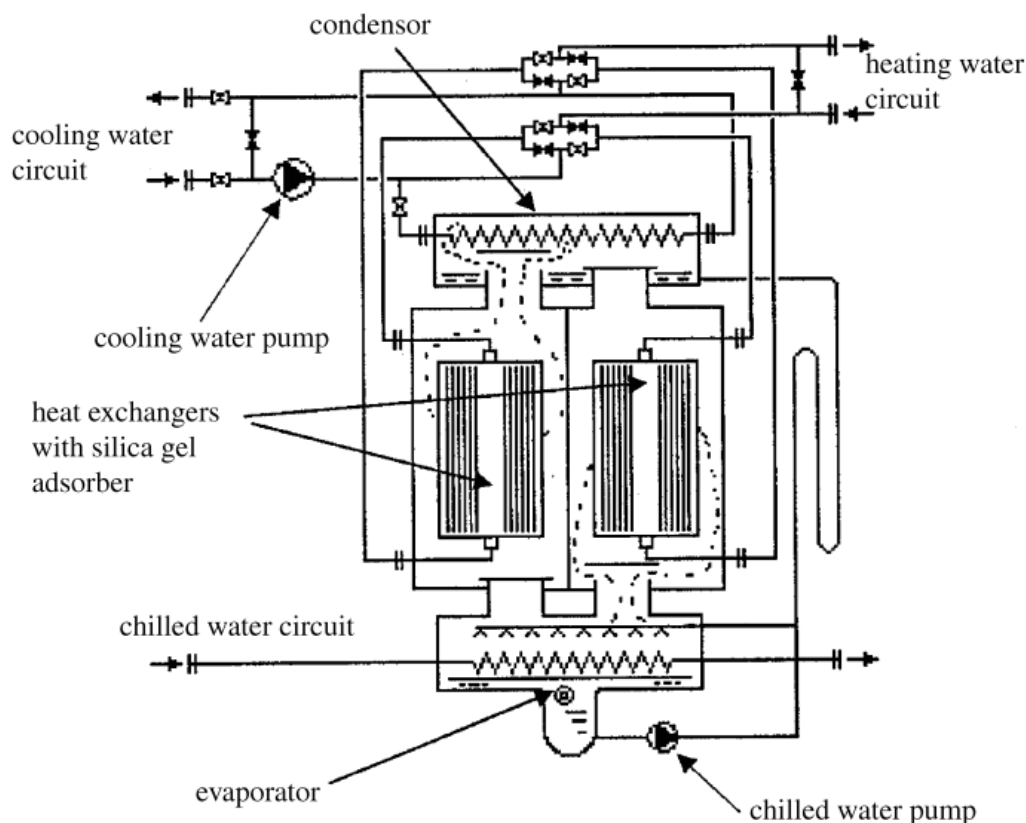
Εικόνα 1.2-2: Φωτογραφία συστήματος ψύξης και αφύγρανσης στερεού προσροφητικού μέσου της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ⁵

1.3 Συστήματα ψύξης κλειστού κύκλου

Στο συγκεκριμένο υποκεφάλαιο θα αναφερθούμε στα βασικά χαρακτηριστικά των συστημάτων Προσρόφησης (Adsorption) και χημειορρόφησης καθώς και άλλα ευρέως διαδεδομένα συστήματα κλειστού κύκλου. Η τεχνολογία απορρόφησης θα αναλυθεί ενδελεχώς στο επόμενο κεφάλαιο λόγω της σημασίας της στην παρούσα διπλωματική εργασία.

1.3.1 Ψύξη με προσρόφηση: Adsorption

Οι ψύκτες προσρόφησης χρησιμοποιούν στερεά πορώδη προσροφητικά υλικά αντί των υγρών διαλυμάτων που χρησιμοποιούν οι ψύκτες απορρόφησης. Ωστόσο διαφέρουν από τα συστήματα ανοικτού κύκλου με στερεό προσροφητικό υλικό καθώς δεν αφυγραίνουν και ψύχουν αέρα με αφυγραντικούς τροχούς αλλά ψύχουν μόνο υγρό μέσο, συνήθως νερό, το οποίο μετά και χρησιμοποιείται αναλόγως για τις απαιτήσεις ψύξεως. Τα διαθέσιμα στην αγορά συστήματα χρησιμοποιούν νερό ως ψυκτικό μέσο και silica gel ως προσροφητικό υλικό. Ο ψύκτης προσρόφησης αποτελείται από δύο θαλάμους με ροφητικό υλικό (silica gel) οι οποίοι χρησιμοποιούνται εναλλάξ για την προσρόφηση και απελευθέρωση των ατμών του νερού, το οποίο αποτελεί το ψυκτικό μέσο. Τα συστήματα αυτά λειτουργούν σε κύκλο ημισυνεχούς αναγέννησης του προσροφητικού μέσου (semi-continuous regenerative cycle). Η θερμότητα, η οποία απελευθερώνεται κατά την προσρόφηση του ατμού, απάγεται από το σύστημα από κύκλωμα ψυχρού νερού, ενώ η απαραίτητη θερμότητα για την απελευθέρωση των ατμών και την αναγέννηση του προσροφητικού μέσου, παρέχεται στο σύστημα από κύκλωμα ζεστού νερού, το οποίο προέρχεται από τους ηλιακούς συλλέκτες.



Σχήμα 1.3-1: Αρχή Λειτουργίας Ψυκτικής Μηχανής Προσρόφησης⁶

Όπως φαίνεται από το παραπάνω Σχήμα 1.3-1, το σύστημα αποτελείται από δύο θαλάμους με εναλλάκτες θερμότητας, οι οποίοι φέρουν το προσροφητικό υλικό. Με αυτό τον τρόπο, απομακρύνεται η θερμότητα που παράγεται κατά την προσρόφηση και παρέχεται η αναγκαία θερμότητα για την απελευθέρωση των υδρατμών και την αναγέννηση του ροφητικού μέσου. Η μόνη αντλία που χρησιμοποιείται για το ψυκτικό μέσο είναι αυτή που στέλνει το νερό που συλλέγεται στο κάτω μέρος του ατμοποιητή πίσω στους ψεκαστήρες της συσκευής. Όλες οι άλλες αντλίες, για την κυκλοφορία του προς ψύξη νερού όπως και αυτές για το κυκλώματα του ζεστού νερού και του νερού ψύξης βρίσκονται εξωτερικά της συσκευής. Κάθε θάλαμος προσροφητικού υλικού συνδέεται με δύο βαλβίδες ελέγχου με τον ατμοποιητή και τον συμπυκνωτή. Η διαδικασία αποτελείται από δύο κύριες φάσεις και μια τρίτη μικρότερη που παρεμβάλλεται μεταξύ των δύο κύριων.

Στην πρώτη φάση, η κάτω βαλβίδα του ενός από τους δύο θαλάμους (δεξιά στο παραπάνω Σχήμα 1.3-1) ανοίγει και ο ατμός που παράγεται από τον ατμοποιητή μπαίνει σε αυτόν και προσροφάται από το ροφητικό υλικό (silica gel) το οποίο έχει προηγουμένως προψυχθεί (στην ενδιάμεση φάση). Η διαδικασία αυτή λαμβάνει χώρα στην χαμηλή πίεση του ατμοποιητή (1000Pa στους 50C) και η ενέργεια που απελευθερώνεται απάγεται από το σύστημα με το νερό ψύξης. Η πάνω βαλβίδα του θαλάμου αυτού, η οποία τον συνδέει με τον συμπυκνωτή, κατά την πρώτη φάση είναι κλειστή. Στον δεύτερο θάλαμο, κατά την φάση αυτή, η βαλβίδα του ατμοποιητή είναι κλειστή, ενώ η αντίστοιχη του συμπυκνωτή είναι ανοικτή. Με την χρήση

⁶ Πηγή: Ursula Eicker, Solar Technologies for Buildings. John Wiley & Sons Ltd, 2001.

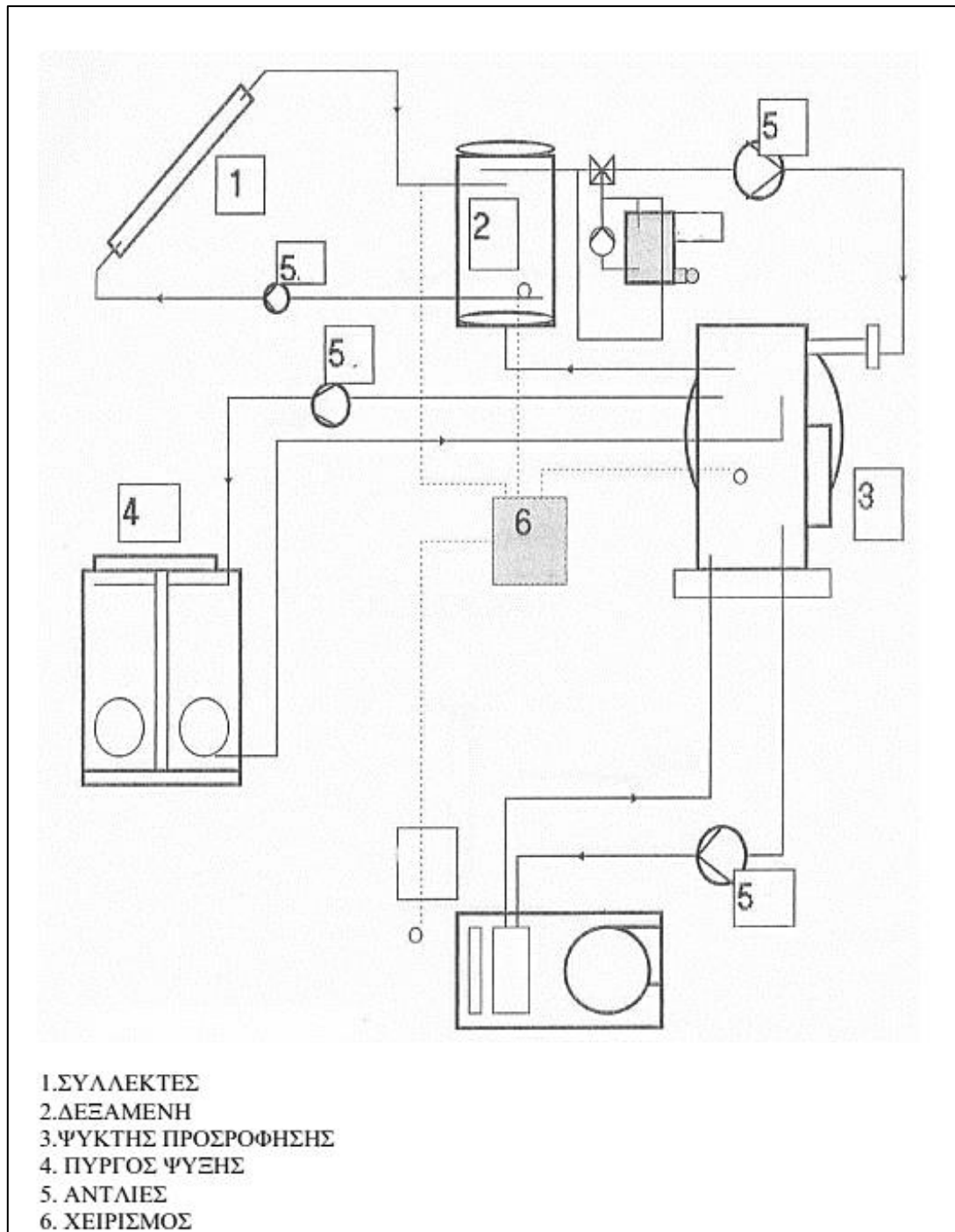
θερμότητας από το κύκλωμα ζεστού νερού, το προσροφητικό υλικό αναγεννάται και απελευθερώνει τον ατμό, τον οποίο είχε συλλέξει στην προηγούμενη φάση, στην υψηλή πίεση του συμπυκνωτή. Όταν η ψυκτική ικανότητα της συσκευής μειωθεί σε μια συγκεκριμένη τιμή, γεγονός που σημαίνει την πλήρωση του ροφητικού υλικού στον πρώτο θάλαμο, η πρώτη φάση τελειώνει και γίνεται η προετοιμασία για την επόμενη φάση όπου οι θάλαμοι αντιστρέφουν την λειτουργία τους.

Στην δεύτερη φάση, οι βαλβίδες λειτουργούν αντίστροφα. Στον πρώτο θάλαμο ανοίγει η βαλβίδα του συμπυκνωτή και κλείνει αυτή του ατμοποιητή, ενώ το αντίστροφο συμβαίνει με τον δεύτερο θάλαμο. Στην φάση αυτή, στον πρώτο θάλαμο ο ατμός που είχε συλλεγεί απελευθερώνεται στον συμπυκνωτή με την χρήση της θερμότητας του ζεστού νερού, ενώ στον δεύτερο θάλαμο το ροφητικό υλικό που έχει αναγεννηθεί στην προηγούμενη φάση προσροφά τον ατμό που παράγεται από τον ατμοποιητή. Η θερμότητα που απελευθερώνεται από την προσρόφηση του νερού απάγεται από το σύστημα, όπως και κατά την πρώτη φάση, από το νερό ψύξης.

Ανάμεσα στις δύο κύριες φάσεις, μεσολαβεί μια τρίτη διάρκειας περίπου 20sec. Κατά την ενδιάμεση αυτή φάση, το ζεστό νερό χρησιμοποιείται για να προθερμάνει τον πρώτο θάλαμο ο οποίος στην επόμενη φάση θα απελευθερώσει τον ατμό που έχει συλλέξει και το κύκλωμα του κρύου νερού χρησιμοποιείται για την πρόψυξη του δεύτερου θαλάμου. Η μέση διάρκεια ενός κύκλου είναι 400sec επομένως μαζί με την ενδιάμεση φάση έχουμε συνολική διάρκεια 7 λεπτών.

Μέχρι σήμερα, μόνο κάποιοι Ασιάτες κατασκευαστές παράγουν ψύκτες προσρόφησης. Υπό τυπικές συνθήκες λειτουργίας με θερμοκρασία αναγέννησης περίπου 80°C, τα συστήματα επιτυγχάνουν COP περίπου 0,6, αλλά είναι δυνατόν να λειτουργήσουν ακόμη και σε θερμοκρασίες αναγέννησης της τάξης των 60°C. Η ψυκτική τους ικανότητα κυμαίνεται από 50-500 kW. Η απλότητα κατασκευής των ψυκτών προσρόφησης και η αναμενόμενη μηχανική αντοχή τους είναι σημαντικά πλεονεκτήματα. Δεν υπάρχει περιορισμός στη θερμοκρασία απόρριψης θερμότητας, καθώς δεν υφίσταται κανένας κίνδυνος κρυστάλλωσης. Δεν υπάρχει εσωτερική αντλία διαλύματος και ως εκ τούτου η ηλεκτρική ενέργεια που καταναλώνεται είναι ελάχιστη. Μειονεκτήματα αυτού του τύπου των ψυκτών είναι ο συγκριτικά μεγάλος όγκος και το βάρος τους. Επιπλέον, λόγω του μικρού αριθμού παραγόμενων μονάδων, η τιμή των ψυκτών προσρόφησης παραμένει υψηλή. Υπάρχει μεγάλη δυνατότητα, στις επόμενες γενεές των ψυκτών προσρόφησης, για βελτίωση των εναλλακτών θερμότητας στα διαμερίσματα προσροφητών και κατά συνέπεια αναμένεται αξιοσημείωτη μείωση του όγκου και του βάρους τους.

Μία εγκατάσταση προσρόφησης υποβοηθούμενη από ηλιακούς συλλέκτες σε κτίριο απεικονίζεται στο παρακάτω Σχήμα 1.3-2:



Σχήμα 1.3-2: Διάταξη και λειτουργία ενός συστήματος προσρόφησης¹

1.3.2 Χημειορόφηση

Τα συστήματα ρόφησης που χρησιμοποιούν στερεά απορροφητικά και ψυκτικά αέριας μορφής, εδώ και καιρό δείχνουν μια καλή εναλλακτική για τα συστήματα ρόφησης υγρού-ατμού. Παρόλα αυτά, έρευνες πρωταρχικά εστιάζονται σε μεταλλικά υβρίδια ή ζεόλιθους,

ενεργό άνθρακα και silica gel χρησιμοποιώντας νερό ή αμμωνία ως ψυκτικά. Σε όλα αυτά τα συστήματα, εκτός μερικών μεταλλικών υβριδίων, η πίεση του ατμού στα διαλύματα είναι έργο της συγκέντρωσης του ψυκτικού στη θερμοκρασία του διαλύματος. Αυτή η συμπεριφορά μειώνει την ανύψωση της αισθητής θερμοκρασίας, αυξάνει την απαιτούμενη θερμοκρασία τροφοδοσίας και δυσκολεύει την όλη διαδικασία.

Από την άλλη πλευρά η πίεση ατμοποίησης σε ένα μονοδιάστατο σύστημα εξαρτάται μόνο από τη θερμοκρασία του διαλύματος, και δεν επηρεάζεται από το ποσοστό απορρόφησης. Ένα ιδανικό σύστημα ρόφησης, θα ήταν αυτό όπου το απορροφητικό μέσο θα μπορούσε να συγκρατήσει μεγάλες ποσότητες ψυκτικού, και η πίεση ατμοποίησης του ψυκτικού θα ήταν σταθερή. Απορροφητικά που πλησιάζουν, από πλευράς χημείας το ψυκτικό μπορούν να προσεγγίσουν το ιδανικό σύστημα.

Αμμωνιακά και υβρίδια μετάλλων ανόργανων αλάτων είναι υλικά που μπορούν να αναστρέψουν τους δεσμούς τους και να απελευθερώσουν μεγάλες ποσότητες ψυκτικού (αμμωνίας ή νερού), με την όλη διαδικασία απορρόφησης, να πραγματοποιείται σε ένα σημείο θερμοκρασίας – πίεσης. Σε αυτά τα συστατικά, το νερό ή η αμμωνία σχηματίζουν έναν ειδικό τύπο ομοιοπολικού δεσμού, που συνήθως αναφέρεται σαν συνδυασμός δεσμών. Αυτές οι ενώσεις που δημιουργούνται ονομάζονται πολυσύνθετες ενώσεις. Ο λόγος για τον οποίο οι πολυσύνθετες ενώσεις έχουν διαφορετικές θερμοδυναμικές ιδιότητες από άλλα απορροφητικά μέσα, έγκειται στη φύση του συνδυασμού δεσμών. Αυτός ο δεσμός σχηματίζεται από μετακίνηση των ηλεκτρονίων και δεν εξαναγκάζεται από τις εσωτερικές δυνάμεις των ατόμων. Οι πολυσύνθετες ενώσεις μπορούν να δημιουργηθούν με κάθε ψυκτικό που έχουν ελεύθερα ηλεκτρόνια, αλλά η αμμωνία και το νερό είναι τα πιο χρηστικά.

Το μέγεθος του αναγεννητή και ειδικότερα του απορροφητή ενός συστήματος ρόφησης υγρού-ατμού, είναι αντιστρόφως ανάλογο με το συντελεστή μεταφοράς θερμότητας και μάζας. Το πρόβλημα επίτευξης μεγάλης μεταφοράς μάζας και θερμότητας είναι ακόμα πιο οξύ σε συστήματα ρόφησης στερεού – ατμού, καθώς τα ποσοστά επηρεάζονται από την επιφάνεια του απορροφητή. Οι ισορροπημένες ιδιότητες των πολυσύνθετων ενώσεων μπορούν να υποστούν εκμετάλλευση και να έχουμε αύξηση της μεταφοράς μάζας και θερμότητας. Το ποσοστό ρόφησης σχετίζεται με την ισχύ της πυκνότητας της αντίδρασης ρόφησης. Συμβατικές διαδικασίες ρόφησης στερεού-αερίου κυμαίνονται από 700kJ/kg έως 1400 kJ/kg, για περιόδους ρόφησης από 5 έως 12 λεπτά.

Η ρόφηση των πολυσύνθετων ενώσεων πρέπει να επιτύχουν πυκνότητες ισχύος, πέντε με δέκα φορές μεγαλύτερες έτσι ώστε να εκμεταλλευτούμε την θερμοδυναμική τους ισορροπία. Σημαντική αύξηση της μεταφοράς θερμότητας και μάζας σε ρόφηση πολυσύνθετων ενώσεων, έχει επιτευχθεί με τη σωστή διαχείριση των γεωμετριών των εναλλακτών θερμότητας και των φυσικών ιδιοτήτων των αμμωνιακών ενώσεων. Στο διάγραμμα 1 φαίνονται οι πυκνότητες ισχύος που επιτυγχάνονται με συνδυαζόμενες πολυσύνθετες ενώσεις, συγκρινόμενες με αυτές συστημάτων ρόφησης στερεού-αερίου. Έτσι επιτυγχάνονται πυκνότητες ισχύος σε μεγαλύτερο μέγεθος από τα συμβατικά συστήματα.

1.4 Ψύξη με απορρόφηση – Absorption Cooling

1.4.1 Γενικά στοιχεία

Η απορρόφηση είναι η διαδικασία προσέλκυσης και κατακράτησης της υγρασίας μέσω ουσιών που ονομάζονται αποξηραντικές (dessicants). Τα απορροφητικά αυτά υλικά είναι προσροφητικά, δηλαδή έχουν την ιδιότητα να απορροφούν άλλα αέρια ή υγρά τα οποία έχουν κάποια «προτίμηση» στο νερό. Κατά τη διάρκεια της απορρόφησης το αποξηραντικό υλικό υφίσταται μία χημική διεργασία η οποία χρειάζεται υγρασία. Παρόμοιο απλό παράδειγμα αποτελεί το αλάτι που με την προσθήκη νερού μετατρέπεται σε υγρό.

Οι μηχανές απορρόφησης ενεργοποιούνται θερμικά και δεν απαιτούν μεγάλη ηλεκτρική ενέργεια για να λειτουργήσουν σε αντίθεση με τις συμβατικές ηλεκτρικές μηχανές ψύξεως που απαιτούν μεγάλη ποσότητα ηλεκτρικής ενέργειας. Γι' αυτό το λόγο και η ψύξη με απορρόφηση αποτελεί μία εξαιρετικά χρήσιμη, οικονομική και αξιόπιστη λύση εάν υπάρχει διαθέσιμη θερμότητα από ηλιακή ακτινοβολία, γεωθερμική ενέργεια ή από διαχείριση αποβλήτων.

Η τεχνολογία της ψύξης με απορρόφηση είναι γνωστή από τις αρχές του 19^{ου} αιώνα αλλά το ενδιαφέρον της αγοράς για αυτή έχει αυξηθεί τα τελευταία χρόνια λόγω της εξοικονόμησης ενέργειας που προσφέρει αξιοποιώντας όπως είπαμε θερμική ενέργεια έναντι ηλεκτρικής. Συγκεκριμένα εάν υπάρχει διαθέσιμη πηγή θερμοκρασίας μεταξύ 90-140°C η ψύξη που μπορούν να παράξουν αυτά τα συστήματα φτάνει τους -30 °C. Η μαζική παραγωγή των ψυκτών απορρόφησης έχει ξεκινήσει από τη δεκαετία του 1960 με ψυκτική ισχύ της τάξεως των 10-40 KW. Πλέον οι σύγχρονοι ψύκτες καλύπτουν από 10 kW έως 5000 kW.

Τα συστήματα απορρόφησης διαφέρουν από τα συστήματα ψύξης με συμπιεστή στο στάδιο της συμπίεσης. Συγκεκριμένα τα απορροφητικά διαλύματα που χρησιμοποιούν όταν βρίσκονται σε χαμηλή πίεση απορροφούν το ατμοποιημένο ψυκτικό μέσο. Οι πιο συνήθεις συνδυασμοί που χρησιμοποιούνται είναι διάλυμα Βρωμιούχου Λιθίου με νερό (LiBr- H₂O), όπου το ψυκτικό μέσο είναι το νερό, και αμμωνίας με νερό (NH₃- H₂O), όπου το ψυκτικό μέσο είναι η αμμωνία.

Οι θερμοδυναμικές ιδιότητες του ψυκτικού μέσου καθορίζουν το εύρος της θερμοκρασίας στο οποίο θα λειτουργούν οι μηχανές. Η αμμωνία στα 10⁵ Pa βράζει στους -33 °C και γι' αυτό μπορεί να χρησιμοποιηθεί και για εφαρμογές ψύξεως υπό των 0 °C αλλά και για κλιματισμό. Το νερό ως ψυκτικό μέσο περιορίζεται μόνο για εφαρμογές κλιματισμού με θερμοκρασία ατμοποίησης στη μηχανή πάντα άνω των 0 °C. Στα συστήματα LiBr- H₂O προτιμάται η αρκετά χαμηλή πίεση 10³ Pa για την ατμοποίηση στους 5°C για το νερό ώστε να έχουμε μικρές απαιτήσεις ισχύος της αντλίας του ψυκτικού μέσου και σχετικά απλές κατασκευές. Ωστόσο στα μηχανήματα LiBr- H₂O απαιτείται ιδιαίτερη προσοχή στην απότομη πτώση της συγκέντρωσης του διαλύματος γιατί υπάρχει ο κίνδυνος κρυσταλοποίησης. Επίσης λόγω της μικρότερης διαλυτότητας του βρωμιούχου λιθίου στο νερό σε σύγκριση με την αμμωνία συνήθως ο απορροφητής και ο συμπυκνωτής ψύχονται με νερό περίπου στους 25-35 °C.

Ένα σημαντικό πλεονέκτημα των μηχανών βρωμιούχου λιθίου είναι η μεγάλη θερμοκρασιακή διαφορά των σημείων βρασμού μεταξύ του ψυκτικού μέσου (σε ατμοσφαιρικές συνθήκες το νερό: 100°C) και του διαλύτη (σε ατμοσφαιρικές συνθήκες το βρωμιούχο λίθιο: 1265 °C) με

αποτέλεσμα όταν το ψυκτικό μέσο διαχωρίζεται από αυτόν είναι καθαρός ατμός. Αντίθετα μεταξύ της αμμωνίας και του νερού είναι μόνο 133 °C με αποτέλεσμα παράγονται πάντα και υδρατμοί στον ατμό ψυκτικού μέσου. Γι' αυτό το λόγο είναι απαραίτητη η χρήση ανορθωτή για τον διαχωρισμό του.



Εικόνα 1.4-1: Ψύκτης απορρόφησης μίας βαθμίδας LiBr-H₂O τροφοδοτούμενος με ζεστό νερό ή ατμό με δυνατότητες ψυκτικής ισχύος 420-4840 kW της εταιρίας York International ⁷

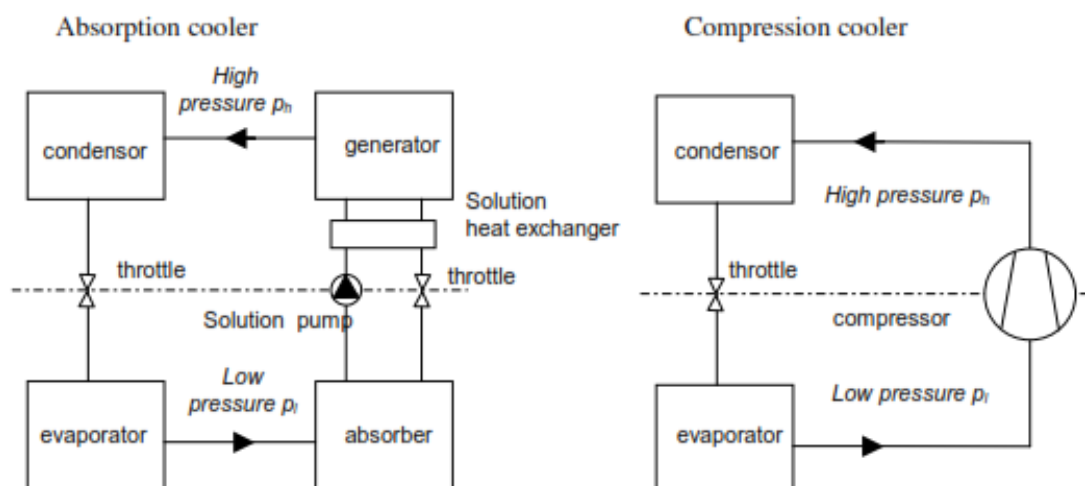
Οι ψύκτες μεγάλης ισχύος χρησιμοποιούν κυρίως διάλυμα LiBr – H₂O. Ο λόγος είναι η δυνατότητα που προσφέρουν για κατασκευή μηχανών διπλής βαθμίδας, στις οποίες το ψυκτικό μέσο της μίας βαθμίδας έχει υψηλότερη θερμοκρασία και χρησιμοποιείται για την συμπύκνωση του ψυκτικού μέσου της επόμενης βαθμίδας. Οι ψύκτες διπλής βαθμίδας επιτυγχάνουν θερμικό βαθμό απόδοσης της τάξης του 1.3 ενώ οι μονής βαθμίδας περίπου 0.7. Οι μηχανές διπλής βαθμίδας δεν μπορούν να χρησιμοποιήσουν διάλυμα αμμωνίας-νερού λόγω των πολύ υψηλών απαιτούμενων πιέσεων στο σύστημα. Όσον αφορά την τροφοδοσία με ηλιακούς συλλέκτες οι μηχανές διπλής βαθμίδας λειτουργούν μόνο με συγκεντρωτικούς συλλέκτες και για αυτό το λόγο δεν χρησιμοποιούνται συνήθως σε κλιματισμό κτιρίων

1.4.2 Ψύξη απορρόφησης μονής βαθμίδας

Οι ψύκτες απορρόφησης διαφέρουν από τους ηλεκτρικούς ψύκτες συμπίεσης στην αντικατάσταση του μηχανικού συμπιεστή από το σύστημα θερμικής συμπίεσης. Ο μηχανικός συμπιεστής έχει τη λειτουργία να συμπιέζει το ατμοποιημένο ψυκτικό μέσο σε μεγάλες πιέσεις ώστε να μπορεί να συμπυκνωθεί σε υψηλές θερμοκρασίες και να μπορεί να παρέχεται στον

⁷ Πηγή: www.york.com

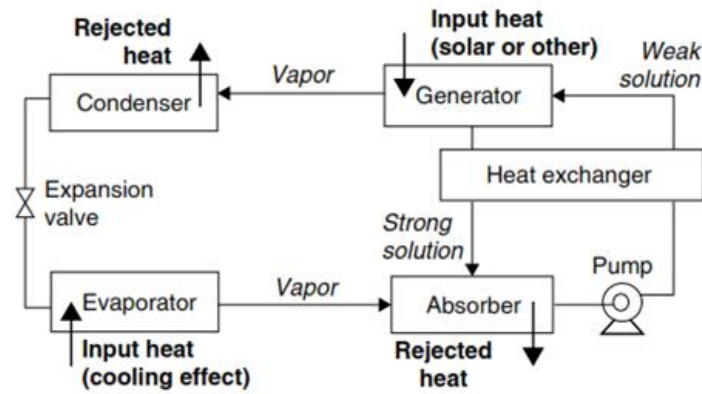
ατμοποιητή σε υγρή μορφή στον κύκλο της ψύξης. Στον ψύκτη απορρόφησης ο μηχανικός συμπιεστής αντικαθίσταται από τον απορροφητή, όπου γίνεται η απορρόφηση του ατμοποιημένου ψυκτικού μέσου στον διαλύτη, και στη συνέχεια ο βρασμός του διαλύματος για την ατμοποίηση του ψυκτικού μέσου σε υψηλή πίεση.



Σχήμα 1.4-1: Στοιχεία ενός ψύκτη απορρόφησης σε σύγκριση με ψύκτη συμπίεσης⁶

Το διάλυμα μεγάλης περιεκτικότητας σε διαλύτη, που προκύπτει μετά τον βρασμό και την αποχώρηση ψυκτικού μέσου από αυτό, επιστρέφει πίσω στον απορροφητή, όπου επαναπροσλαμβάνει το ψυκτικό μέσο όταν αυτό ολοκληρώσει τον ψυκτικό του κύκλο. Μεγάλο πλεονέκτημα της τεχνολογίας απορρόφησης είναι η δυνατότητα που προσφέρει για συνεχή ψύξη, η οποία μπορεί να διατηρηθεί με διαρκή κυκλοφορία του υγρού απορροφητικού μέσου σε αντίθεση με την τεχνολογία προσρόφησης όπου γίνεται διακοπόμενη προσρόφηση του ψυκτικού μέσου στο στερεό ροφητικό μέσο, όπως είναι το silica gel.

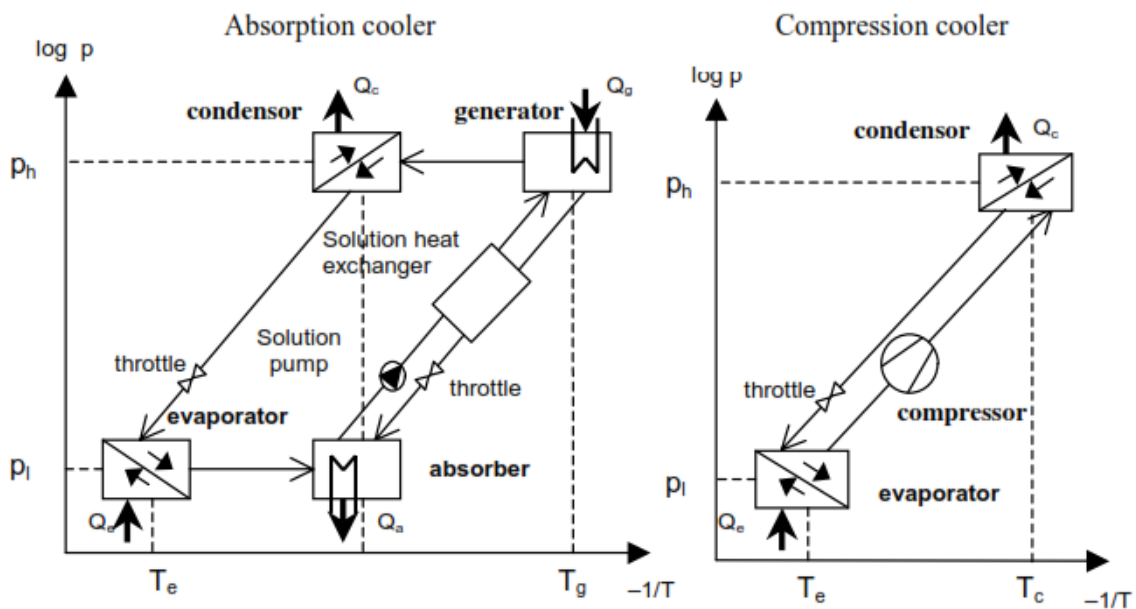
Κατά την επιστροφή του ισχυρού διαλύματος στον απορροφητή η επαναφορά της χαμηλής πίεσης του συστήματος επιτυγχάνεται με την απορρόφηση του ψυκτικού μέσου πίσω στο διάλυμα το οποίο γίνεται ξανά ασθενές (Σχήμα 1.4-2). Το διάλυμα μέσω απλής αντλίας αντλείται στον αναγεννητή στην υψηλότερη πίεση. Η προσθήκη εξωτερικής θερμότητας είναι η απαραίτητη προϋπόθεση για τον βρασμό του διαλύματος και την ατμοποίηση του ψυκτικού μέσου όπως αναφέραμε. Ο βρασμός αυτός παρόλο που γίνεται στην υψηλή πίεση του συστήματος γίνεται σε χαμηλότερη πίεση από την ατμοσφαιρική και γι' αυτό το σημείο βρασμού του μέσου είναι μικρότερο.



Σχήμα 1.4-2: Σχήμα Βασική αρχή λειτουργίας ψύκτη απορρόφησης⁸

Με αυτόν τον κύκλο απορρόφησης επιτυγχάνεται η συμπίεση του ψυκτικού μέσου χωρίς τη χρήση μηχανικού συμπιεστή, ο οποίος καταναλώνει μεγάλα ποσά ηλεκτρικής ενέργειας, αλλά με μία μικρή αντλία που η ισχύς είναι συγκριτικά αμελητέα. Τα υπόλοιπα στοιχεία ενός ψύκτη απορρόφησης είναι ο συμπυκνωτής, η βαλβίδα εκτόνωσης και ο ατμοποιητής, τα οποία λειτουργούν με τον ίδιο τρόπο που λειτουργούν και στον ψύκτη συμπίεσης.

Αρκετό ενδιαφέρον παρουσιάζει το ισοθερικό διάγραμμα πίεσης – θερμοκρασίας Διάγραμμα 1.4-1 (με παράμετρο την συγκέντρωση ξ του ψυκτικού μέσου) το οποίο μας βοηθά να κατανοήσουμε τους συσχετισμούς πίεσης και θερμοκρασίας του κύκλου απορρόφησης.



Διάγραμμα 1.4-1: Απεικόνιση των ψυκτικών κύκλων απορρόφησης και συμπίεσης σε ισοθερικό διάγραμμα⁶

⁸ Πηγή: Solar Energy Engineering: Processes and Systems, Soteris A. Kalogirou, 2009

Στην μεριά της υψηλής πίεσης p_h έχουμε τον συμπυκνωτή και τον αναγεννητή ενώ στην χαμηλή πίεση p_l έχουμε τον απορροφητή και τον ατμοποιητή. Στον ατμοποιητή και τον συμπυκνωτή η συγκέντρωση του ψυκτικού μέσου είναι 100% δηλαδή $\xi=1.0$. Η χαμηλότερη συγκέντρωση ξ παρουσιάζεται στον αναγεννητή που (δεξί ισοστερές). Η υψηλότερη θερμοκρασία του κύκλου είναι στον αναγεννητή όπως φαίνεται και στο Διάγραμμα 1.4-1 και η χαμηλότερη στον ατμοποιητή. Ο συμπυκνωτής και ο απορροφητής μπορεί να θεωρηθεί ότι έχουν την ίδια θερμοκρασία.

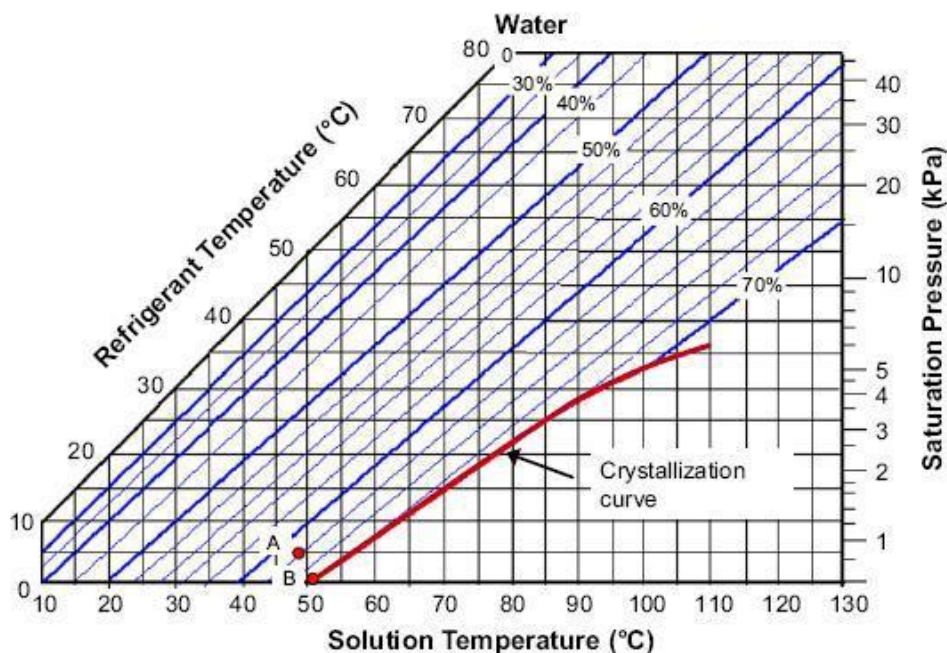
1.4.3 Κρυσταλλοποίηση

Ένα φαινόμενο που παρουσιάζεται στους ψύκτες απορρόφησης οι οποίοι χρησιμοποιούν διαλύματα αλάτων, όπως είναι το Βρωμιούχο Λίθιο, είναι η κρυσταλλοποίηση των αλάτων. Οι επιπτώσεις αυτού του φαινομένου, που ευτυχώς είναι αναστρέψιμο, οδηγούν στη μείωση της απόδοσης της μηχανής χωρίς όμως να της προκαλεί ζημιές ή φθορές.

Αίτια που το προκαλούν:

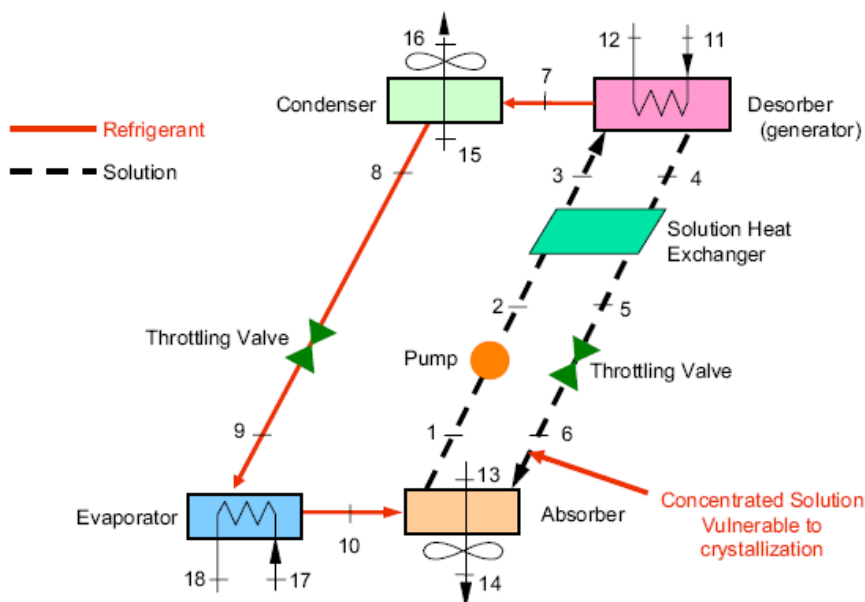
- Χαμηλή θερμοκρασία του ψυχρού ρεύματος κατά τη συμπύκνωση
- Απώλεια κενού
- Απότομη διακοπή λειτουργίας λόγω διακοπής ηλεκτρικού ρεύματος
- Υπερφόρτωση
- Εισροή μη υγροποιούμενων ρευστών στο κύκλωμα σε ποσότητες μεγαλύτερες από την ικανότητα εξαέρωσης
- Μεγαλύτερη από την επιτρεπόμενη συγκέντρωση LiBr στο διάλυμα
- Λανθασμένες (είτε πολύ μεγάλες, είτε πολύ μικρές) ποσότητες ρευστού τροφοδοσίας στον αναγεννητή, ρευστού προς ψύξη στον ατμοποιητή ή ρευστού ψύξης στον απορροφητή και συμπυκνωτή.

Στους ψύκτες απορρόφησης με LiBr η γραμμή κρυστάλλωσης βρίσκεται πολύ κοντά στις συγκεντρώσεις του διαλύματος που λειτουργεί ο ψύκτης. Από το παρακάτω Διάγραμμα 1.4-2 βλέπουμε πως αν η συγκέντρωση είναι αρκετά υψηλή ή η θερμοκρασία του διαλύματος μειωθεί αρκετά, τότε το σημείο A πλησιάζει το B που ανήκει στην γραμμή κρυστάλλωσης.



Διάγραμμα 1.4-2: Ισορροπία υδατικών διαλυμάτων Βρομιούχου-Λιθίου με αναπαράσταση της καμπύλης κρυσταλλοποίησης⁹

Η θέση στην οποία είναι πιο πιθανή η κρυστάλλωση είναι στο σημείο από όπου εισέρχεται το ισχυρό διάλυμα στον απορροφητή μετά τον εναλλάκτη:



Σχήμα 1.4-3: Πιθανό σημείο κρυστάλλωσης σε ψύκτη απορρόφησης⁹

⁹ Πηγή: Arzoz D., Rodriguez P., Izquierdo M. Experimental study on the adiabatic absorption of water vapor into LiBr-H₂O solutions, 2005

1.4.4 Ρύθμιση της ψυκτικής ικανότητας

Η ρύθμιση της ψυκτικής ικανότητας γίνεται αναγκαία για να ακολουθήσουν οι μεταβολές των θερμικών φορτίων σε κλιματιζόμενο περιβάλλον . Στα μηχανήματα απορρόφησης η ρύθμιση γίνεται , μεταβάλλοντας τη συγκέντρωση του διαλύματος στον απορροφητή . Αυτό επιτυγχάνεται με δύο τρόπους , συχνά σε συνδυασμό μεταξύ τους:

Αλλάζοντας την ποσότητα του ατμού ή την παροχή του υπέρθερμου νερού που διασχίζει τη γεννήτρια και αποτελεί τη θερμική ενέργεια που χορηγείται στο μηχανήμα . Στις μονάδες με καυστήρα επεμβαίνουμε στον καυστήρα αερίου , ρυθμίζοντας τη φλόγα .

Στέλνοντας στον απορροφητή ένα πιο αραιό διάλυμα από τη γεννήτρια .

Η λειτουργία του συστήματος ρύθμισης της φλόγας μπορεί να συνοψιστεί ως ακολούθως, αναφερόμενοι, για διευκόλυνση , σε ένα κύκλο απλής ενέργειας . Μειώνοντας το θερμικό φορτίο και η θερμοκρασία του νερού στην έξοδο τείνει να μειωθεί.

Ένας αισθητήρας στην έξοδο του νερού που έχει ψυχθεί , ελέγχει το κλείσιμο της βαλβίδας συντονισμού στον ατμό τροφοδοσίας ή την τρίοδο βαλβίδα στο υπέρθερμο νερό . Συνεπώς , επιβραδύνεται ο ανασχηματισμός του πυκνού διαλύματος στη γεννήτρια . Γι' αυτό , η ποσότητα του ψυκτικού (νερό) που επιστρέφει στον ατμοποιητή , μειώνεται και, συνεπώς , μειώνεται η στάθμη του νερού σε αυτόν.

Αν η στάθμη αυτή πέσει κάτω από ένα ορισμένο όριο , ένα μέρος του αραιού διαλύματος αποστέλλεται στον ατμοποιητή , με κύριο σκοπό την εξασφάλιση της φυσιολογικής λειτουργίας της αντλίας του ψυκτικού . Αν το φορτίο μειωθεί κατά 50 % , σε μερικά μηχανήματα μειώνεται η παροχή του διαλύματος του βρωμιούχου λιθίου στη γεννήτρια.

Η μικρότερη ποσότητα διαλύματος στη γεννήτρια μπορεί να θερμανθεί με μικρότερη κατανάλωση ατμού με εξοικονόμηση στην κατανάλωση ενέργειας .

Το τελευταίο αποτέλεσμα της ρύθμισης της ψυκτικής ικανότητας συνίσταται , λοιπόν , στη μείωση της συγκέντρωσης του απορροφητικού διαλύματος με τη μείωση του θερμικού φορτίου , επιτυγχάνοντας έτσι μείωση της κατανάλωσης ενέργειας .

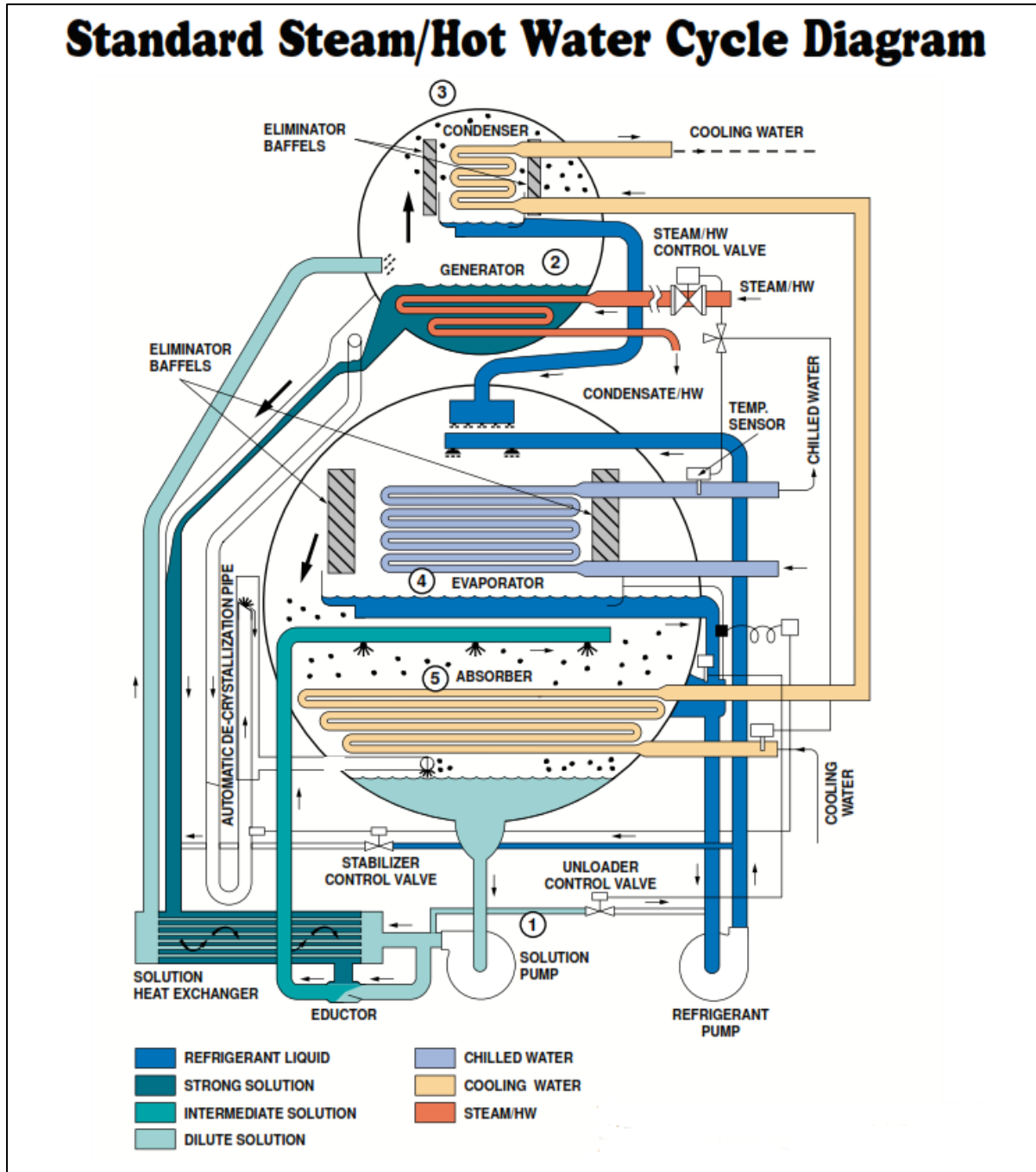
1.4.5 Εξαέρωση μη υγροποιημένων ρευστών

Τα μηχανήματα απορρόφησης με βρωμιούχο λίθιο λειτουργούν σε πολύ προωθημένες συνθήκες κενού και είναι αναπόφευκτη η διεύθυνση αέρα στο εσωτερικό του μηχανήματος. Αυτό πρέπει να αφαιρεθεί , κυρίως , για δύο αιτίες : μειώνει την απόδοση του κύκλου και αποτελεί απειλή διάβρωσης , λόγω του οξυγόνου που περιέχει και που προσβάλλει χαλκό και σίδηρο .

Είναι αναγκαίο για αυτό , να γίνεται μια εξαέρωση των μη υγροποιούμενων ρευστών από το μηχανήμα . Οι λύσεις που προτείνονται για αυτό το σκοπό διαφέρουν ανάλογα με τα μοντέλα και τους κατασκευαστές .

1.4.6 Διάταξη ψύκτη απορρόφησης μονής βαθμίδας LiBr- H₂O

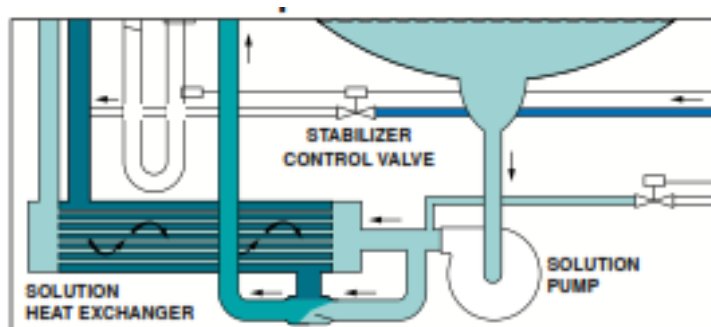
Η εταιρεία YORK έχει κατασκευάσει τον ψύκτη YORK Millennium YIA Absorption Chiller και η διάταξη ακολουθεί στο παρακάτω Σχήμα 1.4-4:



Σχήμα 1.4-4: Διάταξη του ψύκτη YORK Millennium YIA Absorption Chiller της εταιρίας YOPK ⁷

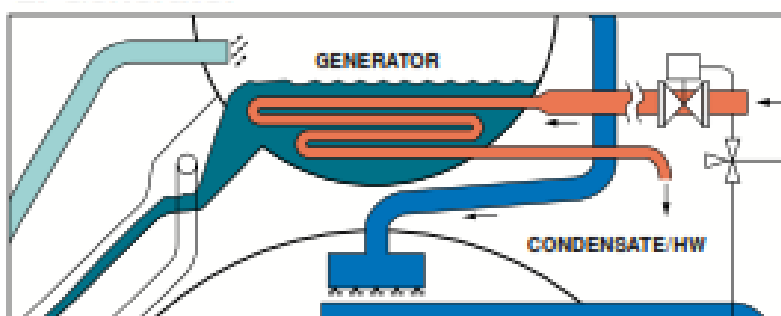
1.4.6.1 Αντλία διαλύματος

Το ασθενές διάλυμα Βρωμιούχου Λιθίου – Νερού συλλέγεται από τον πάτο του κελύφους του απορροφητή και μέσω της αντλίας του διαλύματος περνάει από τον εναλλάκτη προθέρμανσης και στέλνεται στον αναγεννητή. Μέρος του διαλύματος μέσω του εξολκέα (eductor) αναμειγνύεται με το ισχυρό διάλυμα που επιστρέφει σχηματίζοντας διάλυμα ενδιάμεσης συγκέντρωσης και ανακατευθύνεται στον απορροφητή. Ο λόγος αυτής της ανάμειξης είναι η πτώση της συγκέντρωσης του ισχυρού διαλύματος και η περαιτέρω μείωση της θερμοκρασίας του πριν εισέλθει στον απορροφητή και η απότομη πτώση πίεσης και θερμοκρασίας σε αυτόν προκαλέσει κρυσταλλοποίηση του διαλύματος. Η αντλία αυξάνει την πίεση του διαλύματος από την χαμηλή στην υψηλή πίεση του συστήματος όπως είδαμε στην προηγούμενη παράγραφο.



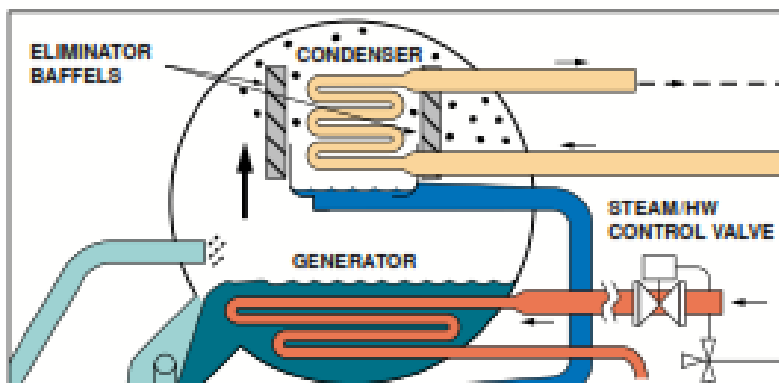
1.4.6.2 Αναγεννητής

Μετά τον εναλλάκτη το ασθενές διάλυμα από τον απορροφητή οδηγείται στο πάνω κέλυφος της μηχανής. Το διάλυμα έχει βυθισμένη σε αυτό μία συστοιχία σωλήνων οι οποίοι μεταφέρουν θερμότητα σε αυτό από την εξωτερική πηγή θερμότητας και διαρρέονται συνήθως από νερό ή πεπιεσμένο ατμό. Το διάλυμα βράζει λόγω της αρκετά χαμηλότερης από την ατμοσφαιρική πίεση και μέρος του νερού ατμοποιείται και διαχωρίζεται από το υπόλοιπο διάλυμα. Ο ατμός μέσα στο κέλυφος ανεβαίνει και φτάνει στον συμπυκνωτή. Το διάλυμα πλέον είναι ισχυρότερο λόγω της απώλειας του νερού και οδηγείται κάτω στον εναλλάκτη, αυτή τη φορά όμως το ίδιο χάνει θερμότητα και ψύχεται ενώ προθερμαίνει το ασθενές διάλυμα που έρχεται στον αναγεννητή από τον απορροφητή μέσω της αντλίας.



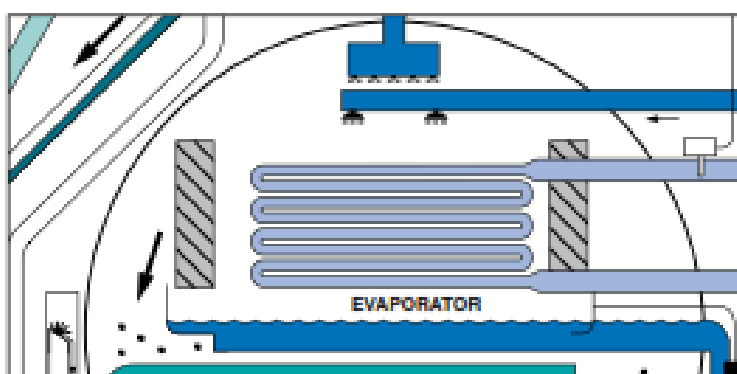
1.4.6.3 Συμπυκνωτής

Ο ατμός που φτάνει στον συμπυκνωτή έρχεται σε επαφή με την συστοιχία των σωληνώσεών του. Ο ατμός μεταφέρει θερμότητα στο κρύο νερό που ρέει στο εσωτερικό των σωλήνων και συμπυκνώνεται. Το συμπύκνωμα συλλέγεται στον δίσκο κάτω από τους σωλήνες του συμπυκνωτή.



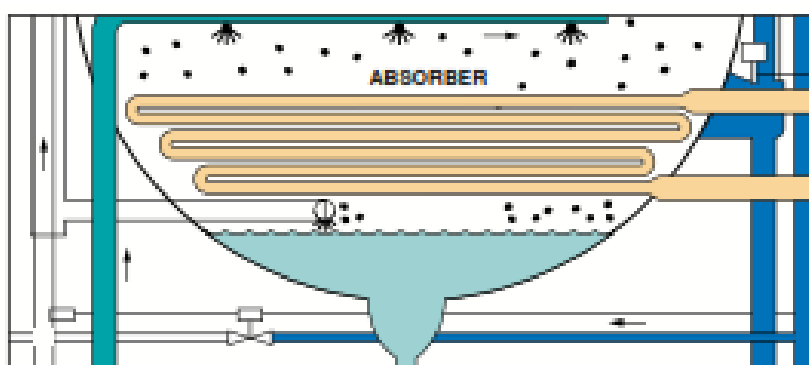
1.4.6.4 Ατμοποιητής

Το συμπυκνωμένο νερό από τον συμπυκνωτή μεταφέρεται από το πάνω κέλυφος υψηλής πίεσης της μηχανής στο κάτω κέλυφος της μηχανής και ψεκάζεται πάνω από τους σωλήνες του ατμοποιητή. Λόγω της εξαιρετικά χαμηλής πίεσης στο κάτω κέλυφος (0.8 kPa) το ψυκτικό νερό ατμοποιείται στους 3.9 °C προκαλώντας έτσι την ψύξη του νερού στους σωλήνες του ατμοποιητή καθώς τραβάει θερμότητα από αυτούς για την ατμοποίηση αυτή. Η χαμηλή αυτή πίεση δημιουργείται λόγω της έντονης απορρόφησης του ατμού, μετά την ψύξη των σωλήνων του ατμοποιητή, από το ισχυρό διάλυμα στον απορροφητή που βρίσκεται στο κάτω μέρος του κελύφους. Το ψυκτικό νερό το οποίο δεν ατμοποιήθηκε συλλέγεται από δίσκο στο κάτω μέρος του ατμοποιητή και ψεκάζεται πάλι στους σωλήνες μέσω της αντλίας του ψυκτικού μέσου.



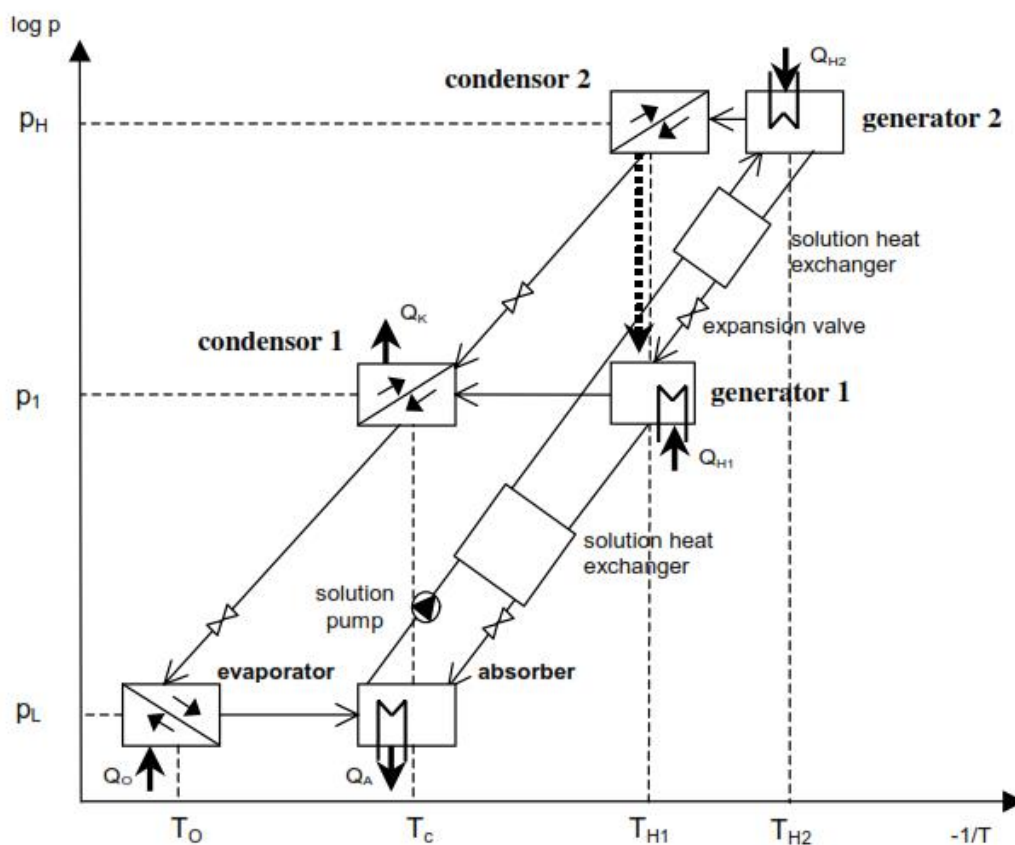
1.4.6.5 Απορροφητής

Ο ψυκτικός ατμός μετά τον ατμοποιητή οδηγείται στον απορροφητή που βρίσκεται στον ίδιο θάλαμο καθώς το ισχυρό διάλυμα που έχει επιστρέψει από τον αναγεννητή τον απορροφά αμέσως και δημιουργεί αυτήν την καθοδική ροή του ατμού. Το ισχυρό διάλυμα στον απορροφητή ψεκάζεται πάνω στους σωλήνες του απορροφητή οι οποίοι διαρρέονται από ψυχρό νερό. Αυτό γίνεται διότι η διαδικασία της απορρόφησης του ατμού από το διάλυμα Βρωμιούχου Λιθίου εκλύει θερμότητα και οι σωλήνες αυτοί την απομακρύνουν εκτός του ψύκτη. Το νερό που τους διαρρέει έρχεται από του σωλήνες του συμπυκνωτή και όλοι αυτοί οι σωλήνες αποτελούν ένα κλειστό ξεχωριστό σύστημα. Το διάλυμα πλέον έχει ξαναγίνει ασθενές μετά την απορρόφηση του ατμού και συλλέγεται στο πάτο του κελύφους προκειμένου να διοχετευτεί ξανά στην αντλία του διαλύματος και να επαναληφθεί ο κύκλος.



1.4.7 Ψύξη απορρόφησης διπλής βαθμίδας

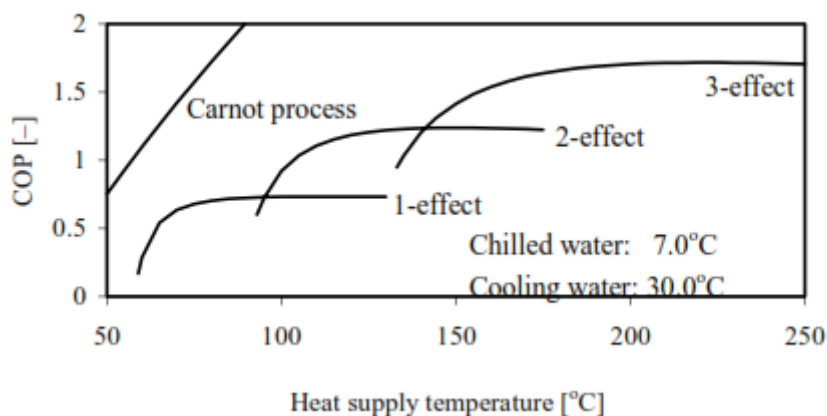
Στην διαδικασία απορρόφησης διπλής βαθμίδας λειτουργούν δύο αναγεννητές σε διαφορετικές θερμοκρασίες και σε 2 υψηλές πιέσεις. Ο αναγεννητής υψηλής θερμοκρασίας λειτουργεί σε θερμοκρασίες των 150 °C περίπου και παράγει ατμοποιημένο ψυκτικό μέσο στην υψηλότερη πίεση του κύκλου. Ο ψυκτικός ατμός αυτός συμπυκνώνεται σε θερμοκρασίες ικανές να λειτουργήσουν τον αναγεννητή χαμηλής θερμοκρασίας. Το ασθενές διάλυμα αντλείται από τον απορροφητή στον αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας, όπου μέρος του ψυκτικού μέσου ατμοποιείται και αποβάλλεται και στη συνέχεια συνεχίζει στον αναγεννητή χαμηλής θερμοκρασίας, όπου γίνεται επιπλέον ατμοποίηση και αποβολή ψυκτικού μέσου.



Διάγραμμα 1.4-3: Διαδικασία ψύξης διπλής βαθμίδας⁶

Η θερμοκρασία και η πίεση του αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας πρέπει να είναι αρκετά υψηλές ώστε να επιτυγχάνουν τη συμπύκνωση του ψυκτικού μέσου στον συμπυκνωτή υψηλής θερμοκρασίας οποίος λειτουργεί και σαν αναγεννητής της 1^{ης} βαθμίδας όπως φαίνεται στο Διάγραμμα 1.4-3. Τα συμπυκνώματα και από τους δύο συμπυκνωτές ατμοποιούνται στον κοινό ατμοποιητή όπου έχουμε και την παραγωγή ψυκτικής ισχύος.

Για λόγους έρευνας έχουν αναπτυχθεί και ψύκτες απορρόφησης τριπλής βαθμίδας οι οποίοι όμως δεν έχουν διαδοθεί και δεν έχουν βρει εμπορική εφαρμογή λόγω των πολύ υψηλών απαιτούμενων θερμοκρασιών τροφοδοσίας. Ένα ενδεικτικό διάγραμμα το οποίο συγκρίνει τους βαθμούς απόδοσης των συστημάτων είναι το ακόλουθο:

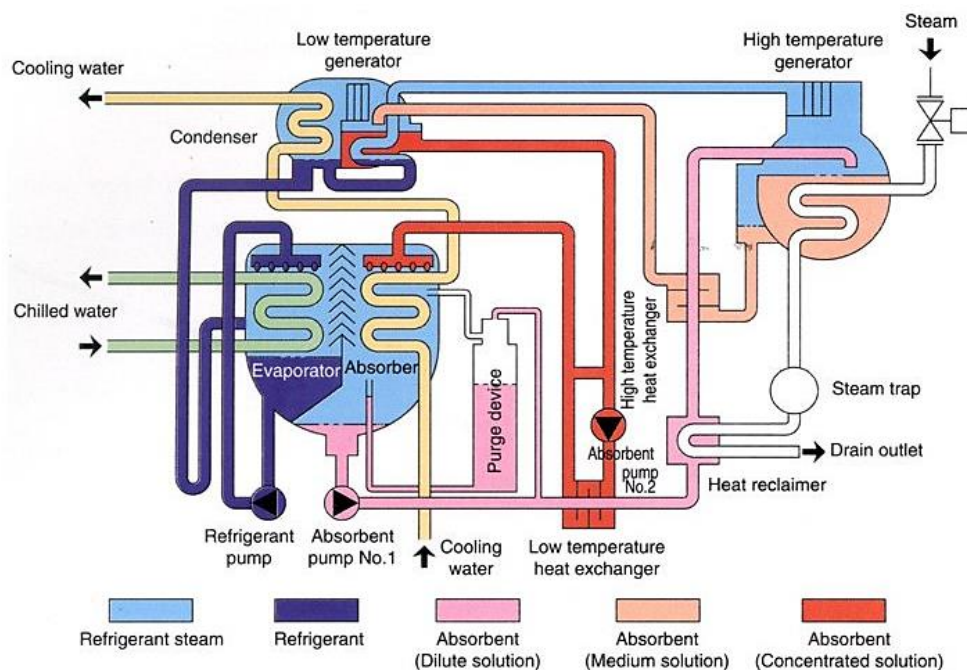


Διάγραμμα 1.4-4: Σύγκριση των συντελεστών απόδοσης πολυβάθμιων συστημάτων απορρόφησης⁶

1.4.8 Διάφορες διατάξεις ψυκτών απορρόφησης διπλής βαθμίδας

LiBr- H₂O

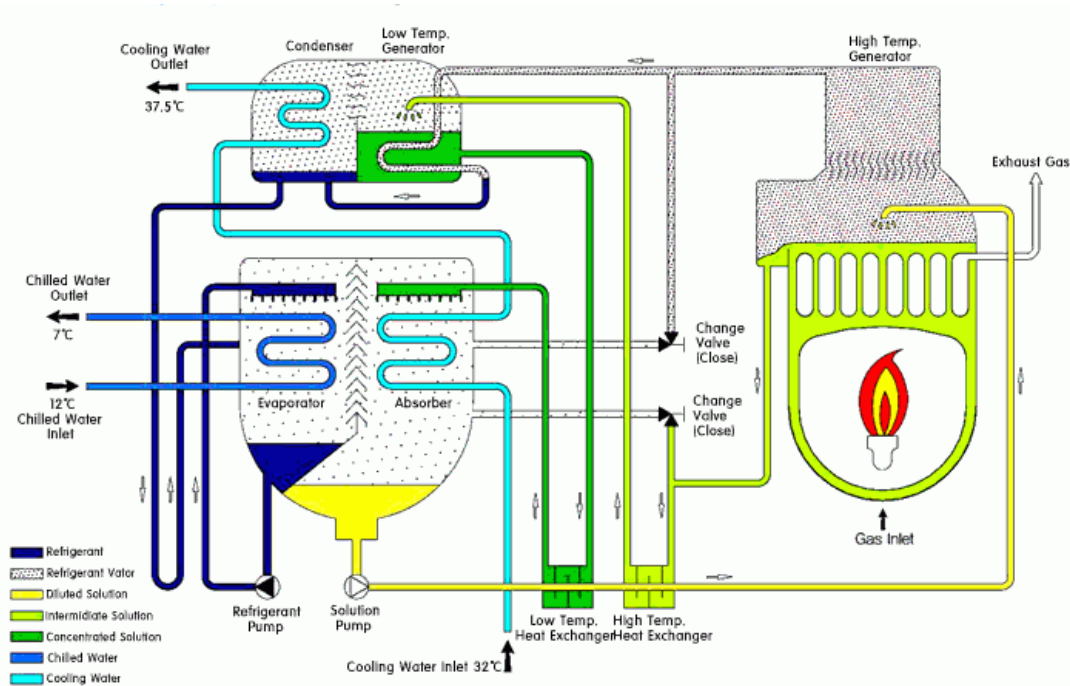
Τα διβάθμια συστήματα ψύξης λόγω της πολυπλοκότητας των διατάξεών τους επιδέχονται διάφορες παραλλαγές, κυρίως στην σειρά των αναγεννητών στους οποίους οδηγείται το αραιό διάλυμα από τον απορροφητή, όπως και στον τρόπο τροφοδοσίας του αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας. Πολλά συστήματα διαθέτουν ενσωματωμένο καυστήρα ως άμεσο τρόπο θέρμανσης του αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας.



Σχήμα 1.4-5: Εικόνα Ψύκτης απορρόφησης διπλής βαθμίδας θέρμανσης της εταιρίας Beijing New Vision Industry And Trade Co., Ltd.¹⁰

Στον ψύκτη διπλής βαθμίδας της εταιρίας Beijing New Vision το ασθενές διάλυμα οδηγείται στον αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας και το διάλυμα μεσαίας συγκέντρωσης που προκύπτει οδηγείται στον αναγεννητή χαμηλής θερμοκρασίας. Τέλος το ισχυρό διάλυμα από αυτόν οδηγείται στον απορροφητή. Ο ψύκτης αυτός τροφοδοτείται με ατμό και διαθέτει επιπλέον εναλλάκτη προθέρμανσης για το ασθενές διάλυμα. Το ψυκτικό μέσο μετά τον αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας οδηγείται στον αναγεννητή χαμηλής θερμοκρασίας όπου συμπυκνώνεται, δηλαδή ο αναγεννητής υψηλής θερμοκρασίας λειτουργεί ταυτόχρονα ως συμπυκνωτής του ψυκτικού μέσου υψηλής θερμοκρασίας. Το ατμοποιημένο ψυκτικό μέσο από τον αναγεννητή χαμηλής θερμοκρασίας πηγαίνει στον συμπυκνωτή του ψύκτη και συμπυκνώνεται και αυτό. Στη συνέχεια τα δύο ψυκτικά μέσα οδηγούνται στον απορροφητή και ο κύκλος ξεκινάει από την αρχή.

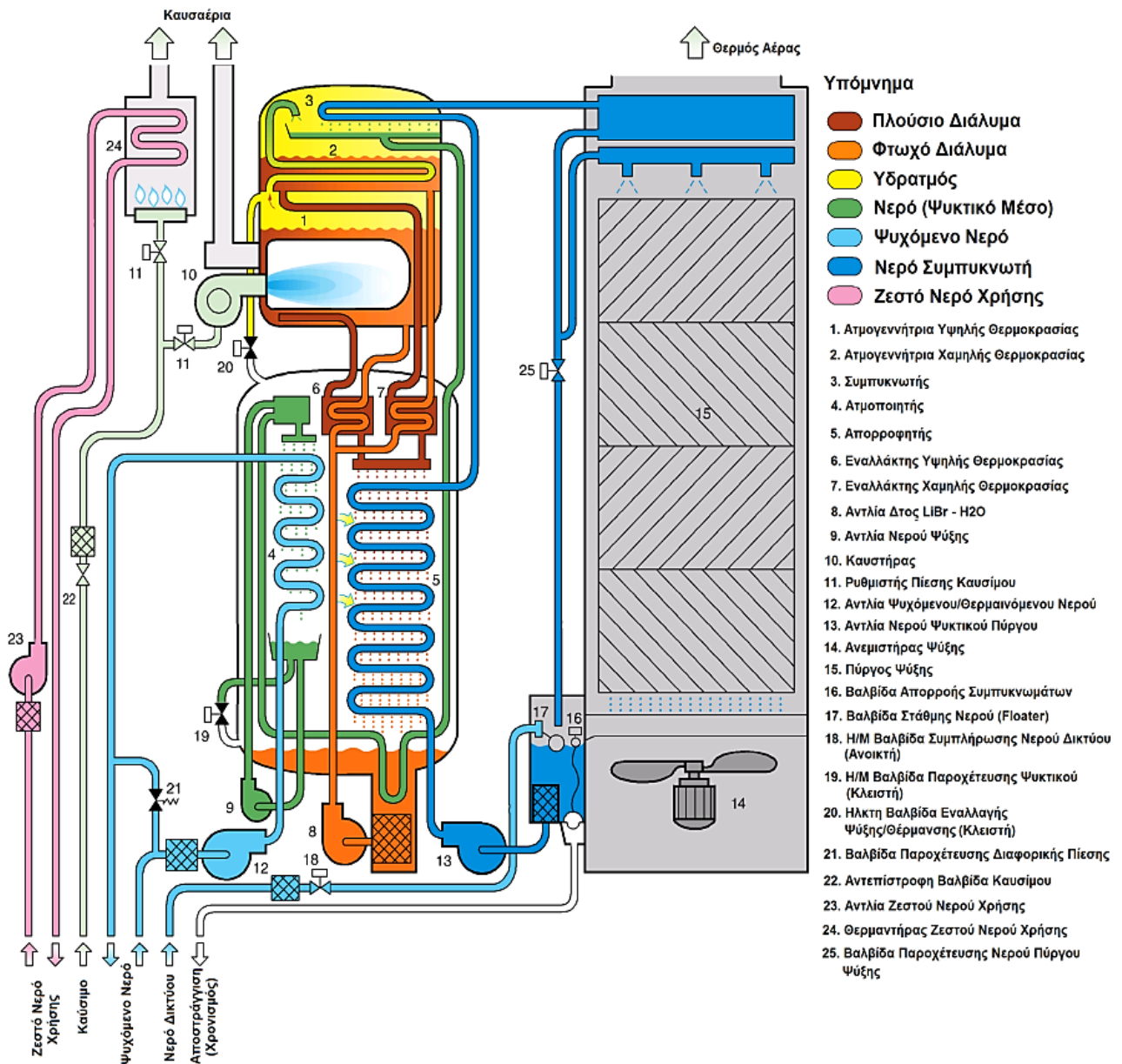
¹⁰ Πηγή: http://www.weiku.com/products/8838871/Hot_water_fired_LiBr_absorption_chiller.html



Σχήμα 1.4-6: Ψύκτης απορρόφησης διπλής βαθμίδας θέρμανσης της εταιρίας Goldman energy¹¹

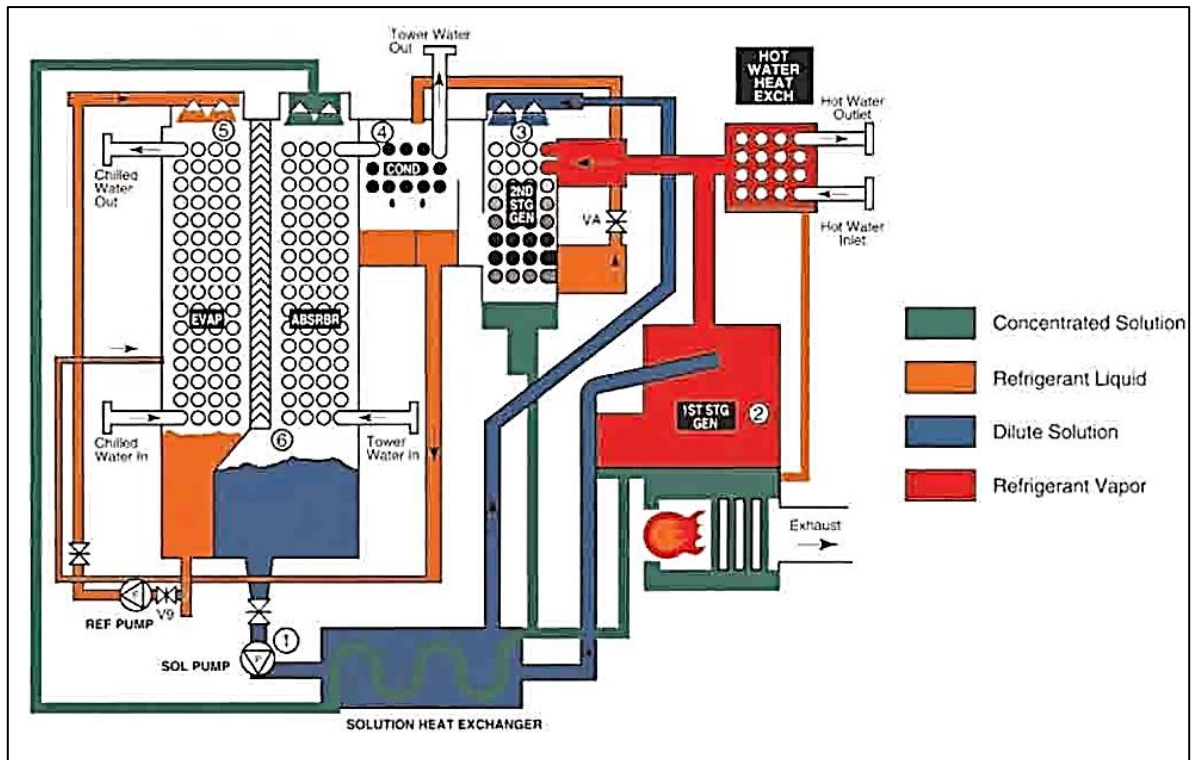
Ο συγκεκριμένος ψύκτης (Double effect Direct fired DHW series) είναι άμεσης θέρμανσης με καυστήρα. Το αραιό διάλυμα πηγαίνει στον αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας πρώτα στον αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας και στη συνέχεια το διάλυμα μεσαίας συγκέντρωσης οδηγείται στον αναγεννητή χαμηλής θερμοκρασίας.

¹¹ Πηγή: www.goldman.com.au



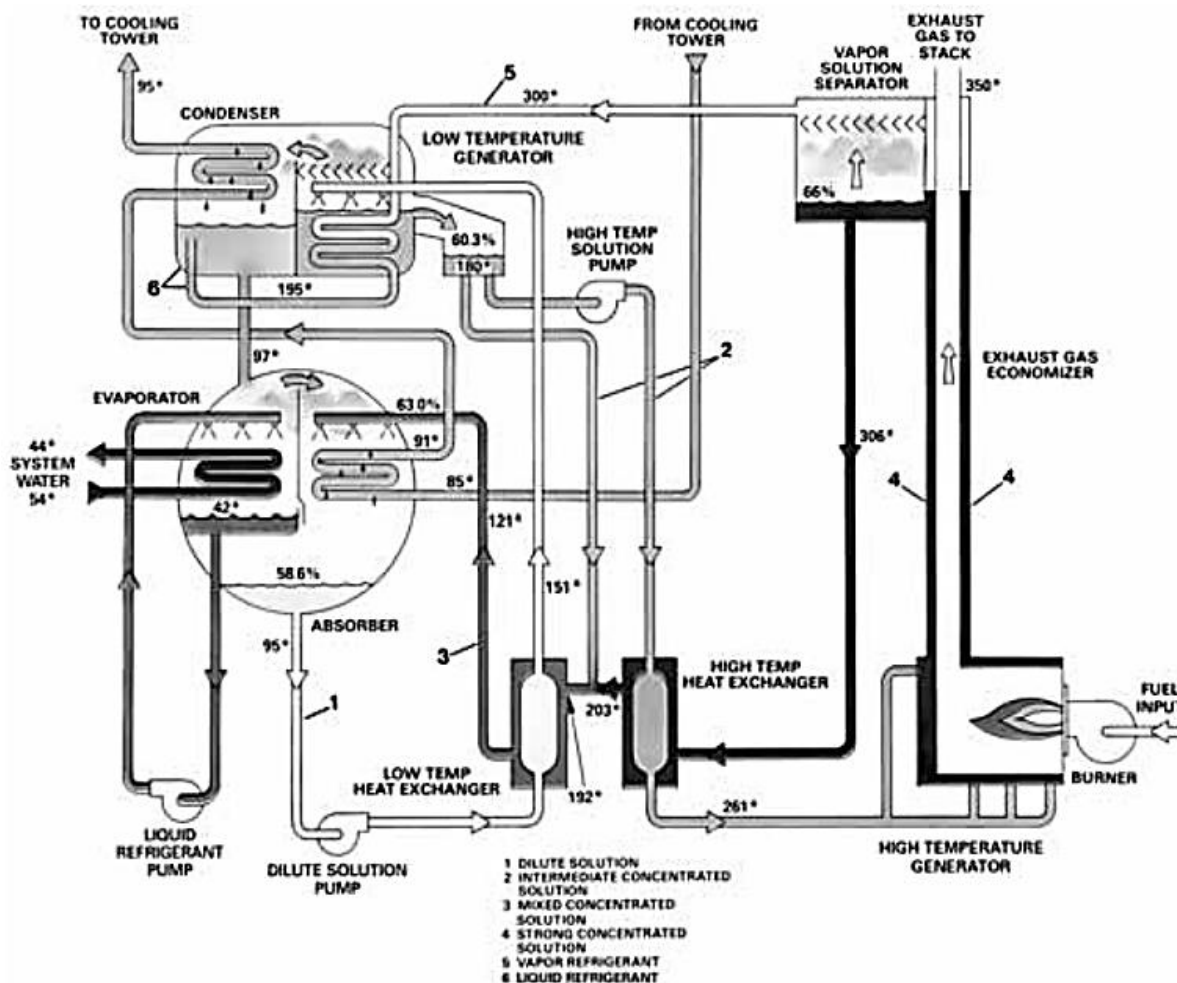
Σχήμα 1.4-7: Σχηματικό διάγραμμα ροής ψύκτη απορρόφησης BCT-16 του εργαστηρίου εφαρμοσμένης θερμοδυναμικής της σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ⁵

Ο ψύκτης απορρόφησης διπλής βαθμίδας του εργαστηρίου εφαρμοσμένης θερμοδυναμικής της σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ οδηγεί το ασθενές διάλυμα από τον απορροφητή ταυτόχρονα και στους δύο αναγεννητές με ίδια συγκέντρωση. Τροφοδοτείται άμεσα με καυστήρα ο οποίος χρησιμοποιείται και για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης. Επίσης φαίνεται και η εγκατάσταση του πύργου ψύξης για την ψύξη του απορροφητή και του συμπυκνωτή που χρησιμοποιεί.



Σχήμα 1.4-8: Ψύκτης απορρόφησης διπλής βαθμίδας απορρόφησης άμεσης - έμμεσης θέρμανσης YORK Millennium Absorption Chiller της εταιρίας York ⁷

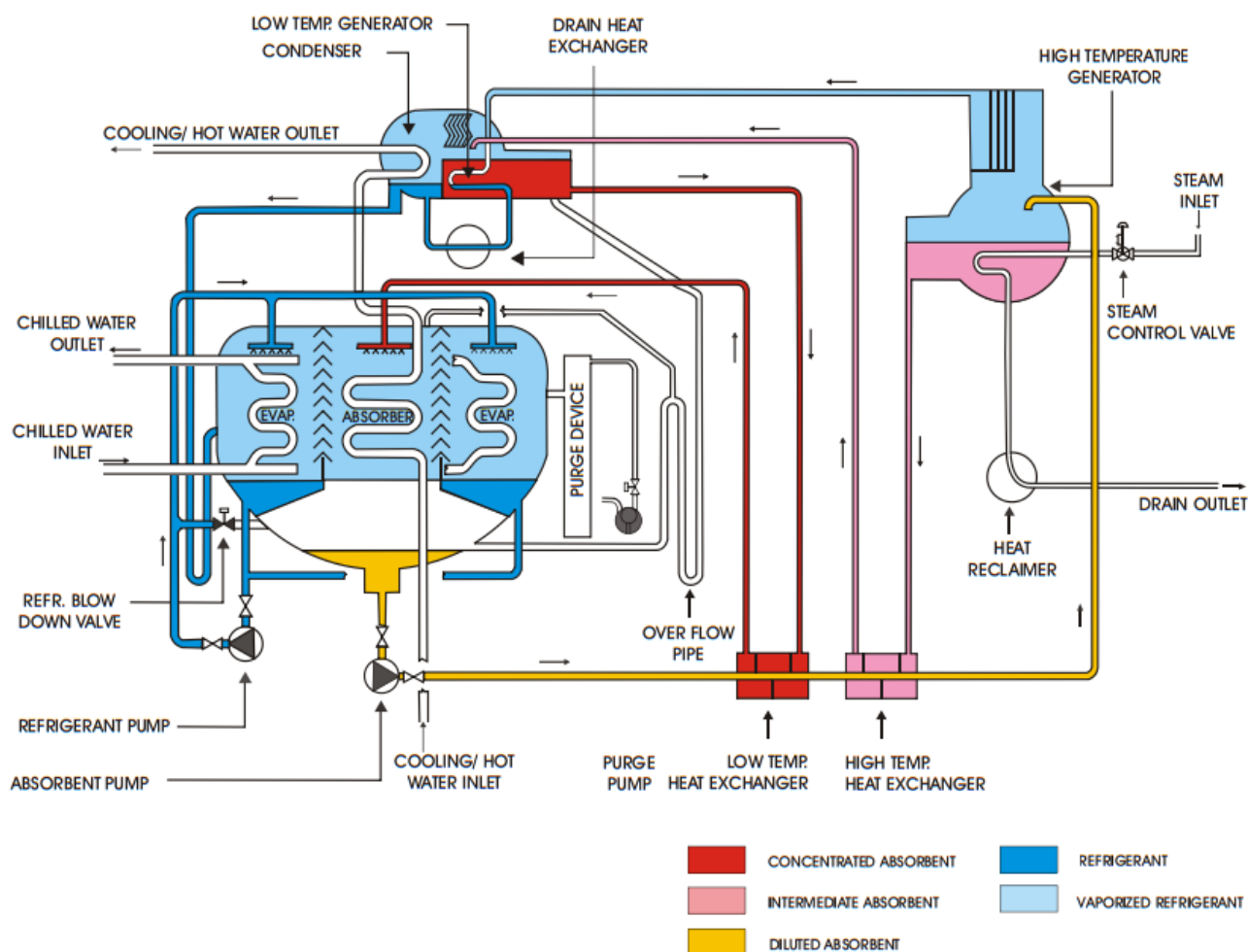
Ο ψύκτης αυτός δίνει την δυνατότητα τροφοδοσίας και με ζεστό νερό και με καυστήρα. Σε αυτόν τον διβάθμιο ψύκτη παρατηρούμε ότι το ασθενές διάλυμα πηγαίνει και στους δύο αναγεννητές με ίδια συγκέντρωση και στη συνέχεια τα ισχυρά διαλύματα που προκύπτουν ενώνονται μεταξύ τους και οδηγούνται σε κοινό εναλλάκτη πριν τον απορροφητή.



Σχήμα 1.4-9: Διβάθμια ψύκτης απορρόφησης άμεσης θέρμανσης της εταιρίας TRANE ¹²

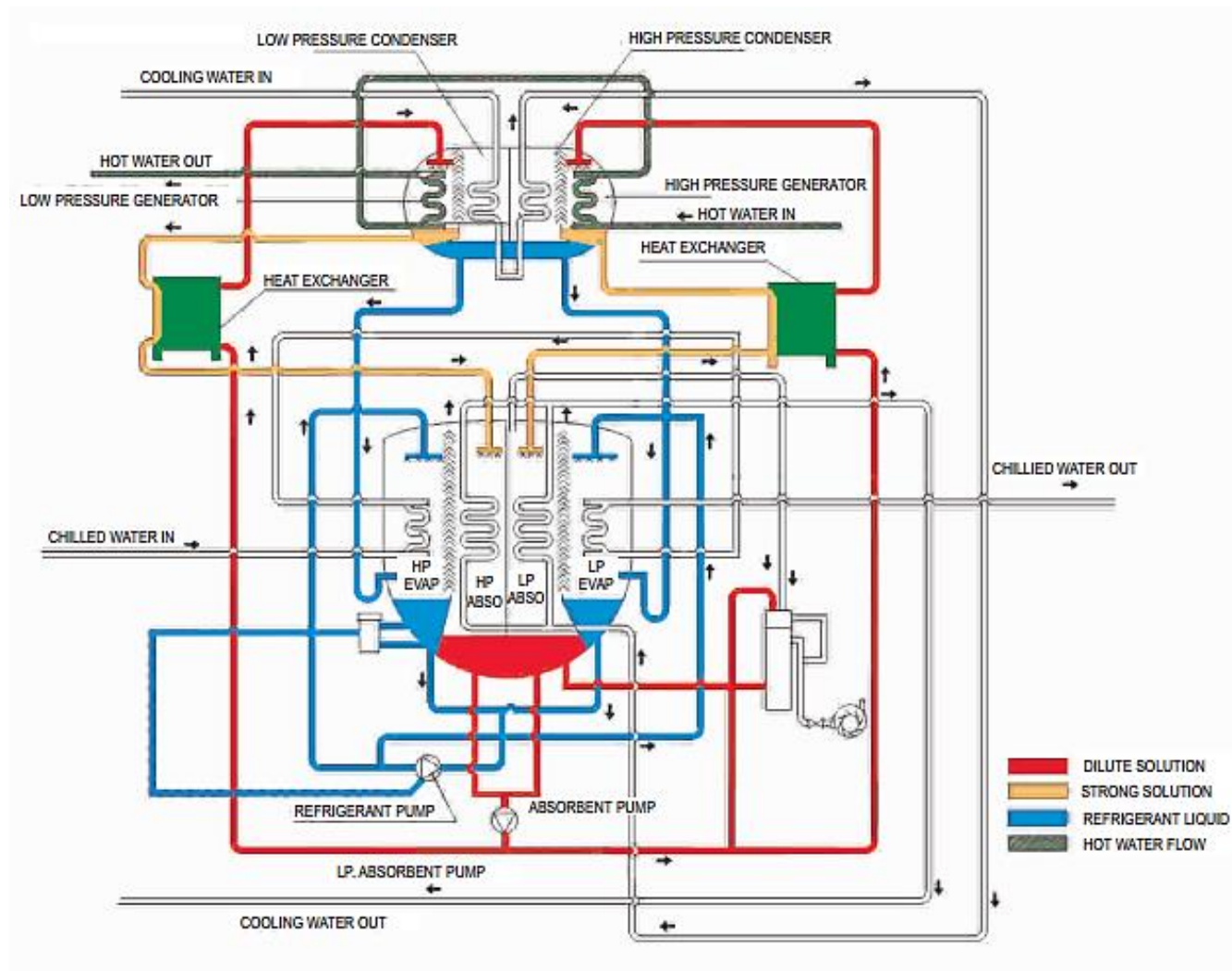
Στο μοντέλο της TRANE Thermachill Two-Stage Direct-Fired το ασθενές διάλυμα οδηγείται πρώτα στον αναγεννητή χαμηλής θερμοκρασίας και στη συνέχεια μέρος του εναπομείναντος μεσαίας συγκέντρωσης διάλυμα οδηγείται στο αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας ενώ το υπόλοιπο ενώνεται με το ισχυρό διάλυμα επιστροφής από αυτόν.

¹² Πηγή: www.trane.com



Σχήμα 1.4-10: Ψύκτης απορρόφησης διπλής βαθμίδας ProChill B4k της εταιρίας Thermax ¹²

Ο συγκεκριμένος ψύκτης διπλής βαθμίδας ProChill B4k της εταιρίας Thermax τροφοδοτείται με ατμό και το ασθενές διάλυμα οδηγείται πρώτα στον αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας και στην συνέχεια το διάλυμα μεσαίας συγκέντρωσης από αυτόν στον αναγεννητή χαμηλής θερμοκρασίας. Επίσης στο συγκεκριμένο μοντέλο ο απορροφητής βρίσκεται ανάμεσα στις διατάξεις των σωλήνων του ατμοποιητή.



Σχήμα 1.4-11: Ψύκτης απορρόφησης διπλής βαθμίδας Cogenie ProChill της εταιρίας Thermax¹²

Το μοντέλο Cogenie ProChill διαφέρει από τον ψύκτη από τον ψύκτη B4k της ίδιας σειράς καθώς τροφοδοτείται με θερμό νερό. Βασική παραλλαγή της διπλής βαθμίδας αναγέννησης αυτού του ψύκτη είναι ότι δεν χρησιμοποιείται ο θερμός ατμός του ψυκτικού μέσου από τον αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας για την τροφοδοσία του αναγεννητή χαμηλής θερμοκρασίας. Σε αυτό το μοντέλο το θερμό νερό τροφοδοσίας θερμαίνει διαδοχικά σε σειρά τους δύο αναγεννητές, δηλαδή πρώτα τον υψηλής θερμοκρασίας και στη συνέχεια, με μικρότερη θερμοκρασία λόγω της συναλλαγής θερμότητας σε αυτόν, τον αναγεννητή χαμηλής θερμοκρασίας. Το άνω κέλυφος λοιπόν που περιέχει τους αναγεννητές είναι χωρισμένο στη μέση και επικρατούν σε αυτό δύο διαφορετικές υψηλές πιέσεις αντίστοιχα.

Το διάλυμα από τον απορροφητή διαιρείται και οδηγείται και στους δύο αναγεννητές με την ίδια συγκέντρωση. Ο κάθε αναγεννητής στέλνει τον ψυκτικό ατμό σε δύο διαφορετικούς αντίστοιχους συμπυκνωτές. Όμοια είναι και η διαμόρφωση του κελύφους χαμηλής πίεσης το οποίο χωρίζεται σε δύο διαμερίσματα διαφορετικών πιέσεων. Έτσι προκύπτουν ένας ατμοποιητής και ένας απορροφητής χαμηλής πίεσης, που δέχονται το ισχυρό διάλυμα του αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας, και ένας ατμοποιητής και ένας απορροφητής υψηλής πίεσης που δέχονται το ισχυρό διάλυμα του αναγεννητή χαμηλής θερμοκρασίας.

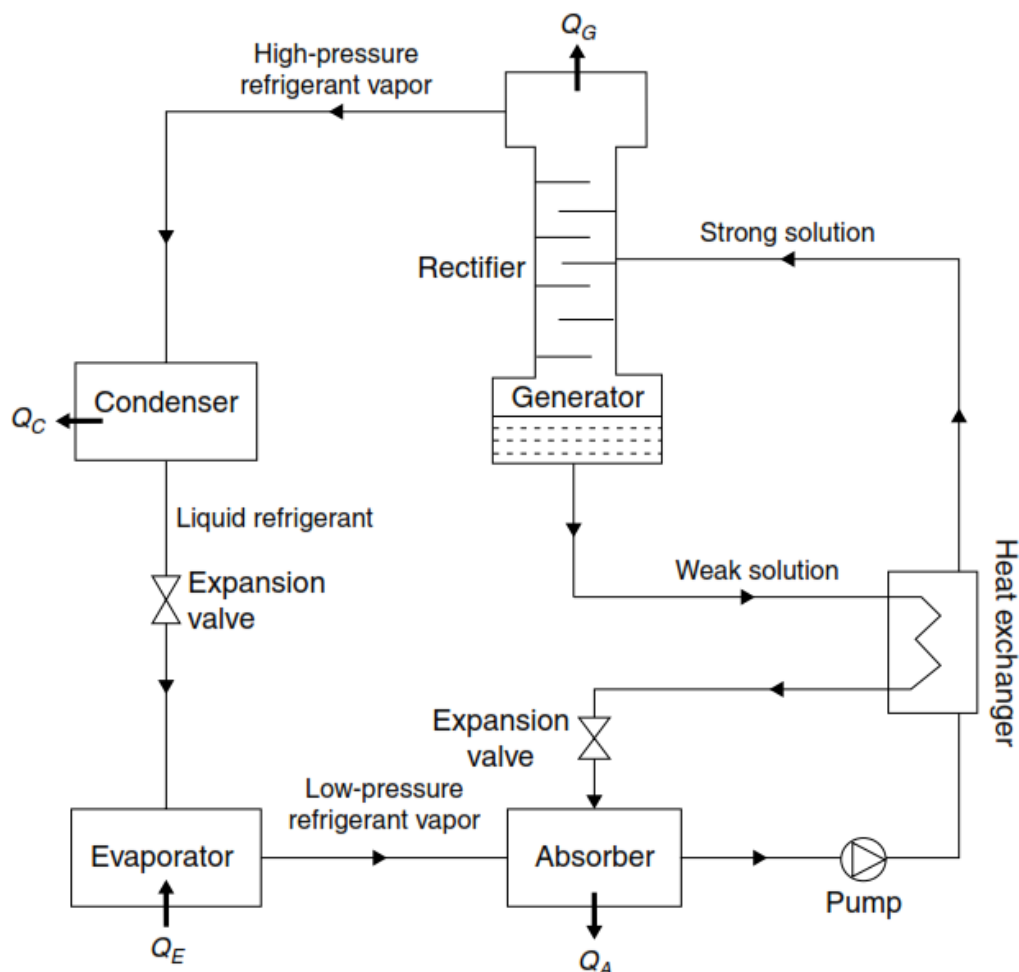
Συνολικά λοιπόν έχουμε τέσσερις πιέσεις στο σύστημα αυτό, το οποίο μπορεί να θεωρηθεί και διπλό σύστημα μίας βαθμίδας καθώς έχουμε δύο πλήρεις διατάξεις ψυκτικής απορρόφησης. Όμοια με το νερό τροφοδοσίας, το νερό προς ψύξη περνάει διαδοχικά σε σειρά τους ατμοποιητές όπως φαίνεται στο Σχήμα 1.4-11. Το αυτό συμβαίνει και με το νερό ψύξης στους συμπυκνωτές, ενώ οι απορροφητές ψύχονται με παράλληλη σύνδεση.

1.4.9 Ψύξη με απορρόφηση με χρήση διαλύματος αμμωνίας -

νερού

Οι ψύκτες που χρησιμοποιούν διάλυμα αμμωνίας νερού χρειάζονται υψηλότερες θερμοκρασίες τροφοδοσίας όμως μπορούν να επιτύχουν θερμοκρασίες ψύξης αρκετά υπό του μηδενός, έως και -30°C καθώς σε αυτά τα συστήματα ο διαλύτης είναι το νερό και το ψυκτικό μέσο η αμμωνία η οποία έχει σημείο πήξεως τους -77.73°C .

Το σύστημα $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ είναι πιο πολύπλοκο από το σύστημα $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$ καθώς χρειάζεται μία στήλη ανόρθωσης μετά τον αναγεννητή για τον διαχωρισμό της ατμοποιημένης αμμωνίας από το διάλυμα λόγω της μικρής θερμοκρασιακής διαφοράς (133°C) των σημείων βρασμού μεταξύ της αμμωνίας και του νερού. Εάν δεν υπήρχε ο ανορθωτής το νερό που θα εισέρχεται στον ατμοποιητή θα πάγωνε και θα τον κατέστρεφε. Οι θερμοκρασία λειτουργίας του αναγεννητή είναι $125-175^{\circ}\text{C}$ όταν ο ψύκτης είναι αερόψυκτος και $80-120^{\circ}\text{C}$ όταν είναι υδρόψυκτος. Γι' αυτό το λόγο οι ψύκτες νερού-αμμωνίας δεν μπορούν να τροφοδοτηθούν με επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες (FPC) και χρειάζονται είτε συλλέκτες κενού είτε συγκεντρωτικούς. Ο θερμοκός βαθμός απόδοσης είναι περίπου 0.6-0.7.



Σχήμα 1.4-12: Διάταξη των στοιχείων ενός ψύκτη απορρόφησης με διάλυμα νερού-αμμωνίας

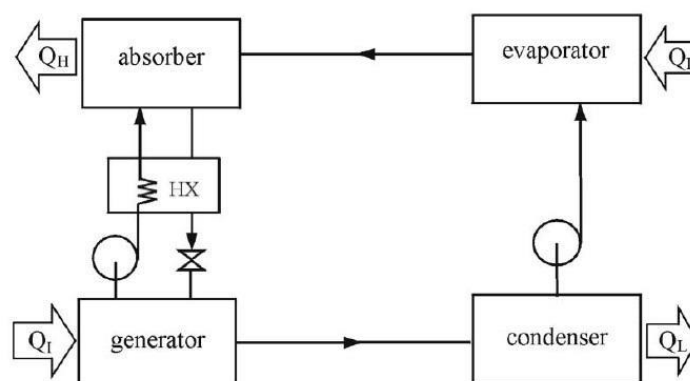
Τα τέσσερα κύρια στοιχεία που αποτελούν τους ψύκτες αμμωνίας- νερού είναι ο αναγεννητής, ο συμπυκνωτής, ο ατμοποιητής και ο απορροφητής όπως στα συστήματα LiBr- H₂O. Βοηθητικά στοιχεία είναι ο ανορθωτής, οι αντλίες, ο εναλλάκτης και οι βαλβίδες εκτόνωσης όπως φαίνεται στο Σχήμα 1.4-12. Το χαμηλής πίεσης ασθενές διάλυμα αντλείται από τον απορροφητή στον αναγεννητή περνώντας από τον εναλλάκτη προθέρμανσης. Ο αναγεννητής διαχωρίζει την αμμωνία από το νερό μέσω βρασμού και ανορθωτής καθαρίζει τον ψυκτικό ατμό της αμμωνίας από τους υδρατμούς. Ο υψηλής πίεσης πλέον ατμός αμμωνίας φτάνει στον συμπυκνωτή όπου συμπυκνώνεται μέσω της βαλβίδας εκτόνωσης το συμπύκνωμα ατμοποιείται στον ατμοποιητή σε χαμηλή πίεση, ψύχοντας με αυτόν τον τρόπο το νερό στις σωληνώσεις του. Το ισχυρό διάλυμα νερού – αμμωνίας επιστρέφει στον απορροφητή περνώντας μέσα από τον εναλλάκτη και την βαλβίδα εκτόνωσης.

1.4.10 Λοιπές διατάξεις συστημάτων απορρόφησης

1.4.10.1 Μεταλλάκτης θερμότητας απορρόφησης

Κάθε κύκλος ψύξης με απορρόφηση ανταλλάσσει θερμοκρασία με τρεις εξωτερικές δεξαμενές, χαμηλού, μέσου και υψηλού θερμοκρασιακού επιπέδου. Όταν ένα σύστημα απορρόφησης λειτουργεί σαν ψύκτης ή αντλία θερμότητας, τη θερμότητα που χρειάζεται για να λειτουργήσει την προμηθεύεται από τη δεξαμενή υψηλής θερμοκρασίας. Η ψύξη παράγεται σε ένα χαμηλό θερμοκρασιακό επίπεδο και απορρίπτει θερμότητα σε ένα ενδιάμεσο θερμοκρασιακό επίπεδο. Η διαφορά ανάμεσά τους είναι στο ρόλο που επιτελούν. Για ένα ψύκτη, η ωφέλιμη μεταφορά θερμότητας είναι σε μια χαμηλή θερμοκρασία. Για μια αντλία θερμότητας, η ωφέλιμη μεταφορά θερμότητας είναι σε μια ενδιάμεση θερμοκρασία. Συνήθως, το περιβάλλον χρησιμοποιείται σε μια δεξαμενή χαμηλής θερμοκρασίας για μια αντλία θερμότητας ή σε μια δεξαμενή ενδιάμεσης θερμοκρασίας για ένα ψύκτη.

Ένας άλλος τύπος κύκλου απορρόφησης είναι γνωστός ως «μεταλλάκτης θερμότητας απορρόφησης» ή «αντλία αντίστροφης θερμότητας απορρόφησης». Αυτό το σύστημα χρησιμοποιεί θερμότητα από μια ενδιάμεσης θερμοκρασίας δεξαμενή για να λειτουργήσει (συνήθως απορριπτόμενη βιομηχανική θερμότητα). Το σύστημα απορρίπτει θερμότητα έξω σε ένα χαμηλό θερμοκρασιακό επίπεδο (συνήθως το περιβάλλον). Η χρήσιμη έξοδος διατηρείται στο υψηλότερο θερμοκρασιακό επίπεδο. Η χρήση ενός μεταλλάκτη θερμότητας απορρόφησης επιτρέπει την αναβάθμιση οποιασδήποτε απορριπτόμενης θερμότητας σε ένα υψηλότερο θερμοκρασιακό επίπεδο χωρίς πρόσδοση καμίας άλλης θερμότητας εκτός από το έργο που απαιτείται για την κυκλοφορία του εργαζόμενου μέσου.



Σχήμα 1.4-13: Μεταλλάκτης θερμότητας απορρόφησης¹³

Το παραπάνω Σχήμα 1.4-13 δείχνει μια σχηματική αναπαράσταση ενός μεταλλάκτη θερμότητας απορρόφησης. Αυτός ο κύκλος έχει όμοια μέρη με ένα μονοβάθμιο κύκλο απορρόφησης. Η διαφορά είναι ότι μια συσκευή εκτόνωσης που βρίσκεται μεταξύ του

¹³ Πηγή: A review of absorption refrigeration technologies, Pongsid Srikihirin, Satha Aphornratana, Supachart Chungpaibulpatana, 2001

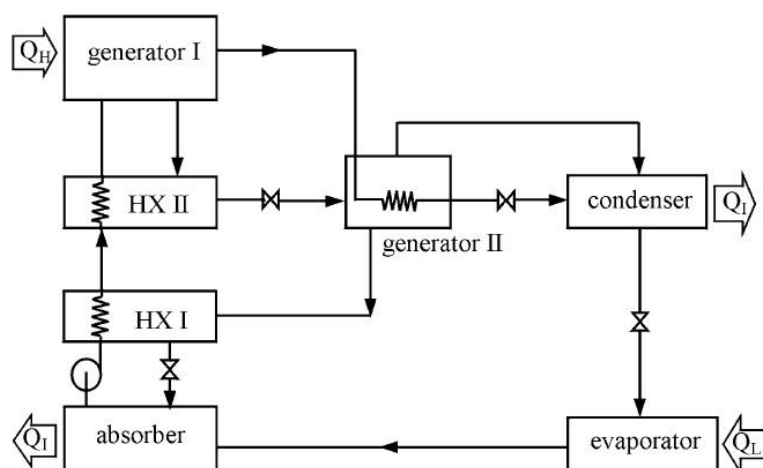
συμπυκνωτή και του ατμοποιητή αντικαθίσταται από μια αντλία. Απορριπτόμενη θερμότητα σε μια σχετική χαμηλή θερμοκρασία τροφοδοτείται στον αναγεννητή για το διαχωρισμό του ψυκτικού υγρού με τον συνήθη τρόπο. Το ψυκτικό υγρό από το συμπυκνωτή πηγαίνει μέσω αντλίας στον ατμοποιητή με αυξημένη πίεση. Στον ατμοποιητή, εξατμίζεται χρησιμοποιώντας την ίδια χαμηλής θερμοκρασίας απορριπτόμενη θερμότητα που χρησιμοποιήθηκε για να λειτουργήσει ο αναγεννητής (οι μεταλλάκτες θερμότητας απορρόφησης συνήθως λειτουργούν έτσι ώστε οι θερμοκρασίες του αναγεννητή και του ατμοποιητή να είναι ίσες). Ο ατμός του ψυκτικού μέσου μετά απορροφάται στο διάλυμα στον απορροφητή και απορρίπτεται η χρήσιμη θερμότητα σε ένα υψηλότερο θερμοκρασιακό επίπεδο.

Η χαμηλού βαθμού θερμότητα μπορεί να αναβαθμιστεί χρησιμοποιώντας ένα μεταλλάκτη θερμότητας όπως για παράδειγμα η ηλιακή ενέργεια και η βιομηχανική απορριπτόμενη θερμότητα. Η απόδοση ενός μεταλλάκτη θερμότητας απορρόφησης έχει μελετηθεί για διάφορα εργαζόμενα μέσα όπως LiBr/νερό, LiBr+ZnBr₂/CH₃OH, DMETEG/R21 και DMF/R21.

1.4.10.2 Πολυβάθμιος κύκλος ψύξης με απορρόφηση

Βασικό αντικείμενο ενός πολυβάθμιου κύκλου είναι να αυξηθεί η απόδοση του συστήματος όταν είναι διαθέσιμη πηγή θερμότητας υψηλότερης θερμοκρασίας. Με τον όρο πολυβάθμιος, ο κύκλος θα πρέπει να έχει ρυθμιστεί με ένα τρόπο ώστε η θερμότητα που αποβάλλεται από ένα στάδιο υψηλής θερμοκρασίας να χρησιμοποιείται σαν θερμότητα εισόδου σε ένα στάδιο χαμηλής θερμοκρασίας για να παράγεται επιπλέον ψύξη στο στάδιο αυτό.

Ο διβάθμιος κύκλος απορρόφησης παρουσιάστηκε γύρο στα 1956 με 1958. Το παρακάτω Σχήμα 1.4-14 δείχνει ένα σύστημα που λειτουργεί με LiBr/νερό. Θερμότητα σε υψηλή θερμοκρασία από μια εξωτερική πηγή εφοδιάζει τον πρώτο αναγεννητή. Ο ατμός του ψυκτικού μέσου που παράγεται, συμπυκνώνεται σε υψηλή πίεση στον δεύτερο αναγεννητή. Η θερμότητα που απορρίπτεται χρησιμοποιείται για να παραχθεί επιπλέον ατμός του ψυκτικού υγρού από το διάλυμα που έρχεται από τον πρώτο αναγεννητή. Αυτή η ρύθμιση του συστήματος θεωρείται σαν ένα διβάθμιο σύστημα απορρόφησης με ροή εν σειρά.

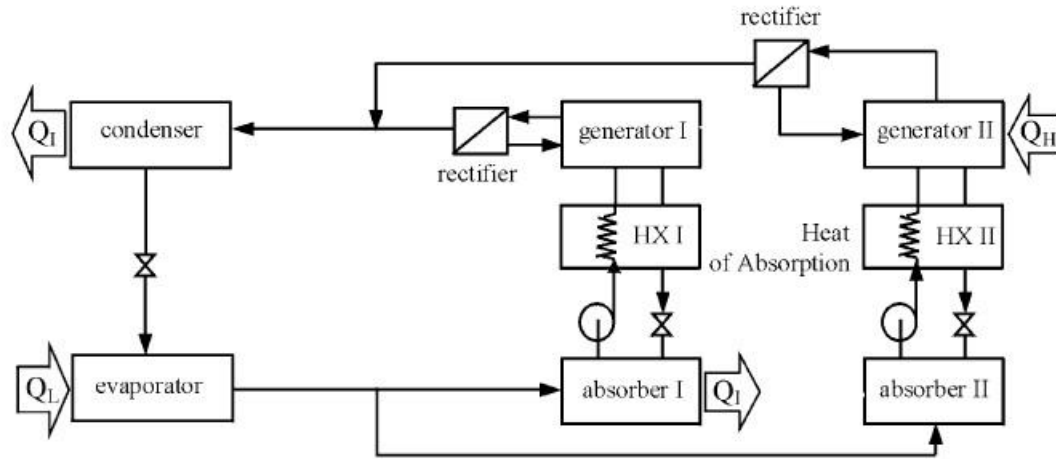


Σχήμα 1.4-14: Διβάθμιος κύκλος απορρόφησης LiBr/ νερού. ¹³

Θερμότητα που απελευθερώνεται από τη συμπύκνωση του ψυκτικού ατμού χρησιμοποιείται σαν θερμότητα εισόδου στον δεύτερο αναγεννητή.

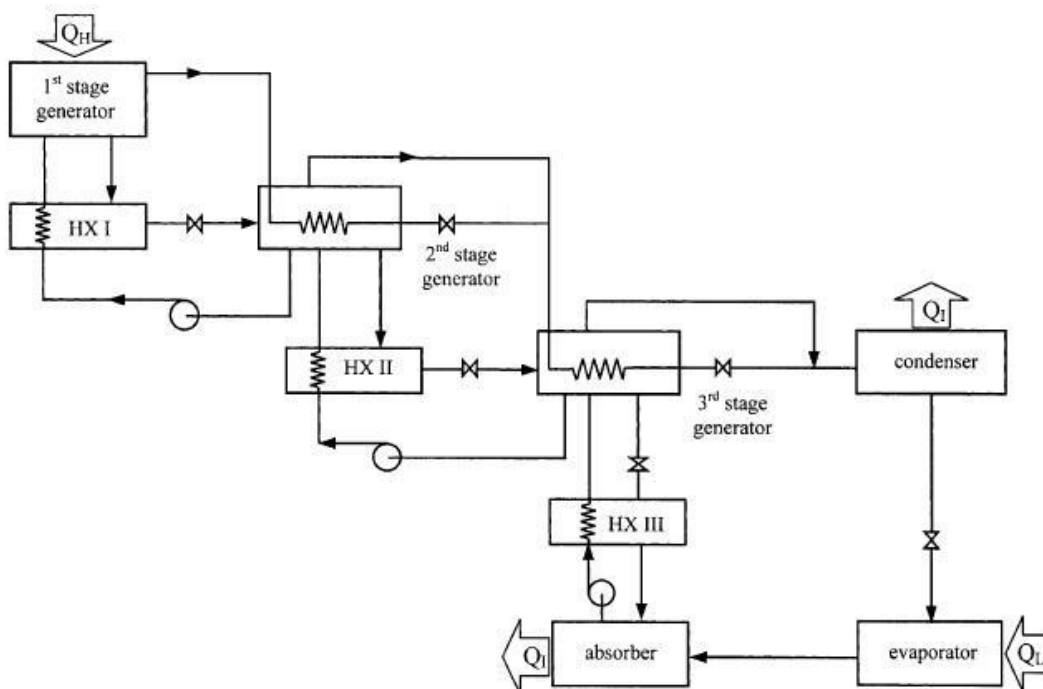
Ένα διβάθμιο σύστημα απορρόφησης θεωρείται σαν ένας συνδυασμός δύο μονοβάθμιων συστημάτων απορρόφησης του οποίου ο COP είναι ο COP_{single} . Για μια μονάδα θερμότητας εισόδου από την εξωτερική πηγή, η ψύξη που παράγεται από το ψυκτικό υγρό που εξατμίζεται στον πρώτο αναγεννητή είναι $1 * COP_{single}$. Για κάθε μονοβάθμιο σύστημα απορρόφησης, μπορεί να θεωρηθεί ότι η θερμότητα που απορρίπτεται από το συμπυκνωτή είναι σχεδόν ίση με την ψυκτική ικανότητα που εξασφαλίζεται. Έτσι η θερμότητα που παρέχεται στο δεύτερο ατμοποιητή είναι $1 * COP_{single}$. Η ψύξη που παράγεται τότε από το δεύτερο ατμοποιητή είναι $(1 * COP_{single}) * COP_{single}$. Επομένως, ο COP αυτού του διβάθμιου συστήματος απορρόφησης είναι $COP_{double} = COP_{single} + (COP_{single})^2$. Σύμφωνα με αυτήν την ανάλυση, ένα διβάθμιο σύστημα απορρόφησης έχει ένα COP ίσο με 0.96 όταν το αντίστοιχο μονοβάθμιο σύστημα έχει COP ίσο με 0.6. Θεωρητικές μελέτες για διβάθμια συστήματα απορρόφησης έχουν διεξαχθεί για διάφορα εργαζόμενα μέσα.

Αν το LiBr/νερό αντικατασταθεί με νερό/NH₃, η μέγιστη πίεση στον πρώτο αναγεννητή υπερβολικά υψηλή. Στο παρακάτω Σχήμα 1.4-15 παρουσιάζεται ένα διβάθμιο σύστημα απορρόφησης που χρησιμοποιεί νερό/NH₃. Σε αντίθεση με το σύστημα LiBr/νερού, αυτό το σύστημα μπορεί να θεωρηθεί ως ένας συνδυασμός δύο ξεχωριστών μονοβάθμιων κύκλων. Ο ατμοποιητής και οι συμπυκνωτές και των δύο κύκλων είναι ενωποιημένοι μαζί σαν μία μονάδα όπως φαίνεται. Έτσι υπάρχουν μόνο δύο διαφορετικά επίπεδα πιέσεων στο σύστημα και η μέγιστη πίεση μπορεί να περιοριστεί σε ένα αποδεκτό επίπεδο. Θερμότητα από εξωτερική πηγή προμηθεύει μόνο το δεύτερο αναγεννητή. Καθώς το νερό είναι ένα απορροφητικό μέσο, δεν υπάρχει κανένα πρόβλημα κρυσταλλοποίησης στον απορροφητή. Έτσι ο δεύτερος απορροφητής μπορεί να λειτουργήσει σε υψηλή θερμοκρασία και να αποβάλλει θερμότητα στον πρώτο αναγεννητή. Αυτή η διάταξη του συστήματος θεωρείται ως ένα διβάθμιο σύστημα απορρόφησης παράλληλης ροής.



Σχήμα 1.4-15: Διβάθμιος κύκλος απορρόφησης που λειτουργεί με δύο επίπεδα πίεσης¹³

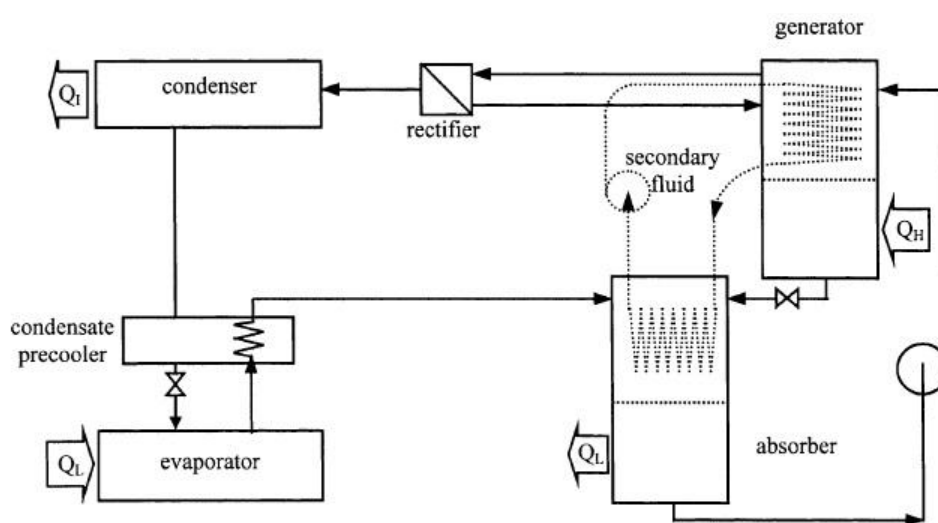
Διάφοροι τύποι πολυβάθμιων κύκλων απορρόφησης έχουν αναλυθεί όπως η τριβάθμια απορρόφηση Σχήμα 1.4-16. Ο τριβάθμιος κύκλος απορρόφησης λειτουργεί με 4 επίπεδα πίεσης. Η θερμότητα συμπίκνωσης από το υψηλότερο επίπεδο πίεσης χρησιμοποιείται για το διαχωρισμό του ψυκτικού στο χαμηλότερο επίπεδο πίεσης. Όμως η βελτίωση του COP δεν συνδέεται άμεσα με την αύξηση του αριθμού των βαθμών. Πρέπει να σημειωθεί ότι όταν ο αριθμός των βαθμών αυξάνει, ο COP κάθε σταδίου δεν θα είναι τόσο υψηλός όσο αυτός του μονοβάθμιου συστήματος. Επιπλέον όσο αυξάνεται ο αριθμός των σταδίων οδηγεί το σύστημα σε μεγαλύτερη πολυπλοκότητα. Γι' αυτό και ο διβάθμιος κύκλος είναι αυτός που διατίθεται εμπορικά.



Σχήμα 1.4-16: Τριβάθμιος κύκλος απορρόφησης που λειτουργεί με 4 επίπεδα πίεσης¹³

1.4.10.3 Κύκλος ψύξης απορρόφησης με GAX

GAX είναι τα αρχικά για αναγεννητής/απορροφητής/εναλλάκτης θερμότητας (generator/absorber/heat exchanger) ή μερικές φορές ονομάζεται DAHX που εκφράζει διαχωριστής/απορροφητής εναλλάκτης θερμότητας (desorber/absorber heat exchanger). Υψηλότερη απόδοση μπορεί να επιτευχθεί με ένα μονοβάθμιο σύστημα απορρόφησης. Σε σχέση με το διβάθμιο σύστημα απορρόφησης με παράλληλη ροή που αναφέρθηκε νωρίτερα, το σύστημα αποτελείται από δύο μονοβάθμιους κύκλους που δουλεύουν με ένα παράλληλο τρόπο. Η ιδέα για το GAX ήταν να αντικαταστήσει τον κύκλο της διβάθμιας απορρόφησης αλλά να συνεχίσει να έχει την ίδια απόδοση. Η απλοποιημένη διάταξη φαίνεται στο παρακάτω σχήμα:



Σχήμα 1.4-17: Διάταξη κύκλου απορρόφησης με GAX¹³

Η διακεκομμένη γραμμή δείχνει το δευτερεύον υγρό που χρησιμοποιείται για να μεταφερθεί θερμότητα από το τμήμα υψηλής θερμοκρασίας του απορροφητή στο τμήμα χαμηλής θερμοκρασίας του αναγεννητή.

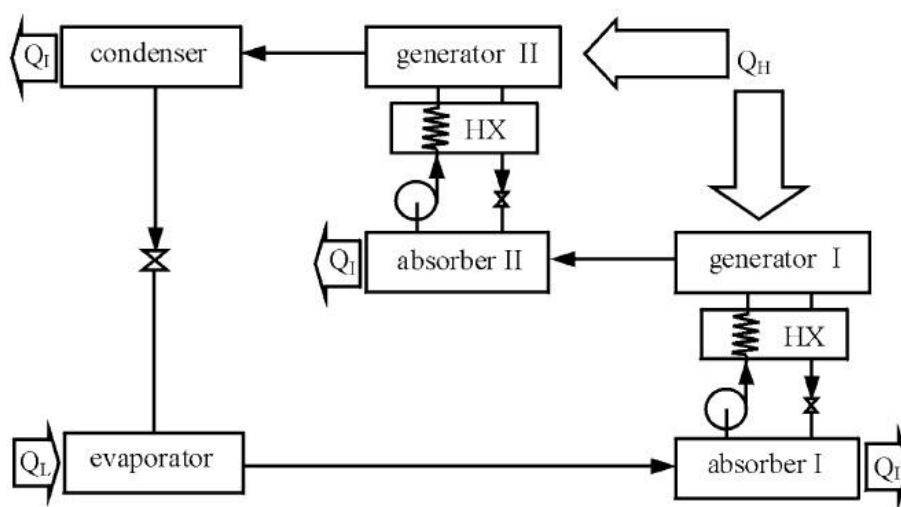
Ένας απορροφητής και ένας αναγεννητής μπορούν να θεωρηθούν σαν εναλλάκτες θερμότητα με αντιροή όπως φαίνεται στο παραπάνω Σχήμα 1.4-17. Στον απορροφητή, πυκνό διάλυμα από τον αναγεννητή και ατμός ψυκτικού υγρού από τον ατμοποιητή μπαίνουν από το επάνω μέρος. Η θερμότητα που παράγεται κατά τη διάρκεια της διαδικασίας απορρόφησης πρέπει να απορρίπτεται έτσι ώστε να διατηρείται η δυνατότητα απορρόφησης ψυκτικού υδρατμού. Στο επάνω μέρος, θερμότητα απορρίπτεται σε υψηλή θερμοκρασία. Στο κάτω μέρος, το διάλυμα απορροφά επιπλέον ψυκτικό υδρατμό ενώ ψύχεται αποβάλλοντας θερμότητα στο περιβάλλον. Στον αναγεννητή αραιό διάλυμα από τον απορροφητή εισέρχεται στο επάνω μέρος. Σε αυτή τη φάση το ψυκτικό μέσο εξατμίζεται από το διάλυμα καθώς θερμαίνεται χρησιμοποιώντας τη θερμότητα που απορρίπτεται από το επάνω μέρος του απορροφητή. Στο χαμηλότερο μέρος του αναγεννητή, το διάλυμα συμπυκνώνεται περισσότερο χρησιμοποιώντας τη θερμότητα από την εξωτερική πηγή θερμότητας. Σύμφωνα με το παραπάνω Σχήμα 1.4-17, υπάρχει ένα επιπλέον δευτερεύον υγρό, που χρησιμοποιείται για τη μεταφορά θερμότητας μεταξύ του απορροφητή και του αναγεννητή. Με αυτόν τον τρόπο (χρήση του GAX), ένα μονοβάθμιο

σύστημα απορρόφησης μπορεί να παρέχει COP τόσο υψηλό όσο και ένα διβάθμιο σύστημα απορρόφησης.

1.4.10.4 Κύκλος ψύξης με απορρόφηση μισού σταδίου

Πρέπει να σημειωθεί ότι, οποιοδήποτε σύστημα ψύξης με απορρόφηση μπορεί να λειτουργήσει μόνο όταν το διάλυμα στον απορροφητή είναι πιο πλούσιο σε ψυκτικό ατμό από ότι αυτό στον αναγεννητή. Όταν η θερμοκρασία αυξάνεται ή η πίεση πέφτει, το κλάσμα του ψυκτικού μέσου που περιέχεται μειώνεται, και αντίστροφα. Όταν η θερμοκρασία του αναγεννητή πέφτει, η αναλογία του διαλύματος που ανακυκλοφορεί αυξάνεται προκαλώντας πτώση του COP. Αν είναι πολύ χαμηλή το σύστημα δεν μπορεί πλέον να λειτουργήσει.

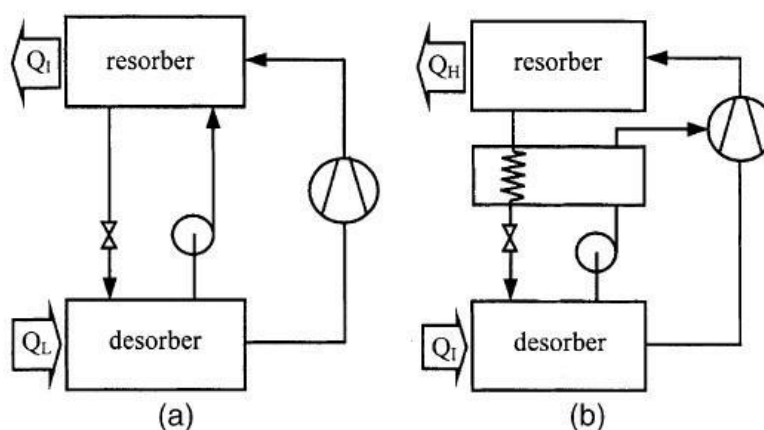
Το σύστημα απορρόφησης μισού σταδίου δημιουργήθηκε για μια εφαρμογή με σχετικά χαμηλής θερμοκρασίας πηγή θερμότητας. Το Σχήμα 1.4-18 δείχνει ένα διάγραμμα ενός κύκλου απορρόφησης μισού σταδίου. Η διαμόρφωση του συστήματος είναι ακριβώς η ίδια με ένα διβάθμιο σύστημα απορρόφησης που χρησιμοποιεί νερό/ NH_3 μόνο που οι κατευθύνσεις ροής της θερμότητας είναι διαφορετικές. Σύμφωνα με το παρακάτω Σχήμα 1.4-18, υψηλής θερμοκρασίας θερμότητα από μια εξωτερική πηγή μεταφέρεται και στους δύο αναγεννητές. Και οι δύο απορροφητές απορρίπτουν θερμότητα στο περιβάλλον. Ο δεύτερος απορροφητής και ο πρώτος αναγεννητής λειτουργούν σε μια ενδιάμεση πίεση. Έτσι ο βαθμός ανακυκλοφορίας μεταξύ του πρώτου αναγεννητή και του πρώτου απορροφητή, και του δεύτερου αναγεννητή και του δεύτερου ατμοποιητή μπορούν να παραμένουν σε αποδεκτά επίπεδα. Πρέπει να σημειωθεί ότι ο COP του συστήματος απορρόφησης μισού σταδίου είναι σχετικά χαμηλός καθώς απορρίπτει περίπου 50% περισσότερη θερμότητα από τον κύκλο του μονοβάθμιου απορροφητή. Παρ' όλα αυτά μπορεί να λειτουργήσει με πηγή θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας. Ο κύκλος απορρόφησης μισού σταδίου είναι ο συνδυασμός δύο μονοβάθμιων κύκλων απορρόφησης που λειτουργούν σε διαφορετικά επίπεδα πίεσης.



Σχήμα 1.4-18: Σύστημα απορρόφησης μισού σταδίου ¹³

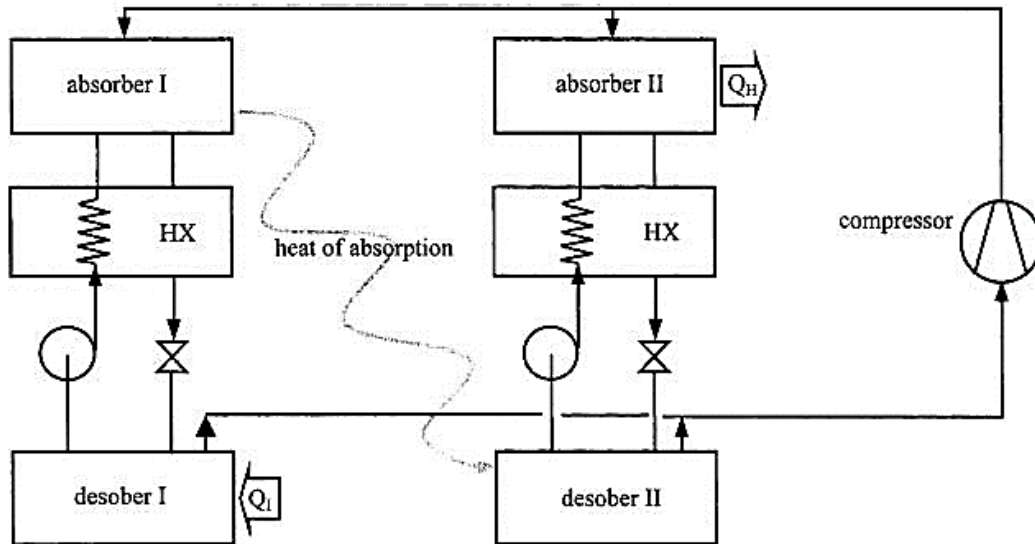
1.4.10.5 Συνδυασμένος κύκλος απορρόφησης - συμπίεσης ατμού

Αυτό το σύστημα είναι συνήθως γνωστό ως σύστημα απορρόφησης - συμπίεσης. Ένα διάγραμμα τυπικού κύκλου απορρόφησης/συμπίεσης φαίνεται στο Σχήμα 1.4-19(α). Φαίνεται ότι, ένας συμπυκνωτής και ένας ατμοποιητής ενός συμβατικού συστήματος συμπίεσης ατμού έχουν αντικατασταθεί με έναν αναρροφητή (απορροφητή ατμού) και έναν εκροφητή (γεννήτρια ατμού). Για δεδομένη θερμοκρασία περιβάλλοντος και θερμοκρασία ψύξης, η διαφορά πίεσης στο συμπιεστή είναι πολύ χαμηλότερη σε σχέση με ένα συμβατικό σύστημα συμπίεσης ατμού. Έτσι ο COP είναι λογικό να είναι καλύτερος από αυτόν ενός συμβατικού συστήματος συμπίεσης ατμού. Ο κύκλος μπορεί να ρυθμιστεί σαν ένας κύκλος αντλίας θερμότητας. Ο κύκλος αντλίας θερμότητας φαίνεται στο Σχήμα 1.4-19(β).



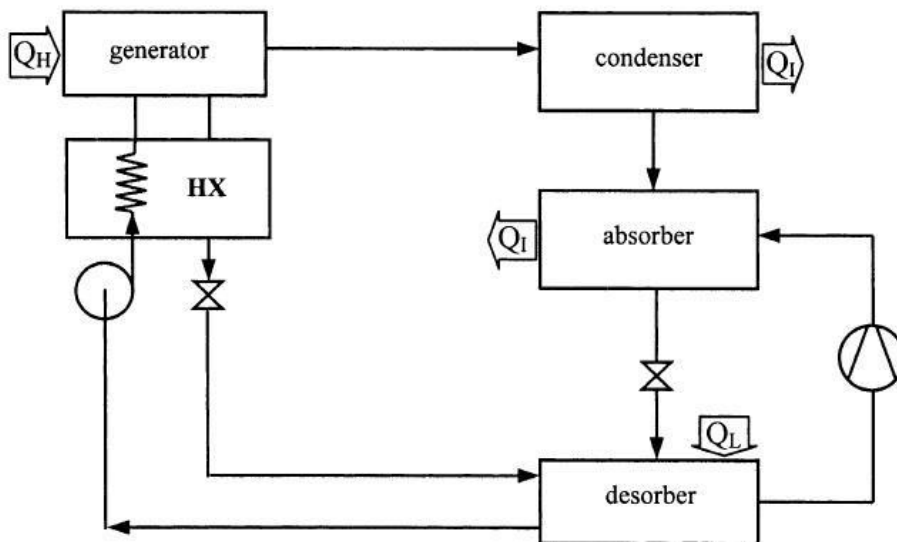
Σχήμα 1.4-19: Συνδυασμένος κύκλος απορρόφησης-συμπίεσης ατμού ¹³

Μια ενδιαφέρουσα παραλλαγή είναι ο διβάθμιος κύκλος απορρόφησης / συμπίεσης όπως φαίνεται στο Σχήμα 1.4-20. Η απορριπτόμενη θερμότητα του απορροφητή κατά το πρώτο στάδιο τροφοδοτείται στον αναγεννητή του δεύτερου σταδίου. Η μεταφορά θερμότητας γίνεται εσωτερικά πράγμα που υπερνικά τη μεγάλη θερμοκρασιακή διαφορά στην ενδιάμεση πίεση. Η θερμότητα απορρόφησης στο πρώτο στάδιο θα τροφοδοτηθεί στο δεύτερο στάδιο για το διαχωρισμό του ψυκτικού μέσου.



Σχήμα 1.4-20: Διβάθμιος κύκλος απορρόφησης - συμπίεσης που λειτουργεί σαν μια αντλία θερμότητας¹³

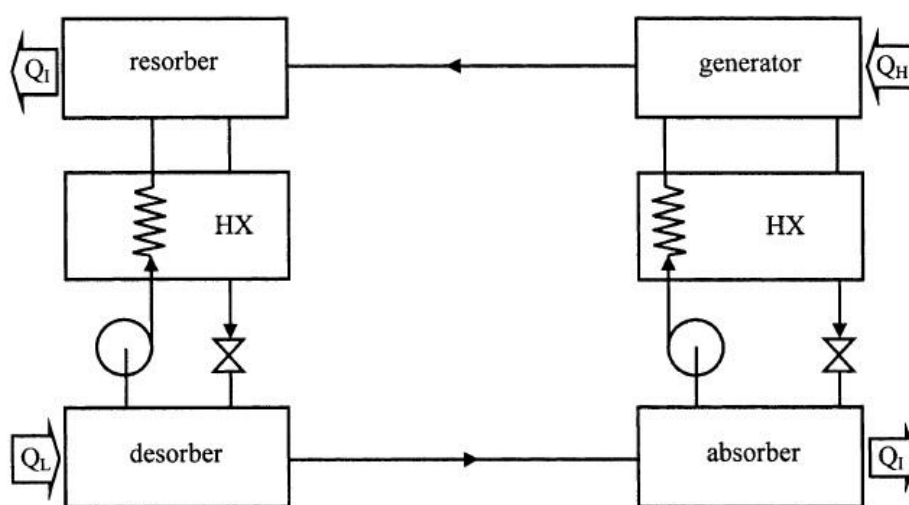
Μια άλλη τροποποίηση του κύκλου απορρόφησης/συμπίεσης ατμού παριστάνεται στο παρακάτω Σχήμα 1.4-21 και περιλαμβάνει δύο συνδυασμούς εργαζόμενων μέσων, νερό/ NH_3 και KHO /νερό. Αυτός είναι ένας συμβιβασμός των κύκλων νερού/ NH_3 και KHO /νερού. Η υψηλότερη πίεση του συστήματος μειώνεται και ο διαχωριστής του συστήματος νερού/ NH_3 παραλείπεται. Αυτός ο κύκλος μπορεί να λειτουργήσει με μια θερμοκρασία περιβάλλοντος χαμηλότερη των 0°C χωρίς προβλήματα παγετού και κρυσταλλοποίησης.



Σχήμα 1.4-21: Συνδυασμένος κύκλος απορρόφησης-συμπίεσης που περιλαμβάνει δύο συνδυασμούς εργαζόμενων μέσων¹³

1.4.10.6 Κύκλος ρόφησης-αναρρόφησης

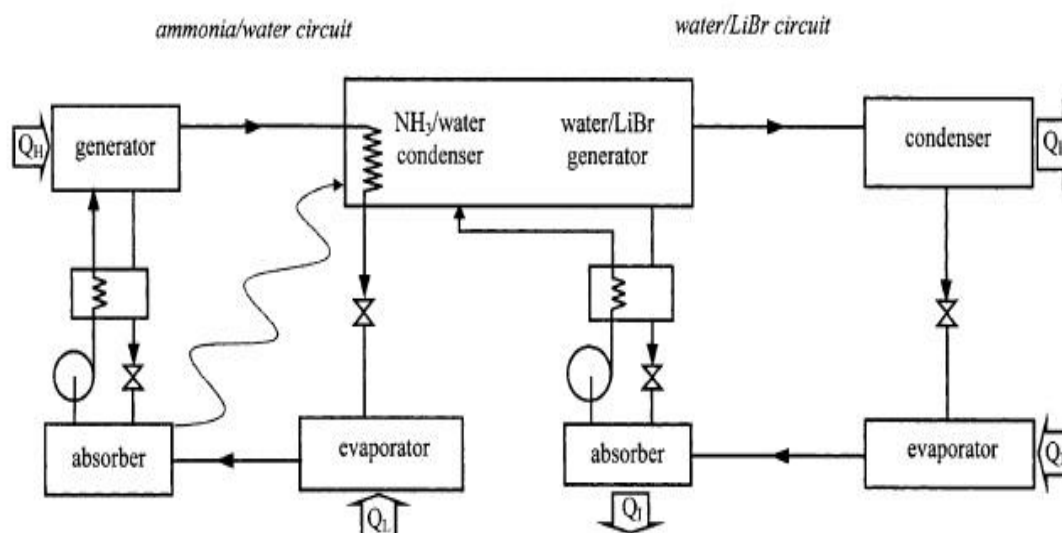
Ο κύκλος ρόφησης - αναρρόφησης απαιτεί δύο κυκλώματα διαλυμάτων, αντί για ένα. Το κομμάτι του συμπυκνωτή και του ατμοποιητή από ένα συμβατικό μονοβάθμιο σύστημα απορρόφησης αντικαθίσταται με έναν αναρροφητή και έναν εκροφητή αντίστοιχα, όπως φαίνεται στο Σχήμα 1.4-22. Αυτό παρέχει μεγαλύτερη ευελιξία στο σχεδιασμό του κύκλου και τις λειτουργίες. Οι συγκεντρώσεις του διαλύματος μπορούν να μεταβάλλονται, επιτρέποντας την προσαρμογή των θερμοκρασιών και των πιέσεων των εξαρτημάτων στις απαιτήσεις των εφαρμογών.



Σχήμα 1.4-22: Κύκλος ρόφησης - αναρρόφησης που χρησιμοποιεί δύο κυκλώματα διαλυμάτων ¹³

1.4.10.7 Ψύξη απορρόφησης διπλού κύκλου

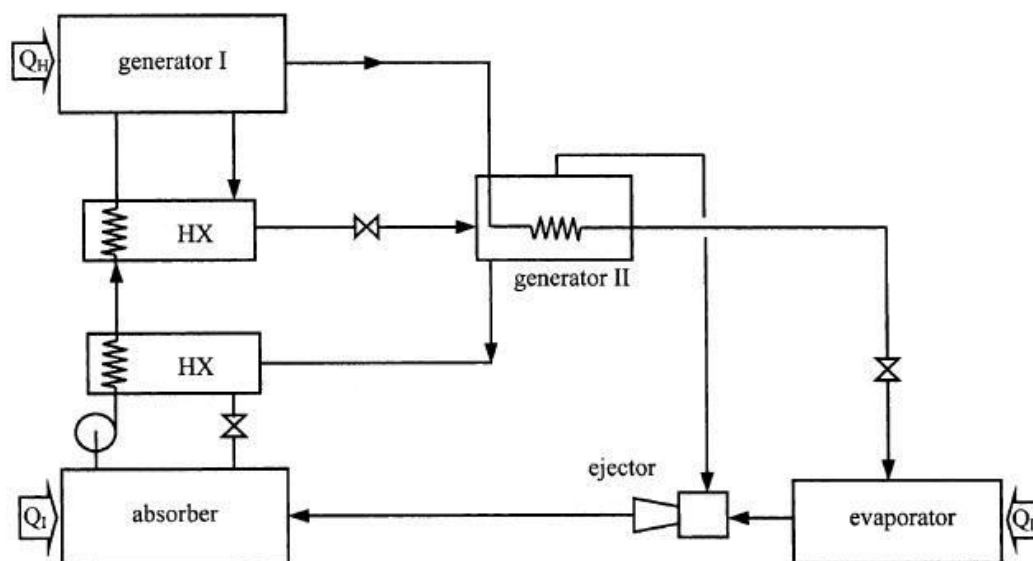
Η ιδέα του συστήματος απορρόφησης διπλού κύκλου είναι όμοια με αυτή ενός διβάθμιου συστήματος απορρόφησης εν παραλλήλω. Όμως το σύστημα αυτό αποτελείται από δύο εντελώς ξεχωριστούς κύκλους που χρησιμοποιούν διαφορετικά είδη εργαζόμενων μέσων. Η ψύξη διπλού κύκλου απορρόφησης και η αντλία θερμότητας φαίνεται στο παρακάτω Σχήμα 1.4-23. Αυτό το σύστημα αποτελείται από δύο μονοβάθμιους κύκλους απορρόφησης που χρησιμοποιούν νερό/ NH_3 και LiBr /νερό. Το σύστημα της αμμωνίας τροφοδοτείται από θερμότητα που εξασφαλίζεται από μια εξωτερική πηγή θερμότητας. Η θερμότητα που απορρίπτεται από τον απορροφητή του χρησιμοποιείται για να τροφοδοτηθεί το σύστημα LiBr /νερού. Το σύστημα LiBr /νερού απορρίπτει θερμότητα στο περιβάλλον από το συμπυκνωτή και τον απορροφητή ως συνήθως. Η ψύξη μπορεί να ληφθεί και από τους δύο ατμοποιητές. Η θερμότητα από την απορρόφηση και η συμπύκνωση από τον κύκλο NH_3 /νερού παρέχονται στον αναγεννητή του κύκλου νερού/ LiBr .



Σχήμα 1.4-23: Διπλός κύκλος απορρόφησης που λειτουργεί με ηλιακή ενέργεια και χρειάζεται δύο διαφορετικά εργαζόμενα μέσα όπως NH_3 /νερό και νερό/ LiBr ¹³

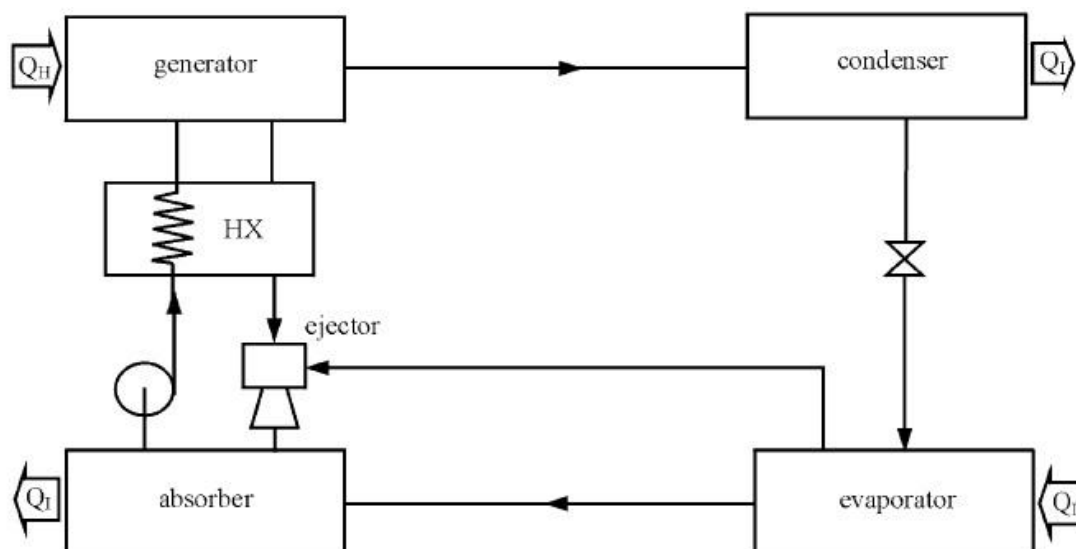
1.4.10.8 Συνδυασμένος κύκλος ψύξης ψεκαστήρα - απορρόφησης

Ένας ψεκαστήρας μπορεί να χρησιμοποιηθεί για να βελτιωθεί η απόδοση ενός συστήματος ψύξης με απορρόφηση όπως φαίνεται στο παρακάτω Σχήμα 1.4-24. Σκοπός είναι να αναπτυχθεί ένα σύστημα απορρόφησης που να χρησιμοποιεί εργαζόμενο μέσο που να βασίζεται σε απορροφητικό μέσο άλατος, ικανό να λειτουργήσει σε χαμηλές θερμοκρασίες ατμοποιητή και αερόψυκτο απορροφητή. Αυτό το σύστημα χρησιμοποιεί δύο αναγεννητές όμοιους με αυτούς που χρησιμοποιεί ένα διβάθμιο σύστημα απορρόφησης. Όμως σε αντίθεση με ένα συμβατικό διβάθμιο σύστημα απορρόφησης, ο χαμηλής πίεσης ατμός του ψυκτικού υγρού από τον δεύτερο αναγεννητή χρησιμοποιείται ως κινούν ρευστό για τον ψεκαστήρα που ψεκάζει ψυκτικό ατμό από τον ατμοποιητή. Ο ψεκαστήρας εκτονώνεται στον απορροφητή, προκαλώντας έτσι αύξηση της πίεσης του απορροφητή κατά ένα επίπεδο μεγαλύτερο από τη πίεση του ατμοποιητή. Ως εκ τούτου, η συγκέντρωση του διαλύματος μέσα στον απορροφητή μπορεί να αποτρέψει την κρυσταλλοποίηση όταν το σύστημα πρέπει να λειτουργήσει με χαμηλή θερμοκρασία ατμοποιητή ή με υψηλή θερμοκρασία απορροφητή (όπως σε μια αερόψυκτη μονάδα). Μπορεί να σημειωθεί ότι δεν υπάρχει συμπυκνωτής στο σύστημα, καθώς ο ατμός του ψυκτικού υγρού που βρίσκεται σε υψηλή πίεση συμπυκνώνεται στο δεύτερο αναγεννητή και ο ατμός του ψυκτικού υγρού που βρίσκεται σε χαμηλή πίεση χρησιμοποιείται σαν το κινούν ρευστό για τον ψεκαστήρα. Ούτε θεωρητικά ούτε πειραματικά αποτελέσματα είναι διαθέσιμα γι' αυτό το σύστημα ακόμα. Παρ' όλα αυτά μπορεί κανείς να περιμένει ότι ο COP αυτού του συστήματος δεν θα είναι υψηλότερος από αυτόν ενός μονοβάθμιου συστήματος απορρόφησης. Αυτό συμβαίνει γιατί ένα μέρος του ψυκτικού ατμού πηγαίνει απ' ευθείας στον απορροφητή χωρίς να παράγει ψυκτικό έργο. Επιπλέον ο απορροφητής που χρησιμοποιείται πρέπει να έχει μια πολύ μεγαλύτερη χωρητικότητα απορρόφησης σε σχέση με οποιοδήποτε άλλο σύστημα απορρόφησης με την ίδια ψυκτική ικανότητα.



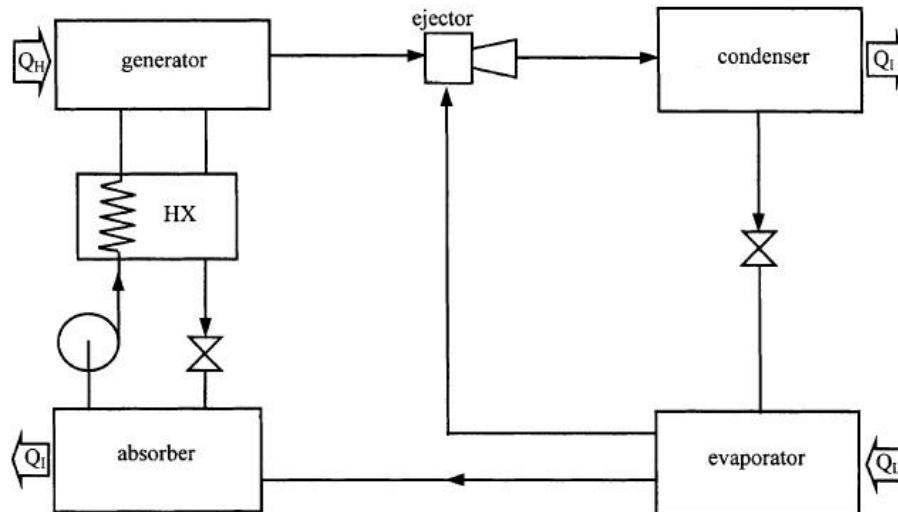
Σχήμα 1.4-24: Συνδυασμένος κύκλος ψύξης ψεκαστήρα-απορρόφησης 1¹³

Μια άλλη προσέγγιση της χρήσης ψεκαστήρα με σύστημα απορρόφησης φαίνεται στο παρακάτω Σχήμα 1.4-25. Ένας ψεκαστήρας χρησιμοποιείται για να διατηρεί την πίεση του απορροφητή ένα επίπεδο πάνω από την πίεση του ατμοποιητή. Σε αντίθεση με το προηγούμενο σύστημα, το κινούν ρευστό για τον ψεκαστήρα είναι το υψηλής πίεσης υγρό διάλυμα από τον αναγεννητή. Γι' αυτό το λόγο μπορεί να χρησιμοποιηθεί μόνο ψυκτικό υγρό υψηλής πίεσης και πυκνότητας. Αυτό συμβαίνει γιατί ένας ψεκαστήρας που τροφοδοτείται με υγρό δεν είναι κατάλληλος να λειτουργεί με χαμηλής πυκνότητας ατμό όπως του νερού, όπως στην περίπτωση των συστημάτων που χρησιμοποιούν LiBr/νερό. Πειραματικές μελέτες έδειξαν ότι χρησιμοποιώντας DMETEG/R22 και DMETEG/R21 σαν εργαζόμενα μέσα, η αναλογία πίεσης μεταξύ του απορροφητή και του ατμοποιητή ήταν 1.2. Η αύξηση στην πίεση του απορροφητή οδηγεί στο να μειωθεί η κυκλοφορία του διαλύματος χαμηλότερα από αυτή ενός συμβατικού συστήματος κάτω από τις ίδιες συνθήκες. Έτσι, μια βελτίωση στο COP μπορεί να υπάρξει. Το πλούσιο διάλυμα από τη γεννήτρια λειτουργεί ως πρωτεύον ρευστό και ο ψυκτικός ατμός από τον ατμοποιητή ως δευτερεύον ρευστό.



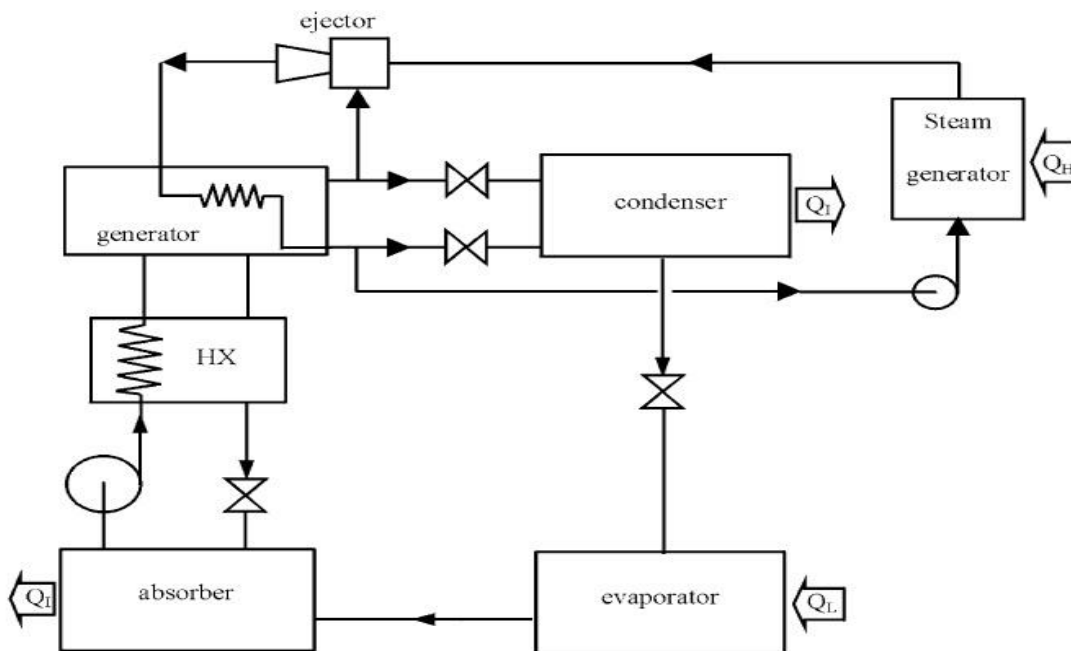
Σχήμα 1.4-25: Συνδυασμένος κύκλος ψύξης ψεκαστήρα-απορρόφησης 2¹³

Μια άλλη προσέγγιση, όπου ένας ψεκαστήρας τοποθετείται μεταξύ του αναγεννητή και του συμπυκνωτή ενός μονοβάθμιου συστήματος απορρόφησης, φαίνεται στο παρακάτω Σχήμα 1.4-26. LiBr/ νερό χρησιμοποιείται σαν εργαζόμενο μέσο. Ο ψεκαστήρας χρησιμοποιεί υψηλής πίεσης υδρατμό από τον αναγεννητή σαν κινούν υγρό. Έτσι ο αναγεννητής λειτουργεί σε μια πίεση υψηλότερη του συμπυκνωτή. Αυτό επιτρέπει στη θερμοκρασία του διαλύματος να αυξηθεί χωρίς κίνδυνο κρυσταλλοποίησης. Αν η θερμοκρασία και η πίεση αυξηθούν ταυτόχρονα, η συγκέντρωση του διαλύματος παραμένει σταθερή και μόνο η θερμότητα εισόδου στον αναγεννητή αυξάνεται ελαφρώς. Ο ψεκαστήρας εισάγει ατμό ψυκτικού υγρού από τον ατμοποιητή και έτσι περισσότερη ψύξη παράγεται. Ο COP αυξάνεται σημαντικά σε σχέση με ένα συμβατικό σύστημα μονοβάθμιας απορρόφησης. Πειραματική διερεύνηση έχει δείξει ότι προκύπτουν υψηλοί COP από 0.86 έως 1.04. Όμως αυτό το σύστημα πρέπει να λειτουργεί με μια υψηλής θερμοκρασίας πηγή θερμότητας (190 °C έως 210 °C) και αποδεκτή θερμοκρασία περιβάλλοντος. Καθώς όμως η θερμοκρασία του αναγεννητή είναι υψηλή μπορεί να υπάρξουν προβλήματα διάβρωσης των υλικών κατασκευής. Υψηλής πίεσης ψυκτικός υδρατμός από τον αναγεννητή εισέρχεται στον ψεκαστήρα ως κινούν ρευστό για να μεταφέρει τον ψυκτικό υδρατμό από τον ατμοποιητή.



Σχήμα 1.4-26: Συνδυασμένος κύκλος ψύξης ψεκαστήρα-απορρόφησης 3 ¹³

Η προσέγγιση που φαίνεται στο αποτελεί έναν συνδυασμένο κύκλο μεταξύ μιας αντλίας θερμότητας με ψεκαστήρα ατμού και ενός μονοβάθμιου κύκλου απορρόφησης. Η αντλία θερμότητας προμηθεύει θερμότητα τον αναγεννητή του συστήματος απορρόφησης. Ο ψυκτικός ατμός που παράγεται στον αναγεννητή παρασύρεται από τον ψεκαστήρα ατμού και υγροποιείται με τον κινούν ατμό του ψεκαστήρα απορρίπτοντας θερμότητα στο διάλυμα στον αναγεννητή. Σε αυτό το σύστημα το πρόβλημα της διάβρωσης εξαλείφεται καθώς η μέγιστη θερμοκρασία του διαλύματος διατηρείται στους 80 °C. Η θερμότητα τροφοδοσίας (από εξωτερική πηγή) είναι της τάξεως των 200 °C. Ο πειραματικός COP του συστήματος έχει βρεθεί 1.03. Η υψηλότερη θερμοκρασία κυκλώματος διαλύματος διατηρείται περίπου στους 80°C. Έτσι, περιορίζεται το πρόβλημα της διάβρωσης.

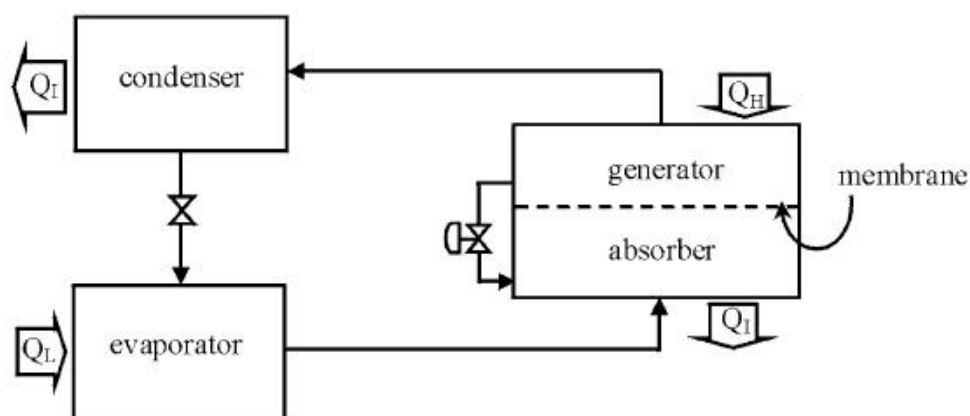


Σχήμα 1.4-27: Συνδυασμένος κύκλος ψύξης ψεκαστήρα-απορρόφησης 4 ¹³

1.4.10.9 Κύκλος απορρόφησης με ωσμωτική μεμβράνη

Το σύστημα απορρόφησης με ωσμωτική μεμβράνη, όπως φαίνεται στο Σχήμα 1.4-28, αποτελείται από ένα συμπυκνωτή και ένα ατμοποιητή ως συνήθως. Το πλούσιο ψυκτικό διάλυμα στον απορροφητή και το αραιό ψυκτικό διάλυμα στον αναγεννητή διαχωρίζονται το ένα από το άλλο με τη χρήση μιας ωσμωτικής μεμβράνης. Η ωσμωτική μεμβράνη επιτρέπει μόνο στο ψυκτικό μέσο να περάσει. Συνεπώς, το ψυκτικό μέσο από τον απορροφητή μπορεί να μεταφερθεί στον αναγεννητή με ένα ωσμωτικό διαχωρισμό μέσω της μεμβράνης χωρίς καμία μηχανική αντλία.

Η διαφορά πίεσης μέσα στον αναγεννητή και τον ατμοποιητή εξαρτάται επίσης από τον τύπο της μεμβράνης που χρησιμοποιείται. Συνήθως, η μεμβράνη δεν είναι τέλεια, ο απορροφητής μπορεί να διαχυθεί μαζί με το ψυκτικό μέσο στον αναγεννητή. Συνεπώς, μια βαλβίδα χρειάζεται για να διατηρείται η συγκέντρωση του αραιού διαλύματος στον απορροφητή. Στην πραγματικότητα η μεμβράνη πρέπει να είναι ικανή να αντιμετωπίσει όλες τις συνθήκες λειτουργίας: πίεση, θερμοκρασία και εργαζόμενο μέσο. Η μεμβράνη θα πρέπει να ελαχιστοποιεί τη μεταφορά θερμότητας μεταξύ του αναγεννητή και του απορροφητή. Επιπλέον, μια βαλβίδα μπορεί να χρειαστεί για να διατηρηθεί η συγκέντρωση του αραιού διαλύματος στον απορροφητή αν η μεμβράνη έχει ατέλειες.



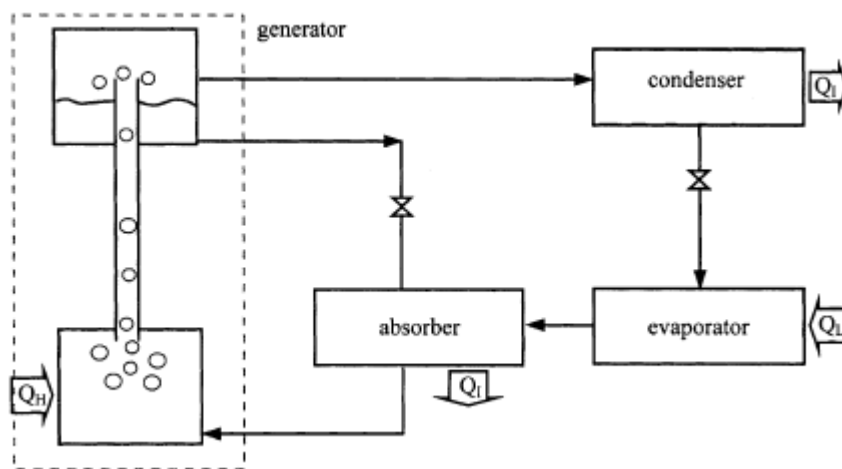
Σχήμα 1.4-28: Κύκλος απορρόφησης με ωσμωτική μεμβράνη ¹³

1.4.10.10 Σύστημα απορρόφησης αυτόνομης κυκλοφορίας με χρήση

LiBr/νερού

Ακόμη και αν η πρωταρχική ενέργεια για ένα ψυκτικό σύστημα απορρόφησης είναι με τη μορφή θερμότητας, εξακολουθεί να απαιτείται λίγη ηλεκτρική ενέργεια για την λειτουργία της αντλίας κυκλοφορίας. Υπάρχουν μερικά ψυκτικά συστήματα απορρόφησης που δεν χρειάζονται κάποια αντλία κυκλοφορίας. Σε ένα τέτοιο σύστημα, το εργαζόμενο ρευστό κυκλοφορεί με φυσικό τρόπο λόγω επίδρασης του θερμοσίφωνα που είναι γνωστό ως αντλία φυσαλίδας.

Η Ιαπωνική εταιρία Yazaki Inc. εισήγαγε ένα σύστημα ψύξης με απορρόφηση αυτόνομης κυκλοφορίας, που βασίζεται σε μονοβάθμιο σύστημα LiBr/νερού. Χρησιμοποιώντας το νερό ως ψυκτικό μέσο, η διαφορά πίεσης μεταξύ του συμπυκνωτή και του ατμοποιητή είναι πολύ χαμηλή και μπορεί να διατηρείται χρησιμοποιώντας την αρχή της υδροστατικής πίεσης. Το διάλυμα από τον απορροφητή μπορεί να κυκλοφορεί στον αναγεννητή από μια αντλία φυσαλίδας. Το φτωχό διάλυμα επιστρέφει με τη βοήθεια της βαρύτητας πίσω στον απορροφητή. Ένα σχηματικό διάγραμμα αυτού του συστήματος φαίνεται στο παρακάτω Σχήμα 1.4-29. Λόγω επίδρασης της αντλίας φυσαλίδας, το διάλυμα θερμαίνεται και κυκλοφορεί την ίδια στιγμή. Στο διάγραμμα φαίνεται η αντλία φυσαλίδας σε ένα μοντέλο αναγεννητή. Η πρόσδοση θερμότητας στον αναγεννητή χρησιμοποιείται και για την κυκλοφορία του εργαζόμενου μέσου και για την ατμοποίηση του ψυκτικού.



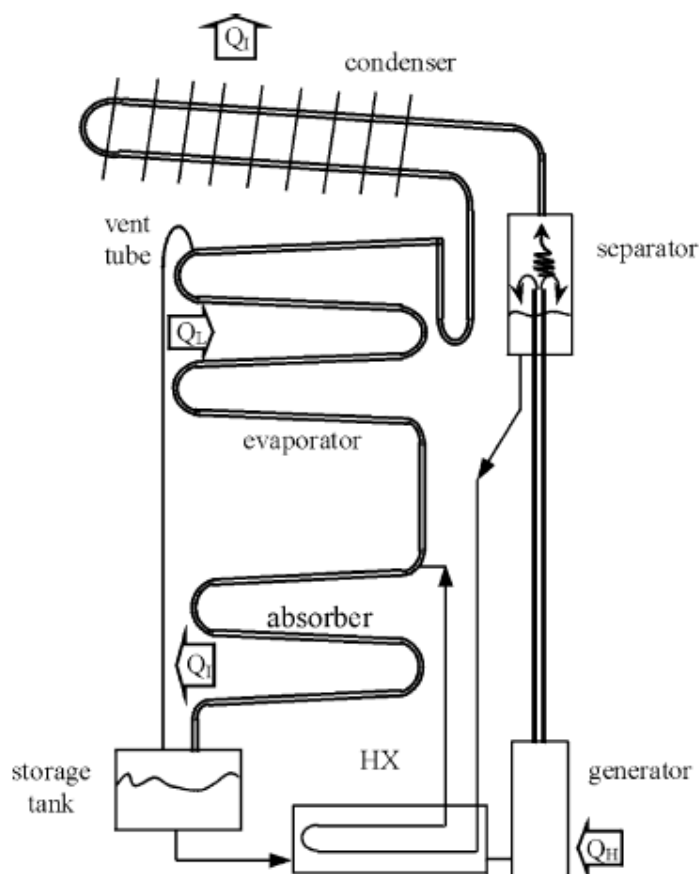
Σχήμα 1.4-29: Σύστημα απορρόφησης αυτόνομης κυκλοφορίας με χρήση LiBr/νερού¹³

1.4.10.11 Ψυκτικό σύστημα διάχυσης απορρόφησης (DAR)

Το DAR είναι ένας άλλος τύπος συστήματος απορρόφησης με αυτόνομη κυκλοφορία που χρησιμοποιεί νερό/NH₃. Η NH₃ είναι το εργαζόμενο μέσο, ενώ η διαφορά πίεσης μεταξύ του συμπυκνωτή και του ατμοποιητή είναι πολύ μεγάλη για να αντιμετωπιστεί από την αντλία φυσαλίδας. Το παρακάτω Σχήμα 1.4-30 δείχνει ένα σχηματικό διάγραμμα αυτού του συστήματος. Ένα βοηθητικό αέριο προσδίδεται στον ατμοποιητή και τον απορροφητή. Επομένως, δεν υπάρχει διαφορά στην πίεση και δεν χρειάζεται αντλία φυσαλίδας. Η ψυκτική επίδραση λαμβάνεται με βάση την αρχή της μερικής πίεσης. Επειδή το βοηθητικό αέριο προσδίδεται στον ατμοποιητή και τον απορροφητή, η μερική πίεση της αμμωνίας τόσο στον ατμοποιητή όσο και στον απορροφητή διατηρείται αρκετά χαμηλή ώστε να ανταποκρίνεται με τη θερμοκρασία που απαιτείται στο εσωτερικό του ατμοποιητή. Το βοηθητικό αέριο πρέπει να είναι μη συμπυκνώσιμο όπως το υδρογόνο και το ήλιο. Αυτή η διάταξη έχει χρησιμοποιηθεί ευρέως ως οικιακό ψυγείο καθώς δεν χρειάζεται ηλεκτρική ενέργεια για την λειτουργία του. NH₃-νερό-βοηθητικό αέριο προσδίδεται στη μηχανή ως εργαζόμενο μέσο.

Μια εξαιρετική δυνατότητα αυτού του συστήματος είναι ότι μπορεί να λειτουργήσει σε χώρους όπου δεν υπάρχει διαθέσιμη ηλεκτρική ενέργεια. Έχει χρησιμοποιηθεί για μεγάλο χρονικό διάστημα σε οικιακά ψυγεία. Δεν περιέχει κινητά μέρη, πράγμα που σημαίνει ότι δεν χρειάζεται συντήρηση και παράγει μικρότερο θόρυβο κατά τη λειτουργία του. Ωστόσο, στα παραδοσιακά μοντέλα, η ψυκτική του ικανότητα είναι πολύ μικρή, λιγότερο από 50 W. Με την ψυκτική αυτή ικανότητα, είναι κατάλληλο να χρησιμοποιηθεί ως ψυγείο σε δωμάτιο ξενοδοχείου ή σε οχήματα αναψυχής και δεν επαρκεί για εφαρμογές ψύξης χώρων.

Έχουν πραγματοποιηθεί τροποποιήσεις του παραδοσιακού μοντέλου όπως για παράδειγμα η ενίσχυση της απόδοσης του λέβητα, αλλάζοντας το βοηθητικό αέριο σε ήλιο. Το αρχικό DAR χρησιμοποιεί το υδρογόνο ως βοηθητικό αέριο. Είναι γνωστό πως το υδρογόνο μπορεί να προκαλέσει κίνδυνο, εάν υπάρξει διαρροή. Το ήλιο είναι ένα εναλλακτικό βοηθητικό αέριο που παρουσιάστηκε για να αντικαταστήσει το υδρογόνο.



Σχήμα 1.4-30: Σχηματικό διάγραμμα ψύκτη απορρόφησης διάχυσης (DAR) ¹³

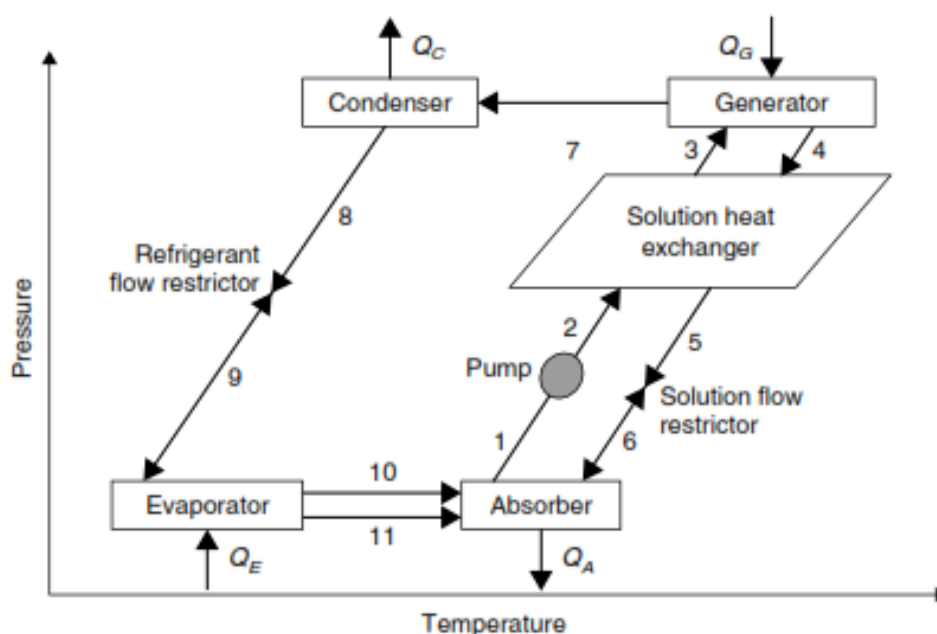
2

Ανάπτυξη μοντέλου ψύκτη απορρόφησης μίας βαθμίδας στη Matlab

2.1 Θερμοδυναμική ανάλυση μονοβάθμιου ψυκτικού

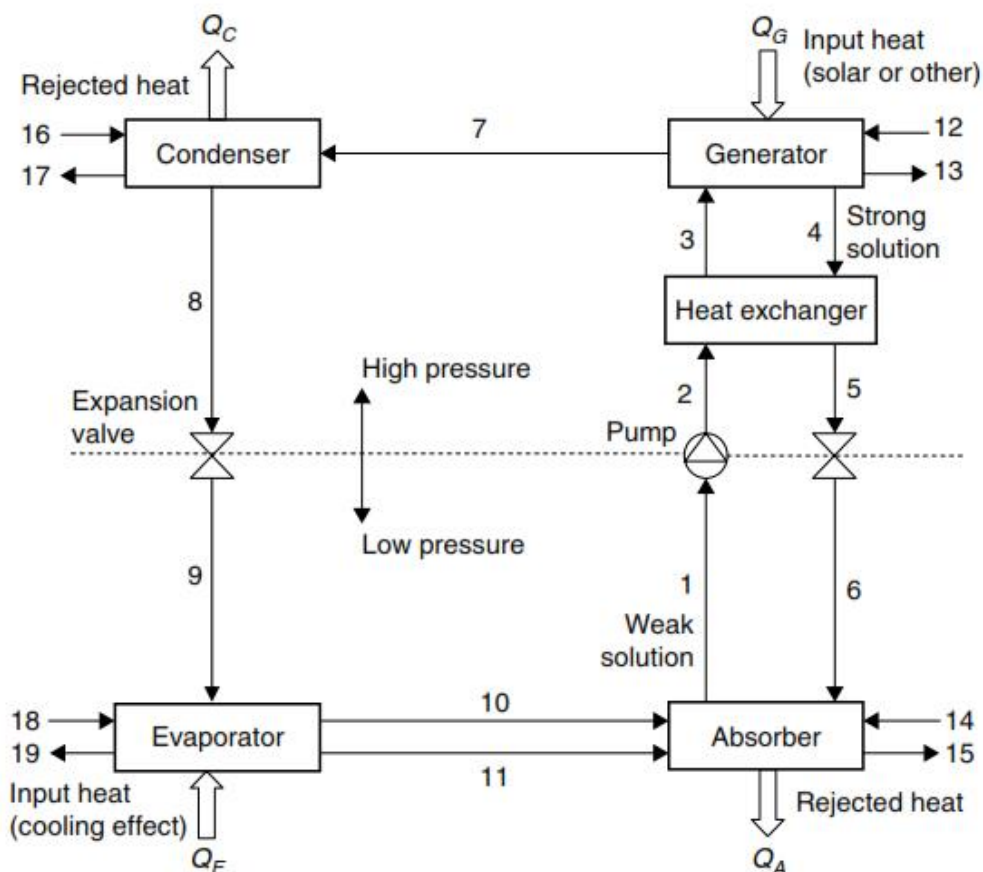
κύκλου απορρόφησης

Η βασική ιδέα της ψύξης με απορρόφηση είναι η αποφυγή της μηχανικής συμπίεσης, που απαντάται στην συμβατική ψύξη, με την χρήση κατάλληλων συνδυασμών υγρών ουσιών σε διάλυμα. Ο συνδυασμός αυτός αποτελείται από την ουσία που θα αποτελέσει το ψυκτικό μέσο και το διάλυμα που θα το απορροφά. Ένας τέτοιος συνδυασμός είναι το Βρωμιούχο Λίθιο ως διαλύτης και το νερό ως ψυκτικό μέσο. Το σχεδιάγραμμα ενός τέτοιου κύκλου σε άξονες πίεσης – θερμοκρασίας φαίνεται παρακάτω:



Διάγραμμα 2.1-1: Ποιοτικό διάγραμμα πίεσης-θερμοκρασίας στοιχείων ψυκτικού κύκλου απορρόφησης $\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}$ ⁸

Ο ψυκτικός κύκλος απορρόφησης απαιτεί μία εξωτερική πηγή θερμότητας για τον αναγεννητή, μία πηγή ψύξης για τον απορροφητή και τον συμπυκνωτή και μία δεξαμενή χαμηλής θερμοκρασίας για την παραγόμενη ψύξη στον ατμοποιητή. Οι θερμοδυναμικές αυτές εισοδοί και έξοδοι του συστήματος απεικονίζονται στο ακόλουθο Εικόνα 5.1-1: Ολοκληρωμένο σύστημα ηλιακού κλιματισμού κτιρίου εκθεσιακού χώρου στο TRNSYS Simulation studio Σχήμα 2.1-1:



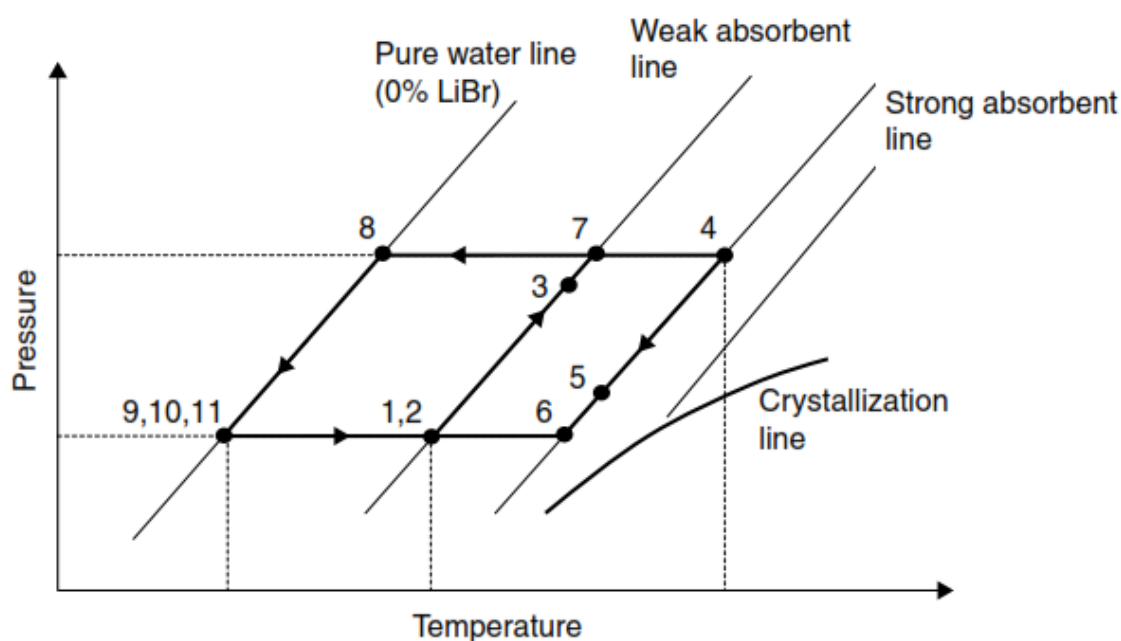
Εικόνα 5.1-1: Ολοκληρωμένο σύστημα ηλιακού κλιματισμού κτιρίου εκθεσιακού χώρου στο TRNSYS Simulation studio Σχήμα 2.1-1: Σύστημα ψύξης με απορρόφηση μίας βαθμίδας με απεικόνιση των εξωτερικών θερμοδυναμικών πηγών τροφοδοσίας⁸

Στο Εικόνα 5.1-1: Ολοκληρωμένο σύστημα ηλιακού κλιματισμού κτιρίου εκθεσιακού χώρου στο TRNSYS Simulation studio Σχήμα 2.1-1 η Q_G είναι η θερμότητα που εισάγεται στο σύστημα στον απορροφητή από την θερμή πηγή τροφοδοσίας, οι Q_C και Q_A οι θερμότητες που απάγονται από το σύστημα στο περιβάλλον μέσω της πηγής ενδιάμεσης θερμοκρασίας και Q_E η θερμότητα που εισάγεται στο σύστημα και αποτελεί το ψυκτικό φορτίο που αποδίδει το σύστημα καθώς προέρχεται από την πηγή χαμηλής θερμοκρασίας στην οποία θέλουμε να αποδώσουμε την ζητούμενη ψύξη παίρνοντας θερμότητα από αυτή.

Σύμφωνα με την αρίθμηση στο Εικόνα 5.1-1: Ολοκληρωμένο σύστημα ηλιακού κλιματισμού κτιρίου εκθεσιακού χώρου στο TRNSYS Simulation studio Σχήμα 2.1-1, σημείο 1 έχουμε ασθενές διάλυμα και πλούσιο σε ψυκτικό μέσο και η αντλία (από το 1 στο 2) στέλνει το

διάλυμα μέσα από τον εναλλάκτη στον αναγεννητή. Ο εναλλάκτης (2-3) αυξάνει τη θερμοκρασία του ασθενούς διαλύματος.

Στον αναγεννητή θερμική ενέργεια προστίθεται στο διάλυμά (12-13) και το ψυκτικό μέσο βράζει και διαχωρίζεται από το διάλυμα (από το 3 στο 7). Ο ψυκτικός ατμός πλέον (7) ρέει στον συμπυκνωτή, όπου θερμότητα απάγεται από αυτόν (16-17) και ο ατμός συμπυκνώνεται. Το συμπυκνωμένο υγρό ψυκτικό μέσο (8) περνάει από την βαλβίδα εκτόνωσης στον ατμοποιητή (9). Στον ατμοποιητή η θερμότητα από το φορτίο που εισέρχεται σε αυτόν (18-19) εξατμίζει το συμπυκνωμένο ψυκτικό μέσο λόγω της χαμηλής πίεσης που επικρατεί στο σύστημα. Ο ατμός αυτός είναι κορεσμένος και ρέει στον απορροφητή (10). Ένα μικρό μέρος του ψυκτικού μέσου μπορεί να θεωρηθεί ότι δεν ατμοποιείται κατά την επιστροφή του στον απορροφητή και παραμένει κορεσμένο υγρό (11). Στον αναγεννητή το εναπομείναν διάλυμα, μετά τον βρασμό και την αποχώρηση του ατμοποιημένου ψυκτικού μέσου, γίνεται ισχυρό (4) και ψύχεται στον εναλλάκτη θερμότητας (5). Στη συνέχεια επιστρέφει στον απορροφητή (6) όπου απορροφά τον ψυκτικό ατμό και ψυκτικό υγρό που επιστρέφουν από τον ατμοποιητή (10 και 11) απορρίπτοντας θερμότητα εκτός του συστήματος (14-15). Ο κύκλος αυτός αναπαριστάται στο Διάγραμμα 2.1-2 πίεσης κορεσμού – θερμοκρασίας του διαλύματος. Οι διαγώνιες γραμμές αναπαριστούν τη συγκέντρωση του διαλύματος σε LiBr με τη συγκέντρωση να μειώνεται προς τα αριστερά καταλήγοντας σε καθαρό νερό, δηλαδή το ψυκτικό μέσο. Το διάγραμμα αυτό ονομάζεται και διάγραμμα Duhring LiBr- H₂O.



Διάγραμμα 2.1-2: Ποιοτικό διάγραμμα ψυκτικού κύκλου διαλύματος LiBr- H₂O ⁸

Για την θερμοδυναμική ανάλυση του συστήματος εφαρμόζουμε τις αρχές της διατήρησης μάζας και τον πρώτο και δεύτερο νόμο της θερμοδυναμικής σε κάθε στοιχείο του διαλύματος. Κάθε στοιχείο του διαλύματος αντιμετωπίζεται ως ένας όγκος ελέγχου με εισόδους, εξόδους, ροή θερμότητας και εσωτερικές διεργασίες. Στο σύστημά μας το ισοζύγιο μάζας εφαρμόζεται σε κάθε ουσία του διαλύματος. Οι εξισώσεις αυτές είναι:

$$\sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_o = 0 \quad 2.1-1$$

$$\sum (\dot{m}.x)_i - \sum (\dot{m}.x)_o = 0 \quad 2.1-2$$

Όπου \dot{m} είναι η παροχή μάζας και x η συγκέντρωση LiBr του διαλύματος. Ο πρώτος νόμος της θερμοδυναμικής ορίζει το ισοζύγιο της ενέργειας για κάθε στοιχείο του συστήματος ως εξής:

$$\sum (\dot{m}.h)_i - \sum (\dot{m}.h)_o + [\sum \dot{Q}_i - \sum \dot{Q}_o] + W = 0 \quad 2.1-3$$

Όπου h_i και h_o είναι οι ενθαλπίες των εισερχόμενων και εξερχόμενων ρευμάτων στο στοιχείο, \dot{Q}_i και \dot{Q}_o οι εισερχόμενες και εξερχόμενες ροές θερμότητας και W το εσωτερικό έργο στο στοιχείο.

Πέρα όμως από κάθε στοιχείο το ολικό ισοζύγιο ενέργειας απαιτεί το άθροισμα όλων των ροών θερμότητας στον αναγεννητή, τον απορροφητή, τον συμπυκνωτή και τον ατμοποιητή να είναι 0. Στο σύστημα θεωρούμε ότι το έργο της αντλίας και οι απώλειες ενέργειας στο περιβάλλον είναι αμελητέες και συνεπώς η εξίσωση του ισοζυγίου ενέργειας είναι η ακόλουθη:

$$\dot{Q}_C + \dot{Q}_A = \dot{Q}_G + \dot{Q}_E \quad 2.1-4$$

Ο ακόλουθος Πίνακας 2.1-1 περιλαμβάνει τις εξισώσεις μάζας, συγκέντρωσης και ενέργειας για κάθε στοιχείο του συστήματος όπως αυτές εφαρμόζονται σε αυτό:

System components	Mass balance equations	Energy balance equations
Pump	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2, x_1 = x_2$	$w = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1$
Solution heat exchanger	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3, x_2 = x_3$ $\dot{m}_4 = \dot{m}_5, x_4 = x_5$	$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5$
Solution expansion valve	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6, x_5 = x_6$	$h_5 = h_6$
Absorber	$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11}$ $\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_6 x_6 + \dot{m}_{10} x_{10} + \dot{m}_{11} x_{11}$	$Q_A = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_1 h_1$
Generator	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7$ $\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_7 x_7$	$Q_G = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3$
Condenser	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8, x_7 = x_8$	$Q_C = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8$
Refrigerant expansion valve	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9, x_8 = x_9$	$h_8 = h_9$
Evaporator	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11}, x_9 = x_{10}$	$Q_E = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_9 h_9$

Πίνακας 2.1-1: Εξισώσεις ενέργειας μάζας και συγκέντρωσης για τα στοιχεία του συστήματος απορρόφησης LiBr⁸

Απαραίτητη είναι και η εξίσωση του βαθμού απόδοσης του εναλλάκτη⁸ τον οποίο ορίζουμε ως εξής:

$$\epsilon_{SHx} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} \quad 2.1-5$$

Το σύστημα απορρόφησης παρέχει κρύο νερό περνώντας από τον ατμοποιητή (18-19) για εφαρμογές ψύξης με συντελεστή απόδοσης ψύξεως:

$$\text{COP}_{\text{cooling}} = \frac{Q_E}{Q_G} = \frac{\dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_9 h_9}{\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3} = \frac{\dot{m}_{18} (h_{18} - h_{19})}{\dot{m}_{12} (h_{12} - h_{13})} \quad 2.1-6$$

Ο COP μας δίνει το ψυκτικό φορτίο ανά μονάδα φορτίου θέρμανσης του αναγεννητή.

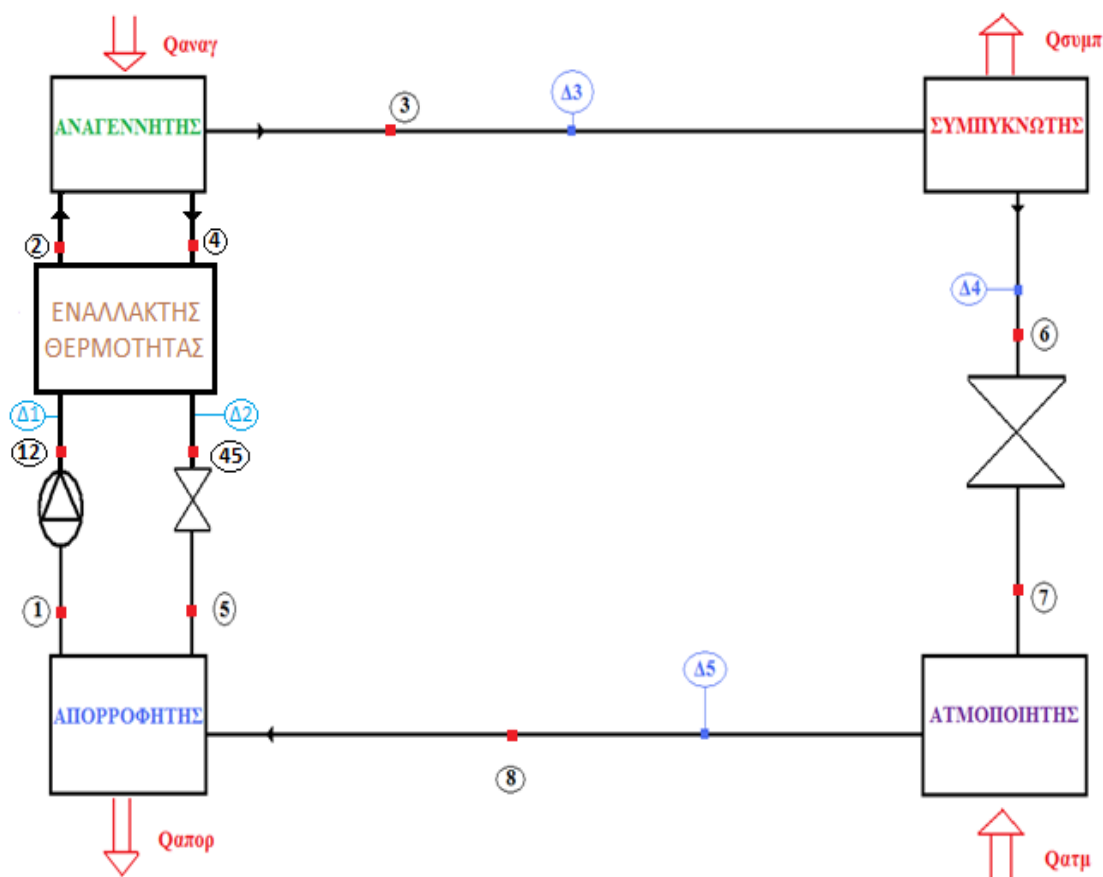
2.2 Σχεδιασμός υπολογιστικού μοντέλου μονοβάθμιου

ψύκτη απορρόφησης βρωμιούχου λιθίου – νερού (LiBr - H₂O) στη Matlab

Για να προχωρήσουμε στον σχεδιασμό του μοντέλου μας πρέπει να γίνουν ορισμένες παραδοχές για τη λειτουργία του συστήματος οι οποίες θα διευκολύνουν σε μεγάλο βαθμό τους υπολογισμούς αλλά οι επιδράσεις τους στα αποτελέσματά μας θα μπορούν να θεωρηθούν αμελητέες. Οι συνήθεις παραδοχές που γίνονται σε μοντέλα απορρόφησης LiBr – H₂O είναι οι ακόλουθες:

- Το ψυκτικό μέσο είναι καθαρό νερό
- Οι απώλειες πίεσεως στις σωληνώσεις θεωρούνται αμελητέες και αλλαγές πίεσεως έχουμε μόνο στις βαλβίδες εκτονώσεως και στην αντλία
- Στα σημεία 1, 4 και 8 του Σχήμα 2.2-1: Μελετώμενο σύστημα ψύξης με απορρόφηση LiBr – H₂O μίας βαθμίδας έχουμε μόνο κορεσμένο υγρό
- Στο σημείο 10 έχουμε μόνο κορεσμένο ατμό και δεν έχουμε καθόλου κορεσμένο υγρό στον κλάδο 11
- Οι βαλβίδες εκτονώσεως είναι ισενθαλπικές
- Η αντλία είναι ισεντροπική
- Δεν έχουμε απώλειες ενέργειας στο περιβάλλον

Το σύστημα λοιπόν απλοποιείται καθώς φεύγει ο κλάδος 11 και το νέο σχήμα, του οποίου θα ακολουθήσουμε και την αρίθμηση σε όλη τη μελέτη, είναι το εξής:



Σχήμα 2.2-1: Μελετώμενο σύστημα ψύξης με απορρόφηση $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$ μίας βαθμίδας

2.2.1 Βασικός αλγόριθμος ψύξης με απορρόφηση μίας βαθμίδας

Στο πρώτο μοντέλο που θα αναπτύξουμε θα μελετήσουμε το σύστημα ως μονωμένο χωρίς να λαμβάνουμε υπόψη τις εξωτερικές πηγές θερμότητας και την αλληλεπίδραση του συστήματος με αυτές. Επίσης προς απλοποίηση θα χρησιμοποιήσουμε το σύμβολο m για να αναπαραστήσουμε τις παροχές μάζας στο σύστημα και συγκεκριμένα m_a για το ασθενές διάλυμα, m_i για το ισχυρό διάλυμα και m_r για το ψυκτικό μέσο.

Σε πρώτο στάδιο θα ορίσουμε τις παραμέτρους του συστήματος και θα εξετάσουμε τον τρόπο με τον οποίο οι μεταβολές διαφόρων μεγεθών επηρεάζουν το θερμικό συντελεστή απόδοσης COP όπως και τα όρια του συστήματός μας.

Οι παράμετροι οι οποίες θα καθορίζουν το σύστημά μας και τον βαθμό απόδοσης COP είναι:

- Ο βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη η_{ev}
- Η θερμοκρασία του αναγεννητή T_g
- Η θερμοκρασία του απορροφητή T_{abs} και του συμπυκνωτή T_c
- Η θερμοκρασία του ατμοποιητή T_{ev}

Ένας απαραίτητος μετασχηματισμός που θα μας χρειαστεί για τον προσδιορισμό του COP απαιτεί την απαλοιφή των μαζών των διαλυμάτων από την εξίσωση 2.1-6 με τη χρήση της εξίσωσης των συγκεντρώσεων των ρευμάτων του απορροφητή από τον Πίνακα 2.1-1: Εξισώσεις ενέργειας μάζας και συγκέντρωσης για τα στοιχεία του συστήματος απορρόφησης LiBr⁸:

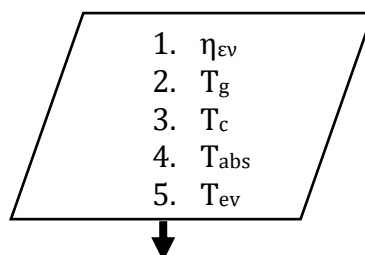
$$\left. \begin{aligned} m_1 \cdot X_1 = m_5 \cdot X_5 + m_8 \cdot X_8 \\ COP = \frac{Q_E}{Q_G} = \frac{m_8 h_8 - m_7 h_7}{m_3 h_3 - m_2 h_2 + m_4 h_4} \end{aligned} \right\} \Rightarrow \left. \begin{aligned} m_\alpha \cdot X_\alpha = m_1 \cdot X_1 + m_r \cdot 0 \\ COP = \frac{m_r (h_8 - h_7)}{m_r h_3 - m_\alpha h_2 + m_1 h_4} \end{aligned} \right\} \Rightarrow$$

$$\left. \begin{aligned} AI = \frac{X_1}{X_\alpha} = \frac{m_\alpha}{m_1} \\ COP = \frac{(m_\alpha - m_1)(h_8 - h_7)}{(m_\alpha - m_1)h_3 - m_\alpha h_2 + m_1 h_4} \end{aligned} \right\} \Rightarrow COP = \frac{\frac{(m_\alpha - m_1)(h_8 - h_7)}{m_1}}{\frac{(m_\alpha - m_1)h_3 - m_\alpha h_2 + m_1 h_4}{m_1}} \Rightarrow$$

$$COP = \frac{\left(\frac{X_1}{X_\alpha} - 1\right)(h_8 - h_7)}{\left(\frac{X_1}{X_\alpha} - 1\right)h_3 - \frac{X_1}{X_\alpha}h_2 + h_4} \Rightarrow COP = \frac{\left(\frac{X_1 - X_\alpha}{X_\alpha}\right)(h_8 - h_7)}{\left(\frac{X_1 - X_\alpha}{X_\alpha}\right)h_3 - \frac{X_1}{X_\alpha}h_2 + h_4} \Rightarrow$$

$$\left\{ \begin{aligned} COP &= \frac{(h_8 - h_7)}{h_3 - \frac{X_1}{X_\alpha} \cdot \frac{X_\alpha}{X_1 - X_\alpha} \cdot h_2 + \frac{X_\alpha}{X_1 - X_\alpha} \cdot h_4} & 2.2-1 \\ AI &= \frac{X_1}{X_\alpha} = \frac{m_\alpha}{m_1} & 2.2-2 \end{aligned} \right.$$

Θεωρώντας αυτά τα μεγέθη ως ανεξάρτητες μεταβλητές του συστήματος και τον COP εξαρτημένη μεταβλητή αυτών, το διάγραμμα ροής των υπολογισμών θα είναι το ακόλουθο:



1. Χαμηλή πίεση του συστήματος:
 P_{low} [bar] = πίεση ατμοποίησης νερού σε θερμοκρασία T_{ev} [°C]
2. Υψηλή πίεση του συστήματος:
 P_{high} [bar] = πίεση ατμοποίησης νερού σε θερμοκρασία T_c [°C]
3. T_1 [°C] = T_{abs} [°C]
4. T_6 [°C] = T_c [°C]
5. T_7 [°C] = θερμοκρασία ατμοποίησης νερού σε πίεση P_{low} [bar]
6. T_8 [°C] = T_{ev} [°C]
7. Συγκέντρωση ασθενούς διαλύματος:
 X_a [%] = συγκέντρωση διαλύματος LiBr – H₂O σε θερμοκρασία T_{abs} [°C] και πίεση κορεσμού P_{low} [kPa = 100*bar]
8. Συγκέντρωση ισχυρού διαλύματος:
 X_l [%] = συγκέντρωση διαλύματος LiBr – H₂O σε θερμοκρασία T_g [°C] και πίεση κορεσμού P_g [kPa = 100*bar]
9. h_1 [kJ/kg] = ενθαλπία διαλύματος LiBr – H₂O σε θερμοκρασία T_{abs} [°C] και συγκέντρωση X_a [%]
10. h_{12} [kJ/kg] = h_1 [kJ/kg]
11. h_4 [kJ/kg] = ενθαλπία διαλύματος LiBr – H₂O σε θερμοκρασία T_g [°C] και συγκέντρωση X_l [%]
12. T_3 [°C] = Θερμοκρασία διαλύματος LiBr – H₂O σε πίεση κορεσμού P_{high} [kPa = 100*bar] και συγκέντρωση X_a [%]
13. h_3 [kJ/kg] = ενθαλπία ατμού σε πίεση P_{high} [bar] και σε θερμοκρασία T_3 [°C]
14. h_6 [kJ/kg] = ενθαλπία κορεσμένου υγρού νερού σε θερμοκρασία T_6 [°C]
15. h_7 [kJ/kg] = h_6 [kJ/kg]
16. h_8 [kJ/kg] = ενθαλπία κορεσμένου ατμού σε πίεση P_{low} [bar]
17. $AI = \frac{X_l}{X_a} = \frac{m_a}{m_l}$ λόγος μαζών ασθενούς προς ισχυρού διαλύματος
18. h_{45} [kJ/kg] = $h_4 - \eta_{ev} \cdot (h_4 - h_{12})$ από την εξίσωση 2.1-5
19. h_2 [kJ/kg] = $\frac{(h_4 - h_{45})}{AI} + h_{12}$ { $m_A \cdot (h_2 - h_{12}) = m_l \cdot (h_4 - h_{45})$ }
20. h_5 [kJ/kg] = h_{45} [kJ/kg]
21. $COP = \frac{Q_E}{Q_G} = \frac{(h_8 - h_7)}{h_3 - \frac{X_l}{X_a} \cdot \frac{X_a}{X_l - X_a} \cdot h_2 + \frac{X_a}{X_l - X_a} \cdot h_4}$

2.2.2 Θερμοδυναμικές ιδιότητες εργαζόμενων μέσων

Προκειμένου να μπορέσουμε να αναπτύξουμε το παραπάνω μοντέλο στη Matlab πρέπει:

- Να υπολογίζουμε τις ιδιότητες του ψυκτικού μέσου όπως η πίεση, η θερμοκρασία και η ενθαλπία μέσω κατάλληλων εξισώσεων
- Να υπολογίζουμε τις ιδιότητες του διαλύματος LiBr – H₂O η συγκέντρωση, η θερμοκρασία και η ενθαλπία μέσω εξισώσεων
- Το σύστημά μας να μπορεί να προβλέψει τα όρια του διαλύματος LiBr – H₂O και την κρυσταλλοποίηση και να μας προειδοποιεί μηδενίζοντας τον COP

2.2.2.1 Ιδιότητες ατμού νερού

Για τον υπολογισμό των ιδιοτήτων του ψυκτικού μέσου χρησιμοποιήσαμε το πακέτο συναρτήσεων XSteam στη Matlab (Holmgren, 2006). Οι συναρτήσεις που χρησιμοποιήσαμε είναι:

- Πίεση ατμοποίησης του νερού συναρτήσει της θερμοκρασίας στον αναγεννητή και τον συμπυκνωτή (βήματα 1 και 2),
- Θερμοκρασία ατμοποίησης του νερού συναρτήσει της πίεσης στο σημείο 7 μετά την ισενθαλπική βαλβίδα εκτονώσεως (βήμα 5)
- Ενθαλπία του ατμού συναρτήσει της πίεσης και της θερμοκρασίας στο σημείο 3 (βήμα 13)
- Ενθαλπία του κορεσμένου συμπυκνώματος στο σημείο 6 συναρτήσει της θερμοκρασίας (βήμα 14)
- Ενθαλπία του κορεσμένου ατμού στο σημείο 8 συναρτήσει της πίεσης (βήμα 16)

Τα όρια των συναρτήσεων αυτών είναι για πίεση νερού ή ατμού από 0 έως 2000 bar και για θερμοκρασία από 0 έως 2000 °C οπότε είμαστε σίγουρα εντός ορίων και δεν χρειάζεται η μελέτη κάποιας δικλείδας ασφαλείας ή προειδοποίησης.

Οι συναρτήσεις που χρησιμοποιήσαμε για τα παραπάνω σημεία από το πακέτο συναρτήσεων Xsteam.m είναι:

```
psat_T Saturation pressure
Tsat_p Saturation temperature
h_pT Enthalpy as a function of pressure and temperature
hL_T Saturated liquid enthalpy
hV_p Saturated vapor enthalpy
```

2.2.2.2 Ιδιότητες διαλύματος Βρωμιούχου Λιθίου (LiBr – H₂O)

Για τον υπολογισμό των ιδιοτήτων του διαλύματος LiBr – H₂O χρησιμοποιήσαμε τις αντίστοιχες εξισώσεις υπολογισμού ιδιοτήτων που έχουν αναπτυχθεί στη Matlab (Meshram,

2013). Ωστόσο χρειάστηκαν αρκετές μετατροπές σε αυτές ώστε να προβλέπουν τα όρια του συστήματος, τις οποίες θα αναλύσουμε στη συνέχεια.

2.2.2.2.1 Συγκέντρωση Βρωμιούχου Λιθίου κατά μάζα στο διάλυμα LiBr- H₂O

Το διάγραμμα Duhring πίεσης κορεσμού – θερμοκρασίας για το διάλυμα LiBr – H₂O όπως έχει εκδώσει η (ASHRAE, 2013) :

Με βάση τις εξισώσεις του Διάγραμμα 2.2-1: Διάγραμμα Duhring ισορροπίας διαλύματος LiBr- H₂O θα υπολογίζουμε αρχικά την συγκέντρωση του διαλύματος για τα βήματα 1 και 2 του αλγορίθμου μας, χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις 1 και 4:

$$1. t = \sum_0^3 B_n X^n + t' \sum_0^3 A_n X^n \quad \text{Solution Temperature, } ^\circ\text{C}$$

$$2. t' = (t - \sum_0^3 B_n X^n) / \sum_0^3 A_n X^n \quad \text{Refrigerant Temperature, } ^\circ\text{C}$$

$$3. \log P = C + D/T' + E/T'^2 \quad P = \text{kPa}; \quad T' = \text{K}$$

$$4. T' = \frac{-2E}{D + [D^2 - 4E(C - \log P)]^{0.5}} \quad \text{Refrigerant Temperature, K}$$

$$A_0 = -2.007 55$$

$$A_1 = 0.169 76$$

$$A_2 = -3.133 362 \text{ E-03}$$

$$A_3 = 1.976 68 \text{ E-05}$$

$$B_0 = 124.937$$

$$B_1 = -7.716 49$$

$$B_2 = 0.152 286$$

$$B_3 = -7.950 90 \text{ E-04}$$

$$C = 7.05$$

$$D = -1596.49$$

$$E = -104 095.5$$

$$\text{RANGE: } -15 < t' < 110^\circ\text{C}$$

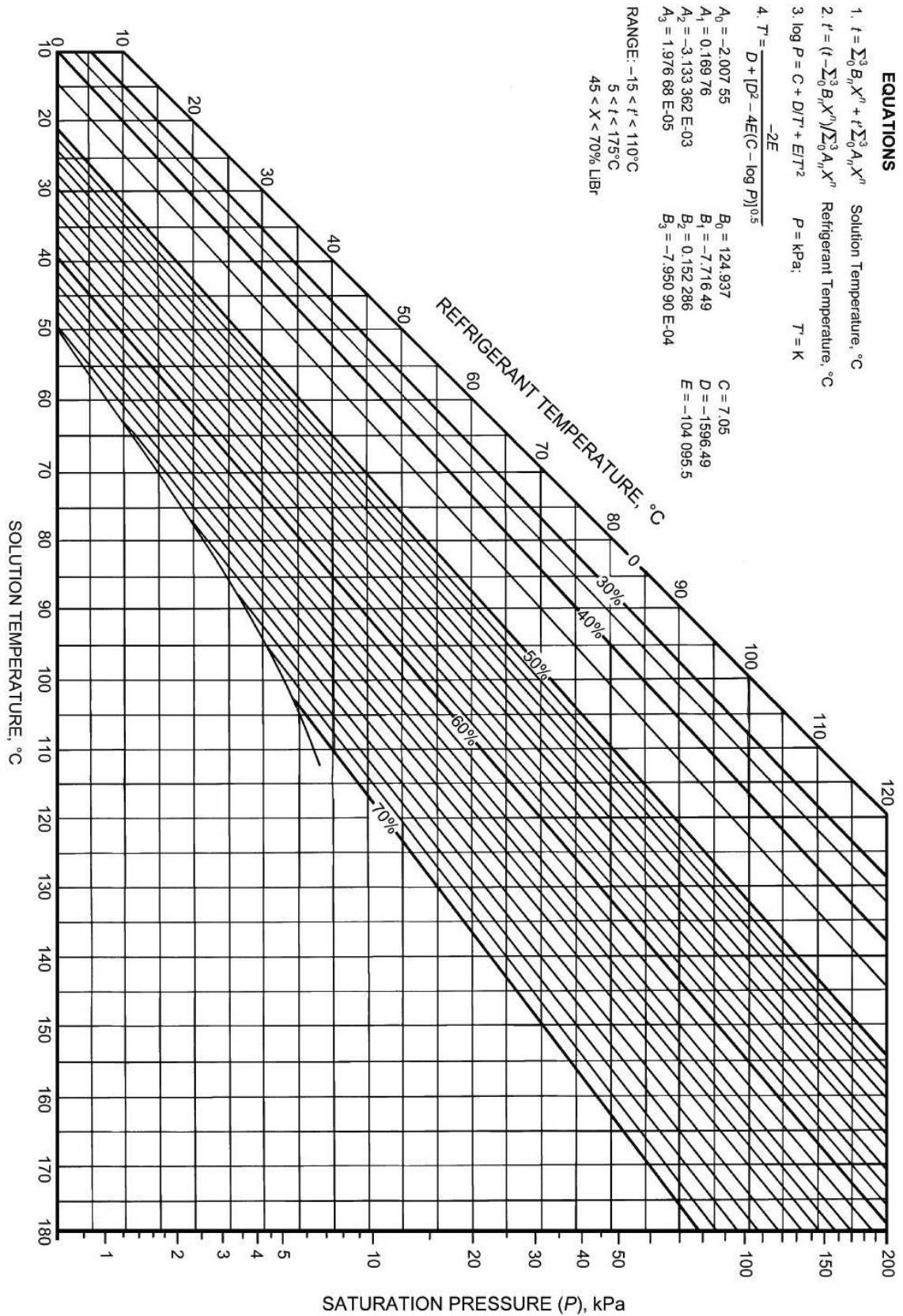
$$5 < t < 175^\circ\text{C}$$

$$45 < X < 70\% \text{ LiBr}$$

Συγκεκριμένα μέσω της εξίσωσης 4 υπολογίζουμε τη θερμοκρασία ατμοποίησης του νερού στο διάλυμα σε Kelvin όταν αυτό βρίσκεται σε πίεση P

Η εξίσωση 1 μας δίνει τη θερμοκρασία του διαλύματος, όταν αυτό βρίσκεται σε πίεση κορεσμού, συναρτήσει της συγκεντρώσεως του διαλύματος και της θερμοκρασίας ατμοποίησης του νερού που υπολογίσαμε από την εξίσωση 4.

Συνεπώς εάν έχουμε τη θερμοκρασία του διαλύματος και την πίεση κορεσμού η συγκέντρωσή του είναι η λύση της πολωνυμικής εξίσωσης 1 που ανήκει στο επιτρεπτό εύρος της συγκέντρωσης του διαλύματος (45-70%)



Διάγραμμα 2.2-1: Διάγραμμα Dühring ισορροπίας διαλύματος LiBr- H₂O (ASHRAE, 2013)

Ο κώδικας `LiBrH2O.m` που έχει αναπτυχθεί από τον (Meshram, 2013) είναι ο ακόλουθος:

```
function x = LiBrH2O(t,p)
% Function LiBrH2O calculates the concentration for the corresponding
% Lithium Bromide - Water solution temperature and Saturation Pressure,
% within the range as per as curve-fitting equation.
%
% INPUTS:
%       p = Saturation Pressure in kPa
%       t = Lithium Bromide - Water solution temperature in degree-Celsius
% OUTPUT:
%       x = concentration of Lithium Bromide - Water solution in kJ/kg

% Implemented by ASHISH MESHRAM
% meetashish85@gmail.com http://www.facebook.com/ashishmeet

% Checking Input Arguments
if nargin<2||isempty(p); error('Input Argument:Saturation Pressure
missing');end
if nargin<1||isempty(t); error('Input Argument:Solution Temperature
missing');end

if (t>5 && t<175) %---Checks temperature range
    %---Constants
    A0 = -2.00755; A1 = 0.16976; A2 = -3.133362*10^(-3); A3 = 1.97668*10^(-5);
    B0 = 124.937; B1 = -7.71649; B2 = 0.152286; B3 = -7.95090*10^(-4);
    C = 7.05; D = -1596.49; E = -104095.5;
    %---Refrigerant Temperature Calculation from Saturation Pressure
    T = -2*E/(D + (D*D - 4*E*(C-log10(p)))^(0.5)); %---Temp in Kelvin
    t1 = T-273; %---Temp in Degree-Celsius
    if (t1>-15 && t1<110)
        %---Creating polynomial coefficient
        P0 = B0 + t1*A0;
        P1 = B1 + t1*A1;
        P2 = B2 + t1*A2;
        P3 = B3 + t1*A3;
        %---Calculation for Concentration
        P = [P3 P2 P1 (P0 - t)];
        X = roots(P);
        [r,c] = size(X);
        for l=1:r
            if (X(l,c)>45 && X(l,c)<70)%---Checks Concentration range
                x = X(l,c);
            end
        end
    else
        disp(t1);
        disp('Error: Refrigerant temperature out of range: t1>-15 && t1<110');
    end
else
    disp(t);
    disp('Error: Solution temperature out of range: t>5 && t<175');
end
```

Όπως παρατηρούμε όταν η θερμοκρασία του διαλύματος βγει εκτός των 5 έως 175°C ή στη συνέχεια η θερμοκρασία ατμοποίησης εκτός των -15 έως 110 °C η εξίσωση δεν μας δίνει καθόλου λύση και μας εμφανίζει μήνυμα.

Επίσης για τον προσδιορισμό της συγκέντρωσης του διαλύματος ελέγχονται οι ρίζες της πολυωνυμικής εξίσωσης 1. Εάν οι ρίζες δεν πραγματικές και εάν δεν ανήκουν στο εύρος 45 έως 70 τότε πάλι δεν παίρνουμε κανένα αποτέλεσμα.

Το πρόβλημα λοιπόν είναι ότι για να γίνει η μελέτη απαιτείται μία επαναληπτική διαδικασία κατά την οποία θα πρέπει να προβλέπονται και αυτές οι περιπτώσεις και να αναγνωρίζονται ώστε να γνωρίζουμε τα όρια του συστήματος. Γι' αυτό το λόγο και πρέπει να τροποποιήσουμε τη συνάρτηση έτσι ώστε να μας επιστρέφει και σε αυτές τις περιπτώσεις τιμή της συγκέντρωσης X του διαλύματος μέσω της οποίας να καταλαβαίνουμε ότι έχουμε βγει εκτός ορίων στο διάγραμμά μας.

Οι περιπτώσεις λοιπόν οι οποίες χρήζουν αντιμετώπισης και αποτελούν τα όρια του συστήματος είναι οι εξής:

- Θερμοκρασία διαλύματος $t < 5\text{ }^\circ\text{C}$ ή $t > 175\text{ }^\circ\text{C}$
- Θερμοκρασία ατμοποίησης νερού $t' < -15\text{ }^\circ\text{C}$ ή $t' > 110\text{ }^\circ\text{C}$
- Οι πραγματικές ρίζες της εξίσωσης 1 $X < 45\%$ ή $X > 70\%$
- Η εξίσωση 1 να μην έχει πραγματικές ρίζες

Για όλες αυτές τις περιπτώσεις θα ορίσουμε η εξίσωση να μας επιστρέφει τιμή συγκέντρωσης -1. Τροποποιούμε τον κώδικά μας λοιπόν ως εξής και τη μετονομάζουμε σε `LiBrH2Oa.m` :

```
function x = LiBrH2Oa(t,p)
% Function LiBrH2O calculates the concentration for the corresponding
% Lithium Bromide - Water solution temperature and Saturation Pressure,
% within the range as per as curve-fitting equation.
%
% INPUTS:
%     p = Saturation Pressure in kPa
%     t = Lithium Bromide - Water solution temperature in degree-Celsius
% OUTPUT:
%     x = concentration of Lithium Bromide - Water solution in kJ/kg
%
% Implemented by ASHISH MESHARAM
% meetashish85@gmail.com http://www.facebook.com/ashishmeet
%
% Checking Input Arguments
if nargin<2||isempty(p); error('Input Argument:Saturation Pressure missing');end
if nargin<1||isempty(t); error('Input Argument:Solution Temperature missing');end

if (t>5 && t<175) %---Checks temperature range
    %---Constants
    A0 = -2.00755; A1 = 0.16976; A2 = -3.133362*10^(-3); A3 = 1.97668*10^(-5);
    B0 = 124.937; B1 = -7.71649; B2 = 0.152286; B3 = -7.95090*10^(-4);
    C = 7.05; D = -1596.49; E = -104095.5;
    %---Refrigerant Temperature Calculation from Saturation Pressure
    T = -2*E/(D + (D*D - 4*E*(C-log10(p)))^(0.5)); %---Temp in Kelvin
    t1 = T-273; %---Temp in Degree-Celsius
    if (t1>-15 && t1<110)
        %---Creating polynomial coefficient
```

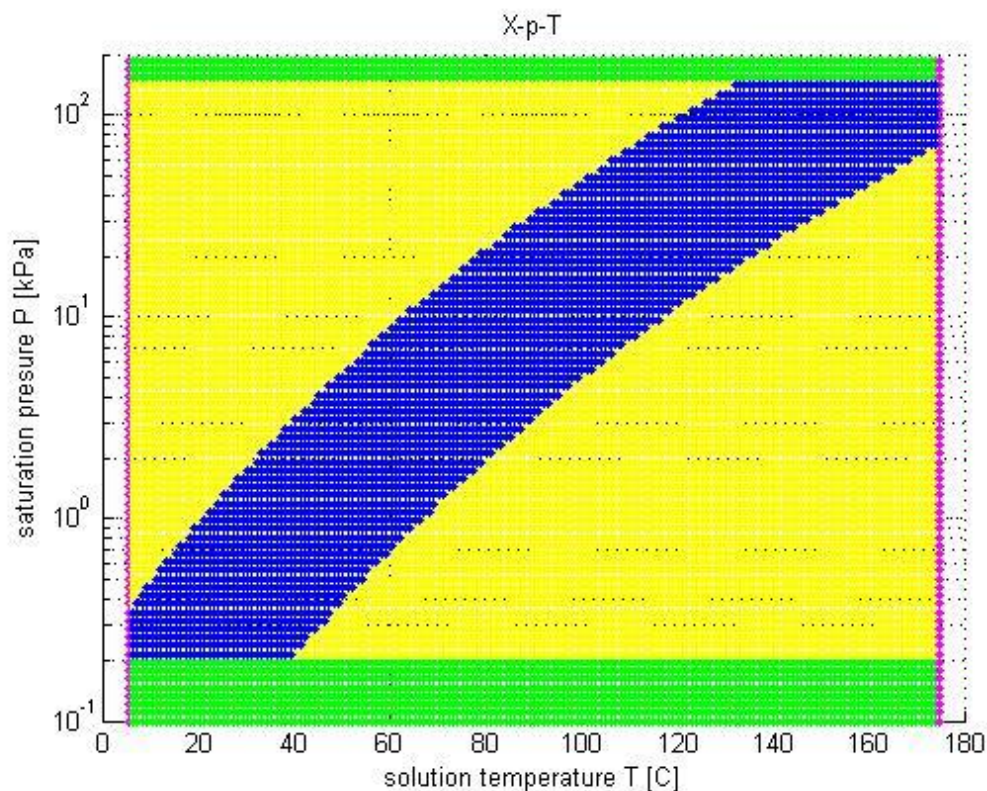
```

P0 = B0 + t1*A0;
P1 = B1 + t1*A1;
P2 = B2 + t1*A2;
P3 = B3 + t1*A3;
%---Calculation for Concentration
P = [P3 P2 P1 (P0 - t)];
X = roots(P);
[r,c] = size(X);
f1=0;
for l=1:r
    if (X(l,c)>45 && X(l,c)<70)%---Checks Concentration range
        x = X(l,c);
        f1=1;
    end
end
if f1==0 %elegxei tis pragmatikes rizes
    x=-1;
elseif imag(x)~=0 %elegxei ean yparxoun pragmatikes rizes
    x=-1 ;
end
else
    x=-1;
    disp(t1);
    disp('Error: Refrigerant temperature out of range: t1>-15 && t1<110');
end
else
    x=-1;
    disp(t);
    disp('Error: Solution temperature out of range: t>5 && t<175');
end
end

```

Ο έλεγχος για το φανταστικό μέρος προστίθεται γιατί η Matlab κάνει αυτόματο έλεγχο για το πραγματικό μέρος ενός μιγαδικού αριθμού σε μία πραγματική συνθήκη χωρίς να λαμβάνει υπόψιν της το φανταστικό μέρος

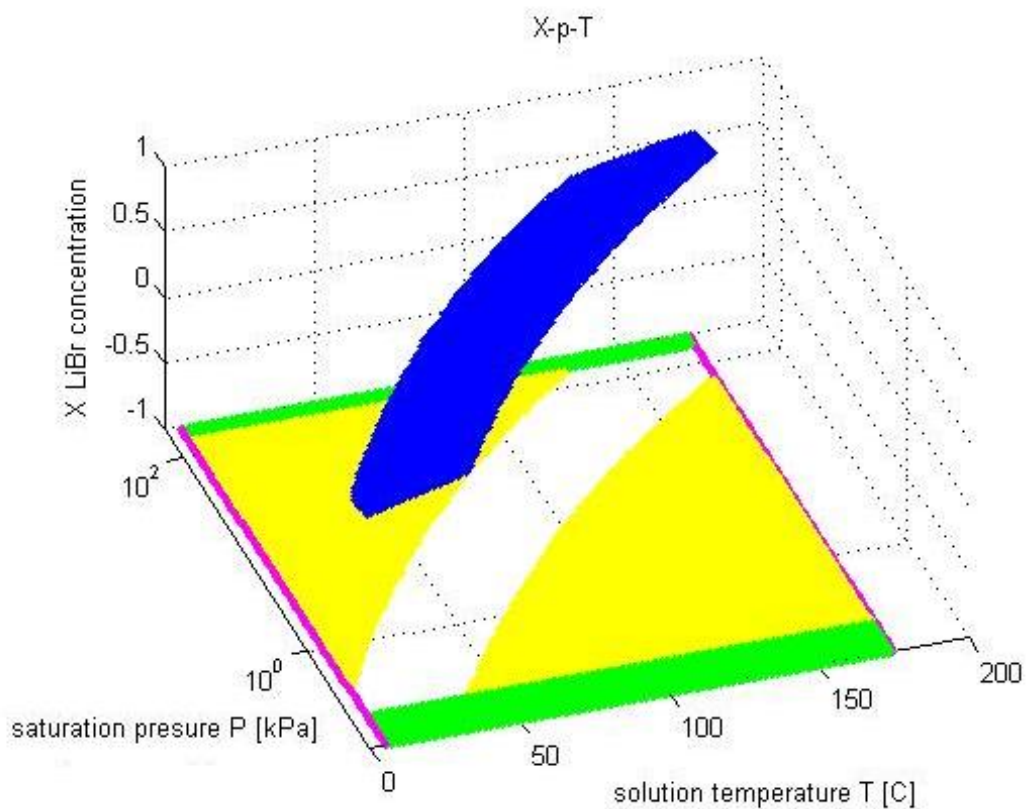
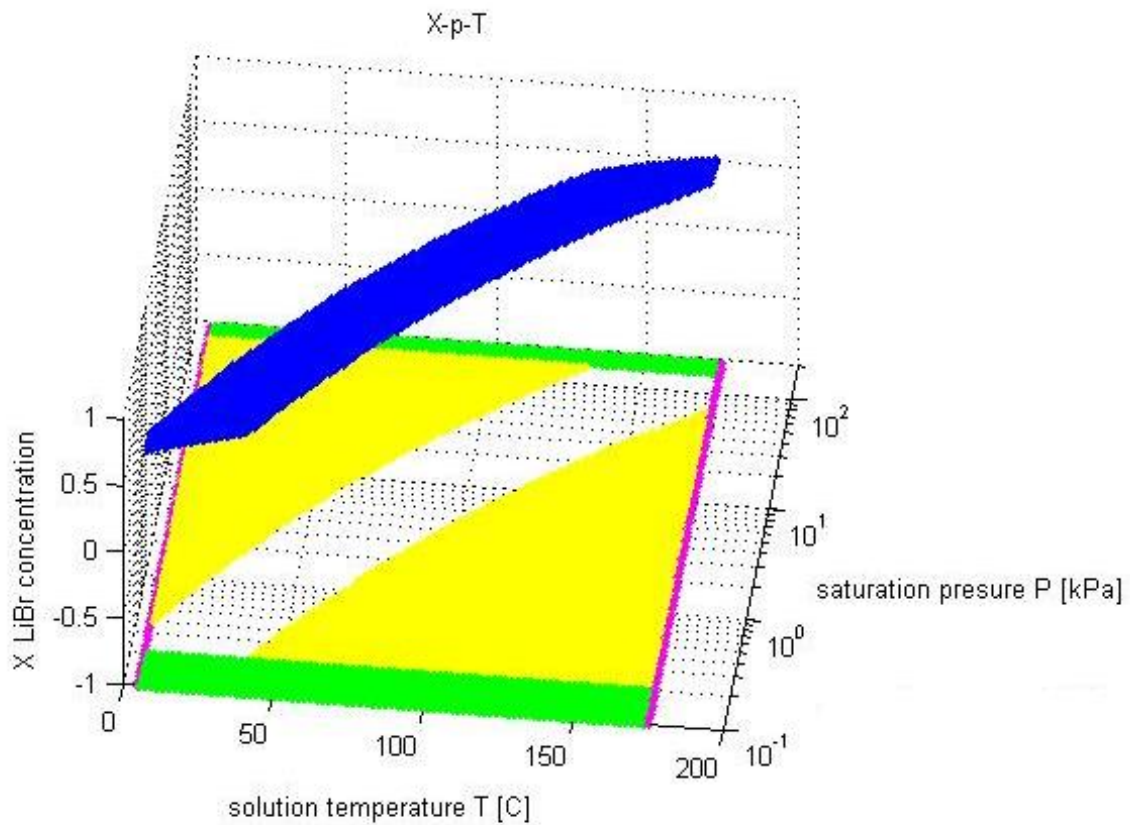
Αρκετό ενδιαφέρον παρουσιάζει η γραφική αναπαράσταση όλων των λύσεων αυτής της συνάρτησης:



Διάγραμμα 2.2-2: Δισδιάστατο διάγραμμα λύσεων της συνάρτησης των συγκεντρώσεων του διαλύματος LiBr- H₂O συναρτήσει της θερμοκρασίας και της πίεσης κορεσμού

Με μπλε είναι οι λύσεις για συγκέντρωση εντός των ορίων 45% έως 75%. Με κίτρινο οι πραγματικές λύσεις εκτός αυτών των ορίων. Με μωβ αριστερά και δεξιά είναι τα όρια της θερμοκρασίας του διαλύματος 5 έως 175 °C. Με πράσινο είναι οι λύσεις εκτός ορίων της θερμοκρασίας ατμοποίησης του νερού -15 °C έως 110 °C.

Παρατηρούμε ότι οι αποδεκτές λύσεις με μπλε χρώμα ομοιάζουν αρκετά με το επίσημο Διάγραμμα 2.2-1 ισορροπίας του διαλύματος LiBr – H₂O από την ASHRAE

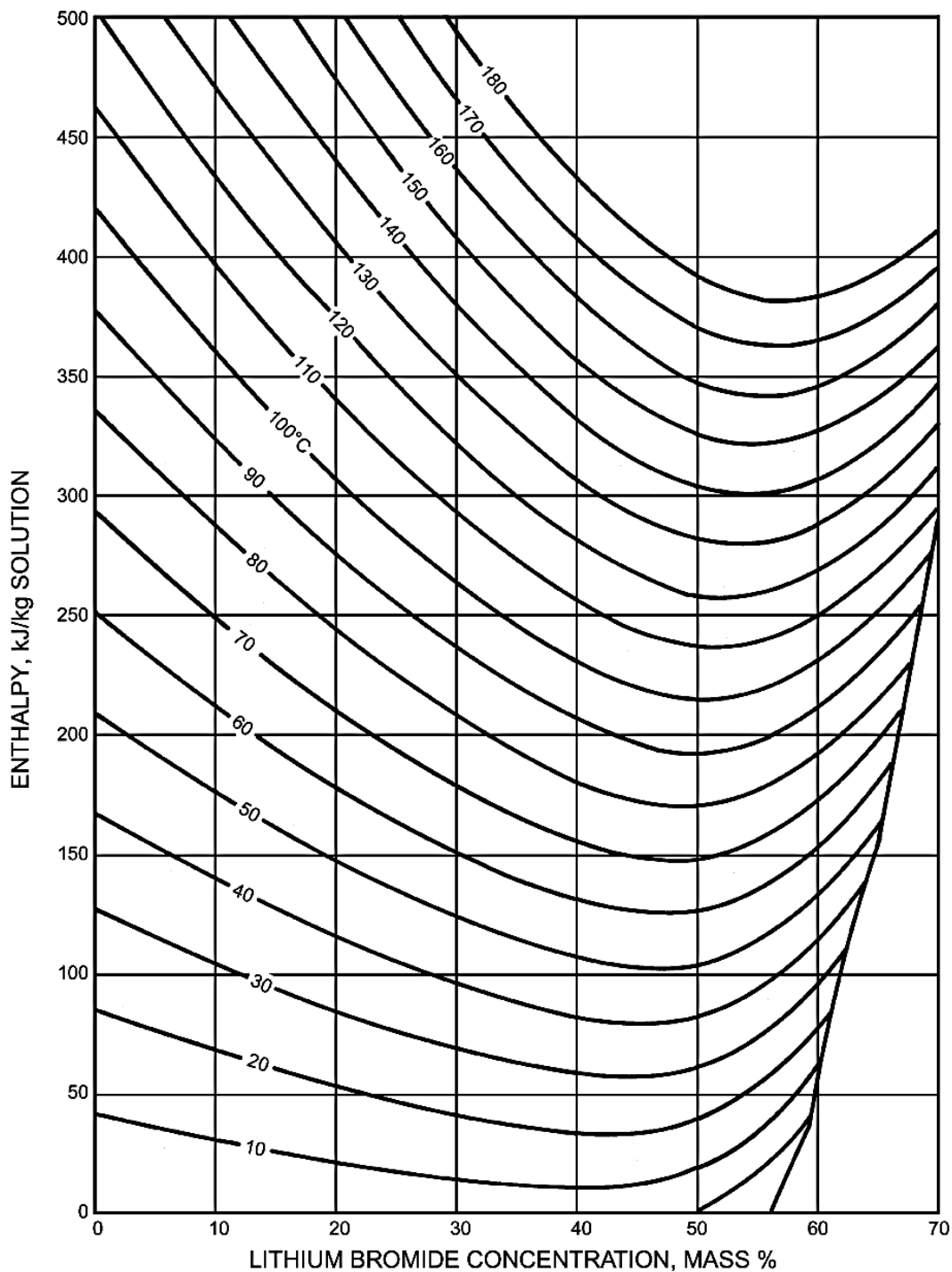


Διάγραμμα 2.2-3: Τρισδιάστατα διαγράμματα λύσεων της συνάρτησης των συγκεντρώσεων του διαλύματος LiBr- H₂O συναρτήσει της θερμοκρασίας και της πίεσης κορεσμού

Στα τρισδιάστατα διαγράμματα επίσης παρατηρούμε την πτώση της συγκέντρωσης όσο μικραίνει η θερμοκρασία του διαλύματος πράγμα που επιβεβαιώνεται και τις καμπύλες περιεκτικότητας στο επίσημο Διάγραμμα 2.2-1.

2.2.2.2.2 Ενθαλπία διαλύματος Βρωμιούχου Λιθίου ($\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$)

Η δεύτερη συνάρτηση (Meshram, 2013) για τον υπολογισμό των ιδιοτήτων του διαλύματος $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$ είναι για την ενθαλπία του διαλύματος στα σημεία 1 και 4 (βήματα 9 και 11). Ακολουθεί το διάγραμμα ενθαλπίας του διαλύματος $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$ (ASHRAE, 2013):



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

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

$A_0 = -2024.33$

$B_0 = 18.2829$

$C_0 = -3.7008214 \text{ E-2}$

$A_1 = 163.309$

$B_1 = -1.1691757$

$C_1 = 2.8877666 \text{ E-3}$

$A_2 = -4.88161$

$B_2 = 3.248041 \text{ E-2}$

$C_2 = -8.1313015 \text{ E-5}$

$A_3 = 6.302948 \text{ E-2}$

$B_3 = -4.034184 \text{ E-4}$

$C_3 = 9.9116628 \text{ E-7}$

$A_4 = -2.913705 \text{ E-4}$

$B_4 = 1.8520569 \text{ E-6}$

$C_4 = -4.4441207 \text{ E-9}$

Διάγραμμα 2.2-4: Διάγραμμα ενθαλπίας - συγκέντρωσης διαλύματος LiBr - H₂O (ASHRAE, 2013)

Η συνάρτηση υπολογίζει την ενθαλπία μέσω του πολυωνόμου του παραπάνω διαγράμματος συναρτήσεως της θερμοκρασίας και της συγκέντρωσης:

```
function h = EqLiBrH2O(x,t)
% Function EqLiBrH2O calculates the Enthalpy for the corresponding
% concentration and temperature of Lithium Bromide - Water solution,
% within the range as per as curve-fitting equation.
%
% INPUTS:
%       x = Lithium Bromide - Water solution concentration in
percent
%       t = Lithium Bromide - Water solution temperature in degree-
Celsius
% OUTPUT:
%       h = Enthalpy of Lithium Bromide - Water solution in kJ/kg

% Implemented by ASHISH MESHRAM
% meetashish85@gmail.com http://www.facebook.com/ashishmeet

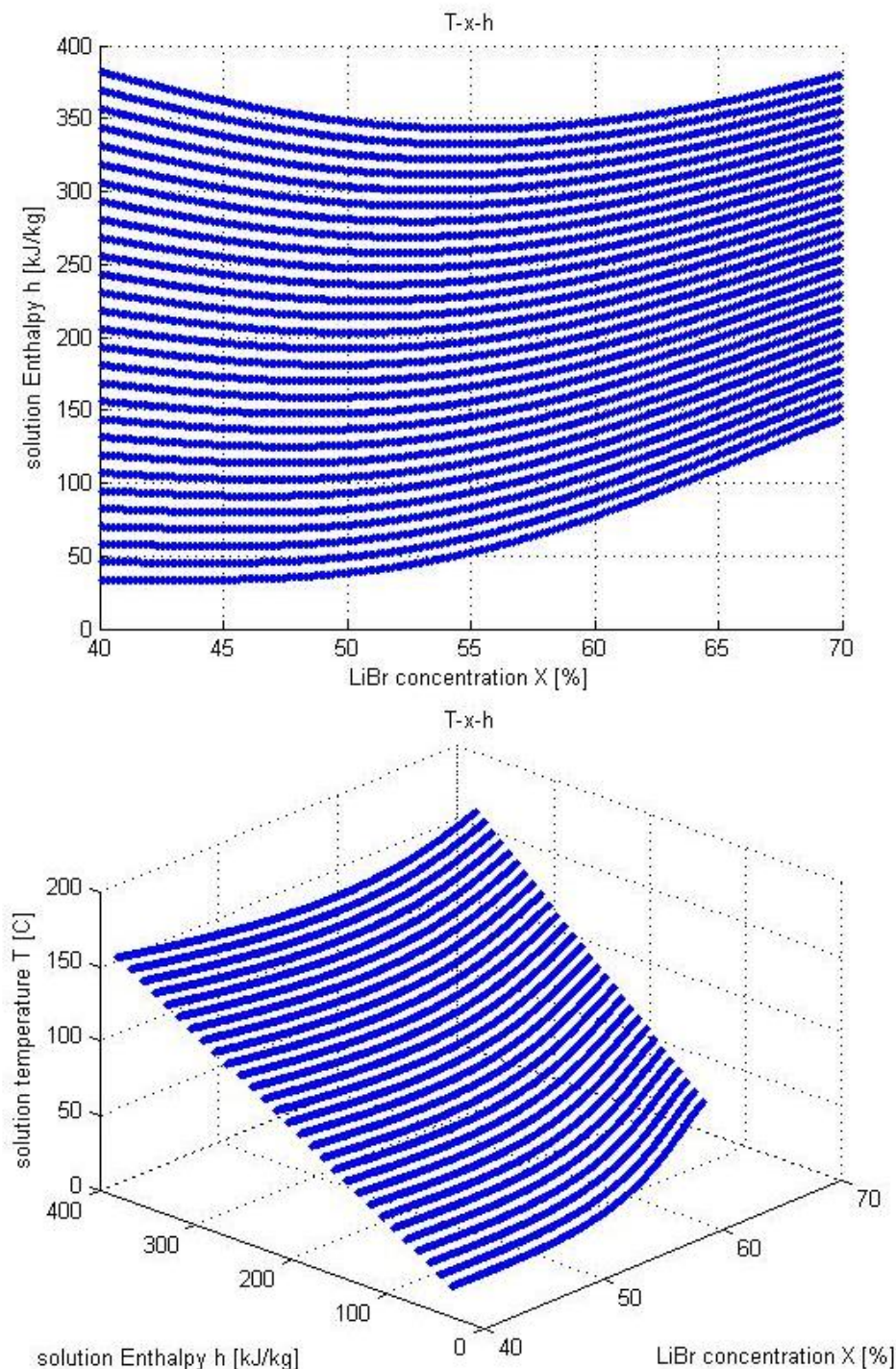
% Checking Input Arguments
if nargin<2||isempty(t),error('Input Argument:Temperature missing');end
if nargin<1||isempty(x),error('Input Argument:Concentration
missing');end

if (x>40 && x<70) %---Checks concentration range
    if (t>15 && t<165) %---Checks temperature range
        %---Constants
        A0 = -2024.33; A1 = 163.309; A2 = -4.88161; A3 = 6.302948*10^(-
2); A4 = -2.913705*10^(-4);
        B0 = 18.2829; B1 = -1.1691757; B2 = 3.248041*10^(-2); B3 = -
4.034184*10^(-4); B4 = 1.8520569*10^(-6);
        C0 = -3.7008214*10^(-2); C1 = 2.8877666*10^(-3); C2 = -
8.1313015*10^(-5); C3 = 9.9116628*10^(-7); C4 = -4.4441201*10^(-9);
        %---Creating polynomial coefficients
        P0 = A0 + t*B0 + t*t*C0;
        P1 = A1 + t*B1 + t*t*C1;
        P2 = A2 + t*B2 + t*t*C2;
        P3 = A3 + t*B3 + t*t*C3;
        P4 = A4 + t*B4 + t*t*C4;
        %---Calculation for Enthalpy
        P = [P4 P3 P2 P1 P0];
        h = polyval(P,x);
    else
        disp('Error: Temperature out of range: t>15 && t<165');
    end
else
    disp('Error: Lithium Bromide Concentration out of range: x>40 &&
x<70');
end
end
```

Λόγω της τροποποίησης της συνάρτησης για τον υπολογισμό της συγκέντρωσης στα προηγούμενα βήματα 1 και 2 του αλγορίθμου δεν χρειάζεται κάποια τροποποίηση στη συνάρτηση της ενθαλπίας του διαλύματος καθώς με έναν έλεγχο στις τιμές συγκέντρωσης του ισχυρού και του ασθενούς διαλύματος μπορούμε να εξασφαλίσουμε αν είμαστε ή όχι εντός

των ορίων του συστήματος (βήματα 9-21) . Εάν κάποια συγκέντρωση έχει την τιμή -1 τότε ξέρουμε ότι ο ψύκτης μας δεν λειτουργεί.

Τα διαγράμματα που προκύπτουν από την συνάρτηση της ενθαλπίας του διαλύματος είναι τα ακόλουθα:



Διάγραμμα 2.2-5: Λύσεις συνάρτησης υπολογισμού ενθαλπίας του διαλύματος LiBr - H₂O

Παρατηρούμε ότι για την περιοχή της συγκέντρωσης $40\% < X < 70\%$ η μορφή των καμπυλών επαληθεύεται από το Διάγραμμα 2.2-4 (ASHRAE, 2013).

2.2.2.3 Θερμοκρασία διαλύματος Βρωμιούχου Λιθίου (LiBr – H₂O)

Τέλος, χρειαζόμαστε στο σημείο 3 (βήμα 12) την θερμοκρασία του διαλύματος LiBr- H₂O συναρτήσει της συγκέντρωσης X και της πίεσης κορεσμού του διαλύματος p_{sat}. Δημιουργούμε λοιπόν δικιά μας συνάρτηση υπολογισμού χρησιμοποιώντας την εξίσωση 1 του Διάγραμμα 2.2-1: Διάγραμμα Duhring ισορροπίας διαλύματος LiBr- H₂O :

$$1. t = \sum_0^3 B_n X^n + t' \sum_0^3 A_n X^n \quad \text{Solution Temperature, } ^\circ\text{C}$$

$$2. t' = (t - \sum_0^3 B_n X^n) / \sum_0^3 A_n X^n \quad \text{Refrigerant Temperature, } ^\circ\text{C}$$

$$3. \log P = C + D/T' + E/T'^2 \quad P = \text{kPa}; \quad T' = \text{K}$$

$$4. T' = \frac{-2E}{D + [D^2 - 4E(C - \log P)]^{0.5}} \quad \text{Refrigerant Temperature, K}$$

$$A_0 = -2.00755$$

$$A_1 = 0.16976$$

$$A_2 = -3.133362 \text{ E-03}$$

$$A_3 = 1.97668 \text{ E-05}$$

$$B_0 = 124.937$$

$$B_1 = -7.71649$$

$$B_2 = 0.152286$$

$$B_3 = -7.95090 \text{ E-04}$$

$$C = 7.05$$

$$D = -1596.49$$

$$E = -104095.5$$

RANGE: $-15 < t' < 110^\circ\text{C}$

$5 < t < 175^\circ\text{C}$

$45 < X < 70\% \text{ LiBr}$

Ονομάζουμε τη συνάρτησή μας TLiBrH2O.m :

```
function t = TLiBrH2O(x,p)
% Function LiBrH2O calculates the temperature for the corresponding
% Lithium Bromide - Water solution concentration and Saturation Pressure,
% within the range as per as curve-fitting equation.
%
% INPUTS:
%     p = Saturation Pressure in kPa
%     x = concentration of Lithium Bromide - Water solution in kJ/kg
%
% OUTPUT:
%     t = Lithium Bromide - Water solution temperature in degree-Celsius
%
% Checking Input Arguments
if nargin<2 || isempty(p); error('Input Argument:Saturation Pressure missing');end
if nargin<1 || isempty(x); error('Input Argument:Solution Temperature
missing');end

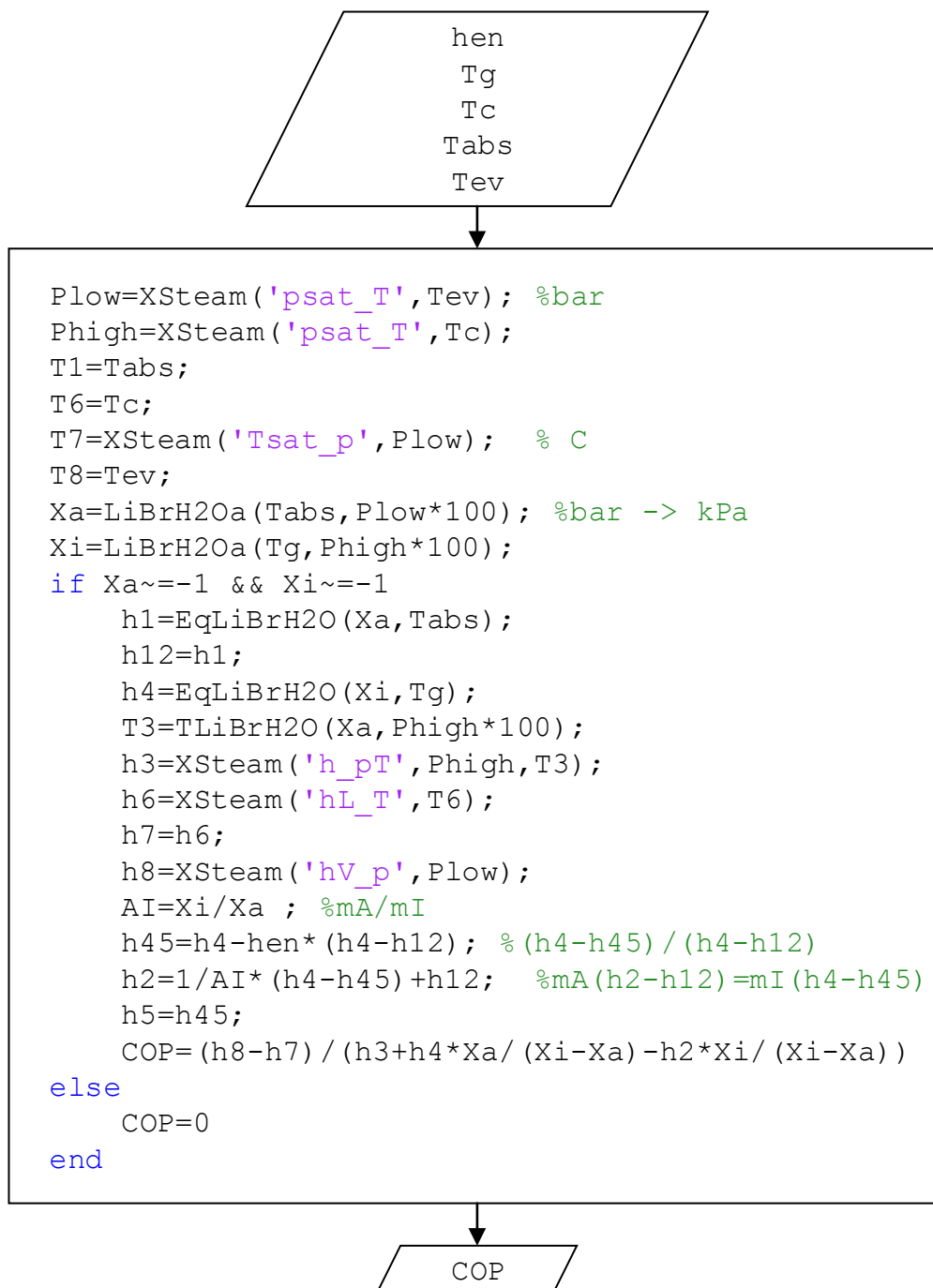
if (x>45 && x<70) %---Checks Concentration range
    %---Constants
```

```
A0 = -2.00755; A1 = 0.16976; A2 = -3.133362*10^(-3); A3 = 1.97668*10^(-5);
B0 = 124.937; B1 = -7.71649; B2 = 0.152286; B3 = -7.95090*10^(-4);
C = 7.05; D = -1596.49; E = -104095.5;
%---Refrigerant Temperature Calculation from Saturation Pressure
Tr = -2*E/(D + (D*D - 4*E*(C-log10(p)))^(0.5)); %---Temp in Kelvin
t1 = Tr-273; %---Temp in Degree-Celsius
t=B0+B1*x+B2*x^2+B3*x^3+t1*(A0+A1*x+A2*x^2+A3*x^3);
else
disp(x);
disp('Error: Solution concentration out of range: x>45 && x<70');
end
```

Ούτε σε αυτήν την συνάρτηση χρειάζεται κάποια πρόβλεψη για τα όρια του συστήματος λόγω της συνάρτησης LiBrH_2O η οποία μας εξασφαλίζει ότι θα είμαστε εντός ορίων στους ακόλουθους υπολογισμούς μετά από αυτήν (βήματα 9-21).

2.2.3 Αλγόριθμος υπολογισμού συντελεστή απόδοσης (COP) ψύξης με απορρόφηση μίας βαθμίδας με LiBr – H₂O στη Matlab

Ο αλγόριθμός μας, λοιπόν, στη Matlab παίρνει την ακόλουθη μορφή:



2.2.3.1 Παραμετρική μελέτη συντελεστή απόδοσης (COP)

Στο συγκεκριμένο κεφάλαιο θα μελετήσουμε τη μεταβολή του συντελεστή απόδοσης COP του συστήματος ψύξης με απορρόφηση μίας βαθμίδας βρωμιούχου λιθίου – νερού (LiBr – H₂O) συναρτήσει των 5 παραμέτρων του συστήματος που αναλύσαμε προηγουμένως:

- Θερμοκρασία Αναγεννητή T_g
- Θερμοκρασία Συμπυκνωτή T_c
- Θερμοκρασία Απορροφητή T_{abs}
- Θερμοκρασία Ατμοποιητή T_{ev}
- Βαθμός απόδοσης εναλλάκτη η_{ev}

2.2.3.1.1 Συμπεριφορά συντελεστή απόδοσης COP συναρτήσει της θερμοκρασίας

αναγεννητή και συμπυκνωτή

Για την παραμετρική μελέτη του συντελεστή απόδοσης COP συναρτήσει της θερμοκρασίας αναγεννητή T_g και συμπυκνωτή T_c θέτουμε ρεαλιστικές τιμές για:

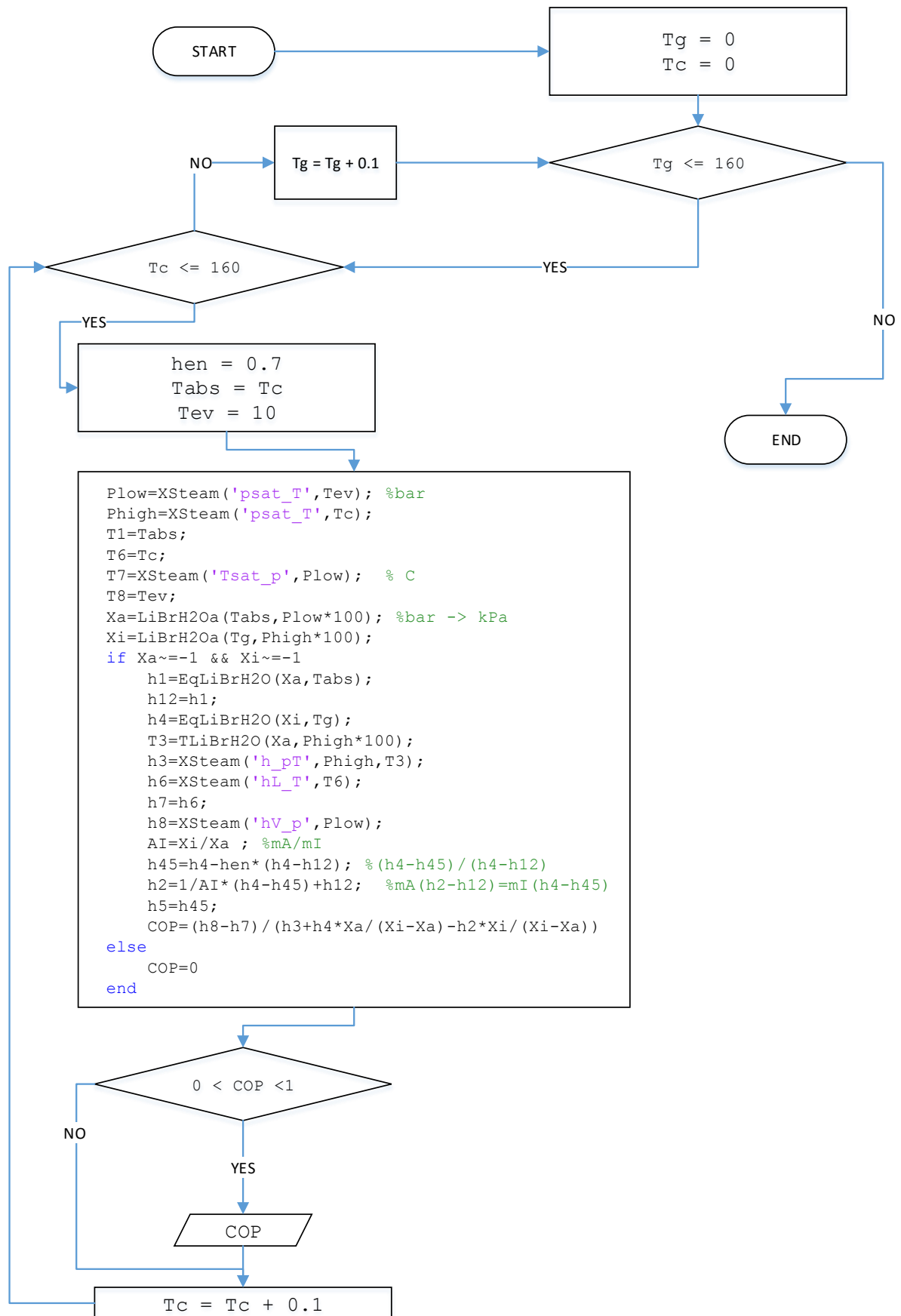
- Τη θερμοκρασία του απορροφητή T_{abs} = T_c καθώς ψύχονται από το ίδιο μέσο και στη βιβλιογραφία η συγκεκριμένη παραδοχή απαντάται συχνά, όπως στο Διάγραμμα 1.4-1: Απεικόνιση των ψυκτικών κύκλων απορρόφησης και συμπίεσης σε ισοστερικό διάγραμμα
- Βαθμός απόδοσης εναλλάκτη η_{ev} = 0.7
- Θερμοκρασία ατμοποιητή T_{ev} = 10 °C

Το εύρος που θα μελετηθεί είναι όλοι πιθανοί συνδυασμοί από 0 °C έως 160 °C προκειμένου να εξετάσουμε πλήρως τα όρια του συστήματός μας:

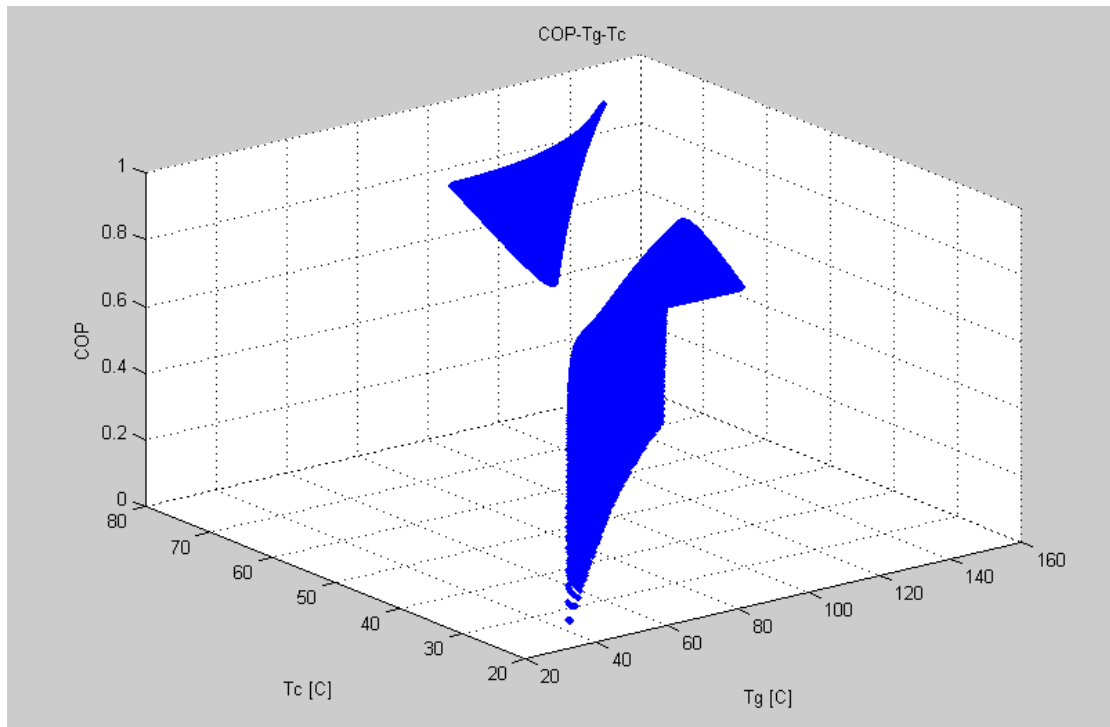
- 0 °C < T_g < 160 °C
- 0 °C < T_c < 160 °C

Οι αποδεκτές τιμές του COP είναι μεταξύ 0 και 1 για μονοβάθμια συστήματα ψύξεως με απορρόφηση όπως αναφέρει και η βιβλιογραφία.

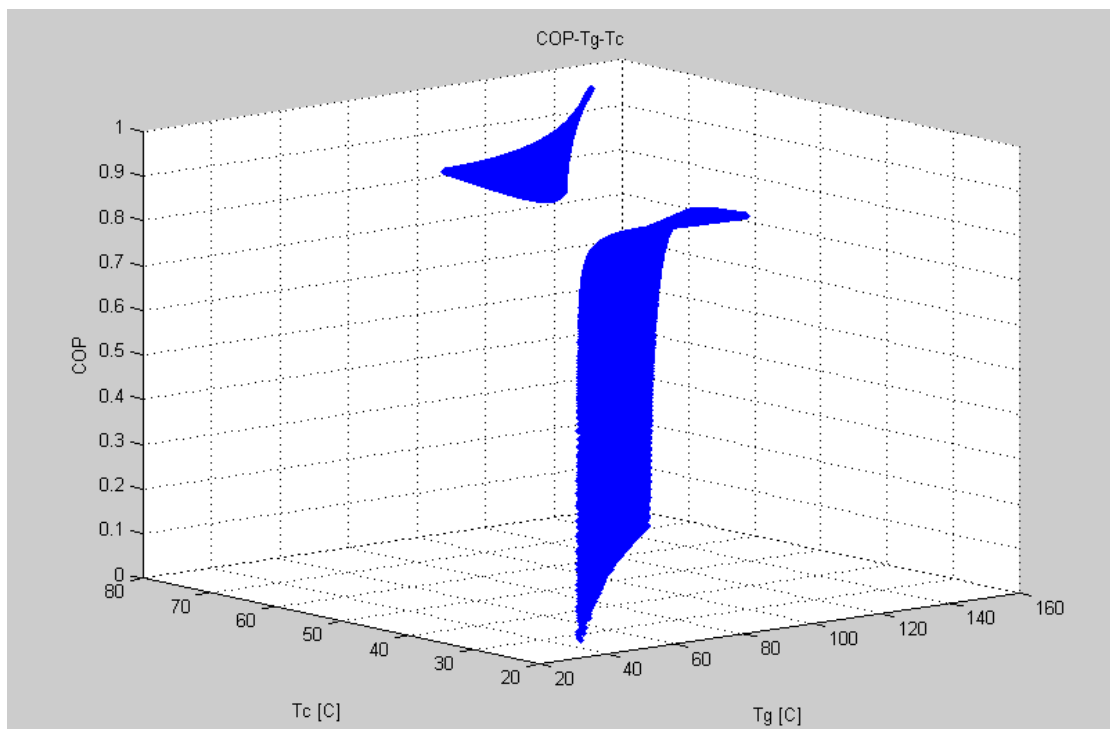
Ο αλγόριθμος που ακολουθήθηκε είναι ο εξής:



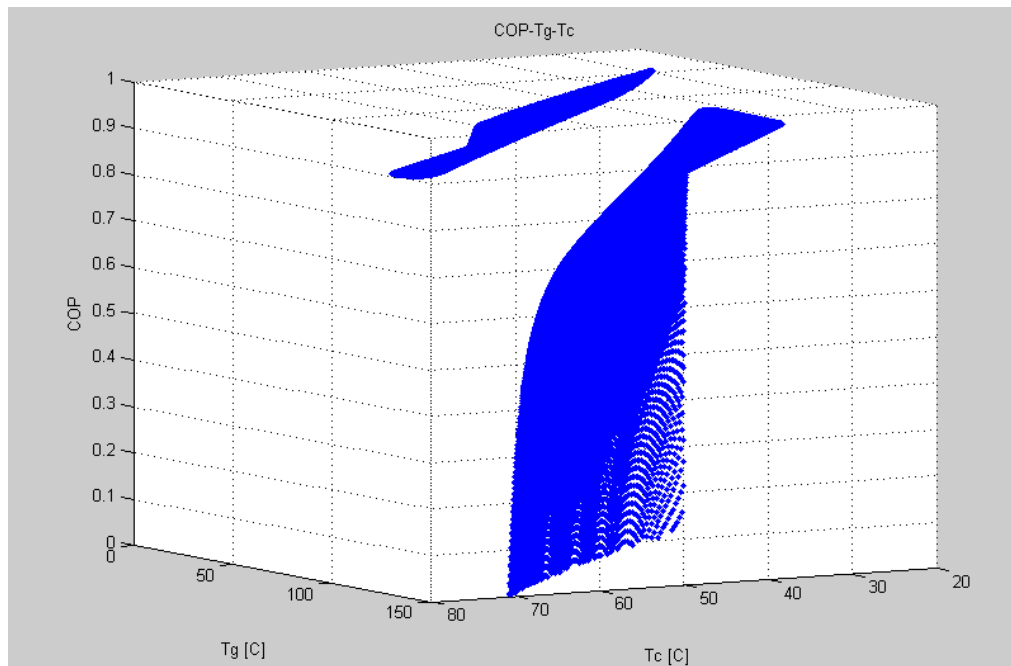
Τα ακόλουθα διαγράμματα Διάγραμμα 2.2-6, Διάγραμμα 2.2-7 Διάγραμμα 2.2-8 αναπαριστούν την εξάρτηση του COP από την T_g και την T_c :



Διάγραμμα 2.2-6: Τρισδιάστατο διάγραμμα COP – θερμοκρασίας αναγέννησης T_g – θερμοκρασίας συμπύκνωσης T_c , 1



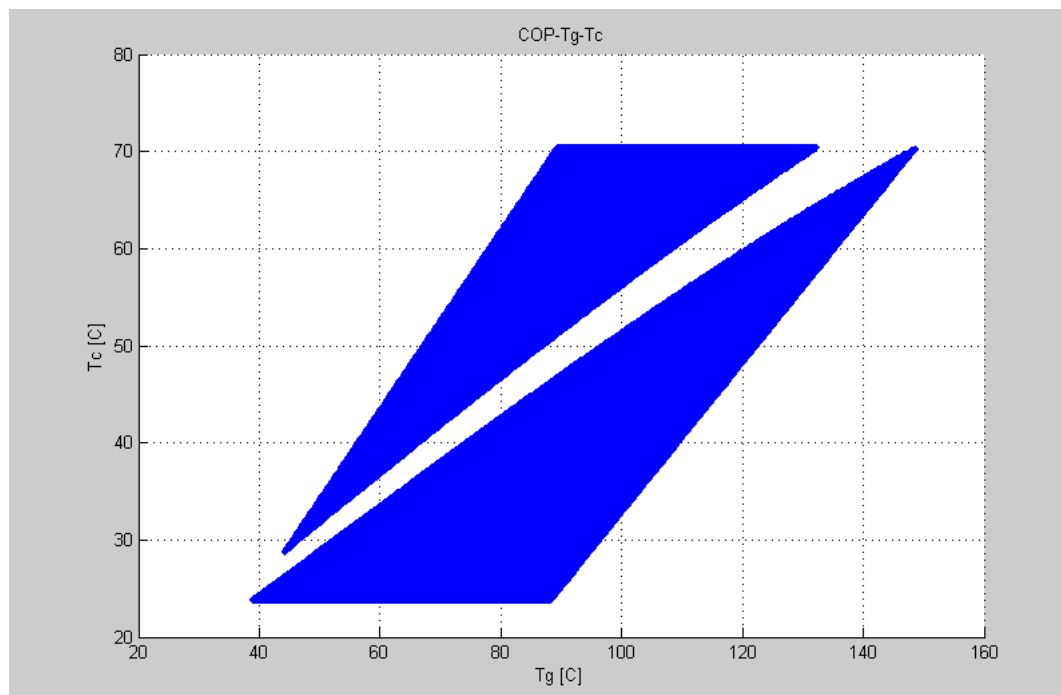
Διάγραμμα 2.2-7: Τρισδιάστατο διάγραμμα COP - θερμοκρασίας αναγέννησης T_g – θερμοκρασίας συμπύκνωσης T_c , 2



Διάγραμμα 2.2-8: Τρισδιάστατο διάγραμμα COP - θερμοκρασίας αναγέννησης T_g – θερμοκρασίας συμπύκνωσης T_c , 3

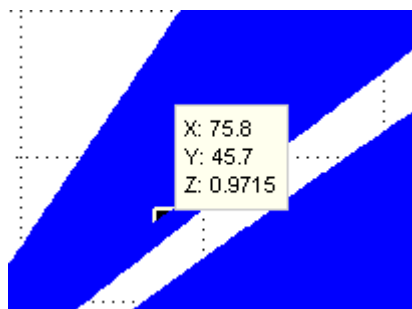
Παρατηρούμε ότι προκύπτουν δύο επιφάνειες αποδεκτών COP και πως γίνονται ασυμπτωτικές στα σύνορά τους. Η δεξιά μηδενίζει και στο σύνορο και η δεξιά τείνει προς το 1.

Περαιτέρω κατανόηση θα μας δώσει το ακόλουθο δισδιάστατο Διάγραμμα 2.2-9 :



Διάγραμμα 2.2-9: Επιτρεπόμενοι συνδυασμοί θερμοκρασίας αναγέννησης T_g – θερμοκρασίας συμπύκνωσης T_c , για την λειτουργία του ψύκτη απορρόφησης

Διαπιστώνουμε ότι η αριστερή επιφάνεια έχει ελάχιστη θερμοκρασία T_c περίπου $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ η οποία αυξάνει με μεγαλύτερο ρυθμό σε σχέση με την T_g . Για παράδειγμα ένα ζεύγος σημείων σε αυτή αποτελεί:



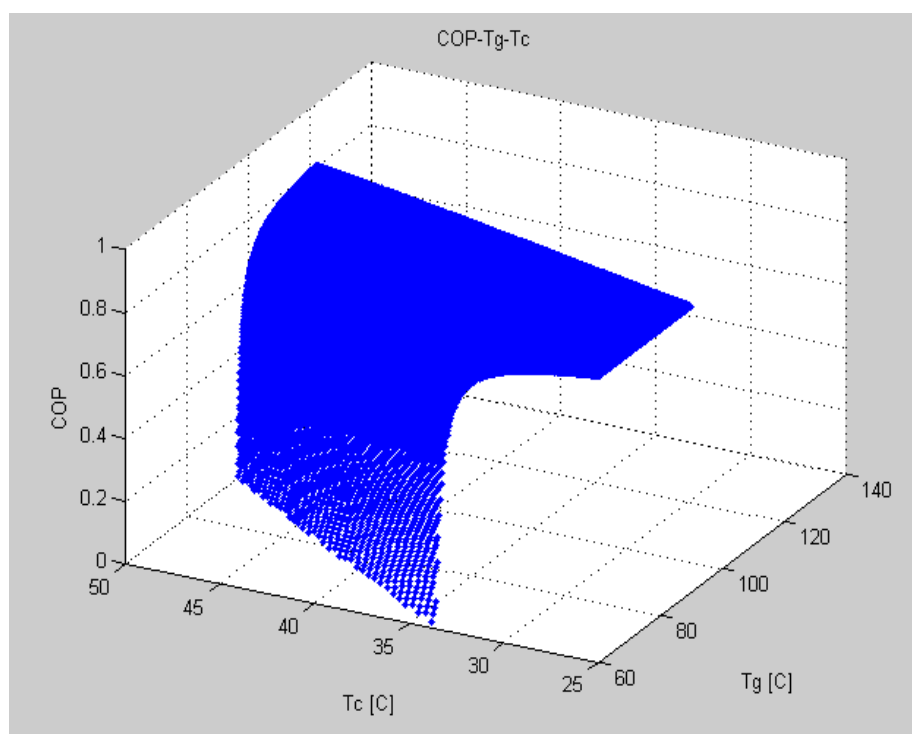
Το οποίο έχει υψηλή θερμοκρασία συμπύκνωσης, και εξαιρετικά μεγάλο COP, κοντά στο 1.

Συνεπώς μόνο η δεξιά επιφάνεια αντιπροσωπεύει ένα πραγματικό σύστημα απορρόφησης

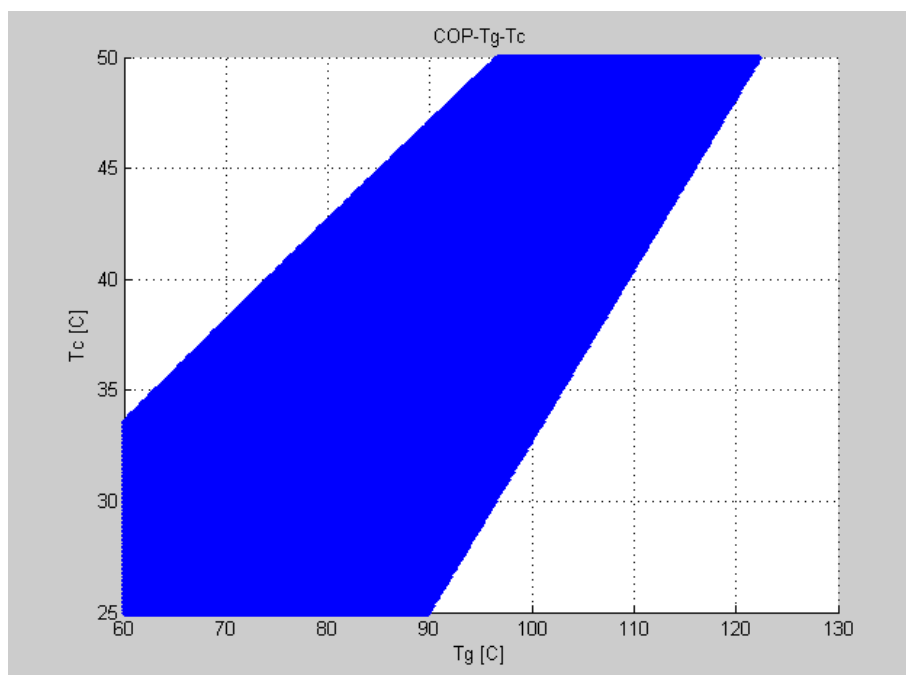
Καταλαβαίνουμε λοιπόν ότι το σύστημά μας λειτουργεί σε φυσιολογικά όρια με καλή προσέγγιση. Μια πιο ρεαλιστική μελέτη θα μας δώσει πιο απτά αποτελέσματα.

Θα εξετάσουμε τα εξής ρεαλιστικά εύρη για τις θερμοκρασίες T_g και T_c :

- $60^{\circ}\text{C} < T_g < 120\text{ }^{\circ}\text{C}$
- $25^{\circ}\text{C} < T_c < 50\text{ }^{\circ}\text{C}$
- $0 < \text{COP} < 0.95$



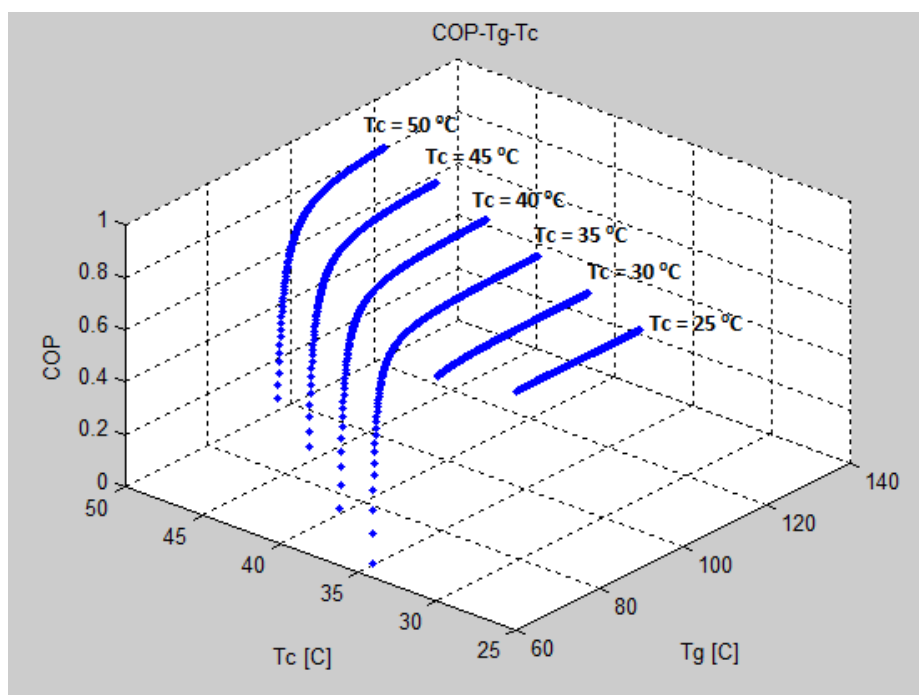
Διάγραμμα 2.2-10: Ρεαλιστικό τρισδιάστατο διάγραμμα COP - θερμοκρασίας αναγέννησης T_g – θερμοκρασίας συμπύκνωσης T_c



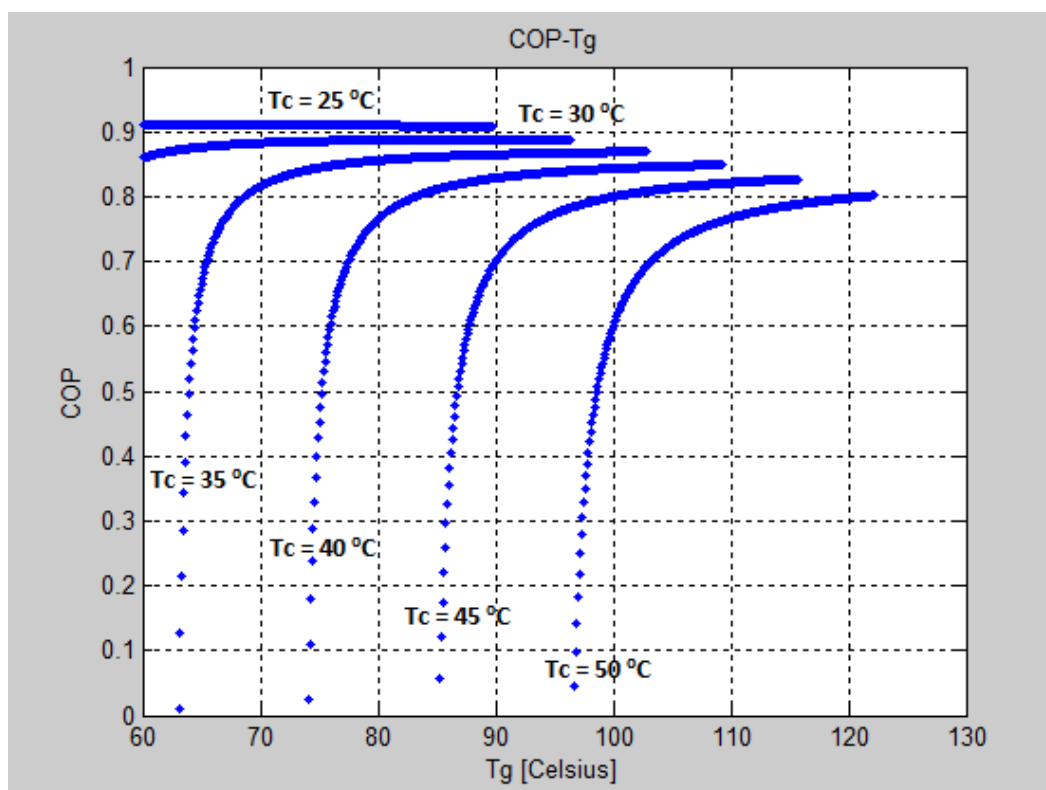
Διάγραμμα 2.2-11: Ρεαλιστικοί επιτρεπόμενοι συνδυασμοί θερμοκρασίας αναγέννησης T_g – θερμοκρασίας συμπύκνωσης T_c , για την λειτουργία του ψύκτη απορρόφησης

Βλέπουμε ότι όντως προκύπτει μόνο η δεξιά επιφάνεια με φυσιολογικές τιμές COP ο οποίος αυξάνεται όσο αυξάνεται η θερμοκρασία αναγέννησης T_g και αντίστροφα.

Για να κατανοήσουμε πλήρως την εξάρτηση του COP από τις θερμοκρασίες αναγέννησης και συμπύκνωσης του συστήματος θα κατασκευάσουμε τις καμπύλες για θερμοκρασία συμπύκνωσης ανά 5 °C:



Διάγραμμα 2.2-12: Τρισδιάστατο διάγραμμα καμπυλών COP - θερμοκρασιών αναγέννησης T_g για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης T_c

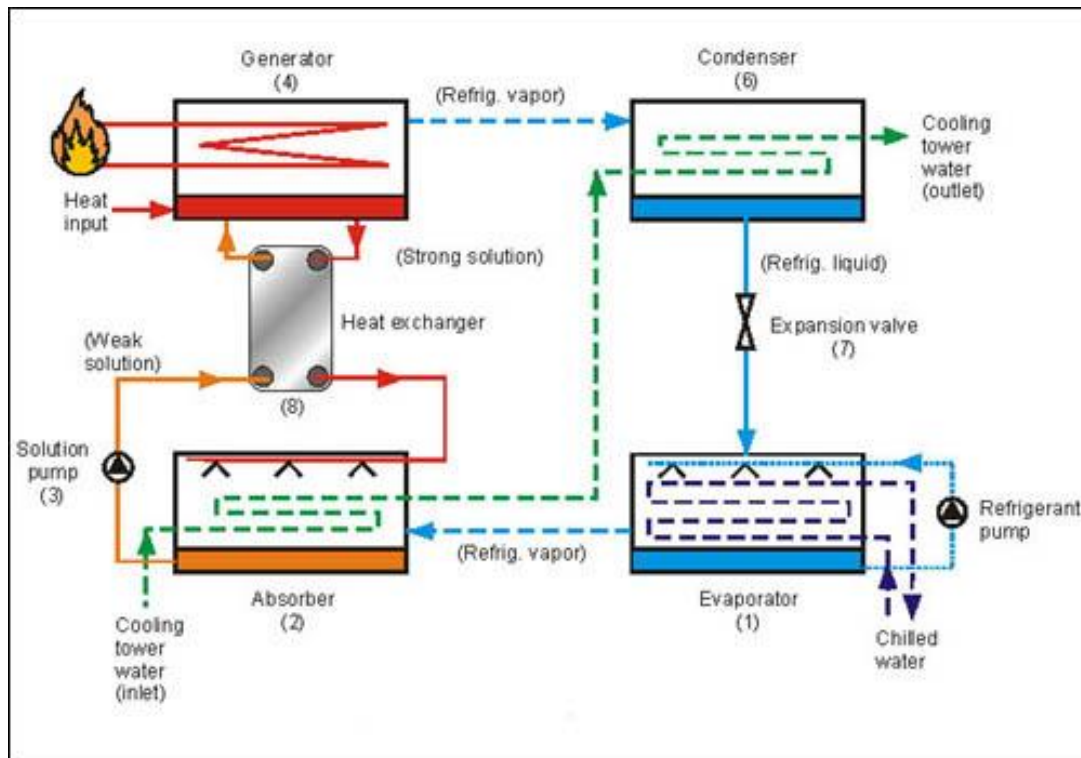


Διάγραμμα 2.2-13: COP - θερμοκρασίες αναγέννησης Tg, για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης Tc

Διαπιστώνουμε ότι όσο μικρότερη είναι η θερμοκρασία συμπύκνωσης τόσο πιο σταθερός παραμένει ο COP κατά την μεταβολή της Tg. Επίσης όσο μικρότερη είναι η Tc τόσο υψηλότερο μέγιστο COP έχουμε. Ωστόσο για μικρές Tc έχουμε και μικρότερες μέγιστες Tg το οποίο αποτελεί πολύ σημαντική παράμετρο. Μία φυσιολογική θερμοκρασία Tc όπως φαίνεται στο διάγραμμα είναι Tc = 35 °C για την οποία έχουμε μέγιστη Tg περίπου τους 103 °C

2.2.3.1.2 Συμπεριφορά συντελεστή απόδοσης COP συναρτήσει της θερμοκρασίας απορρόφησης

Για την μελέτη της εξάρτησης του COP από την θερμοκρασία απορρόφησης Tabs θα εξετάσουμε την διαφορά $\Delta T = T_{abs} - T_c$ αφού η ψύξη των μηχανών απορρόφησης γίνεται συνήθως με την παροχή κρύου ρευστού πρώτα στον απορροφητή, και στην συνέχεια το ίδιο ρευστό περνάει από τον συμπυκνωτή. Δηλαδή τα δύο αυτά στοιχεία είναι συνδεδεμένα σε σειρά με την δεξαμενή ενδιάμεσης θερμοκρασίας και απορρίπτουν θερμότητα σε αυτή. Η σύνδεση των πηγών τροφοδοσίας φαίνεται στο παρακάτω Σχήμα 2.2-2:



Σχήμα 2.2-2: Σχήμα τροφοδοσία συστήματος απορρόφησης¹⁴

Οι σταθερές παράμετροι για αυτήν την μελέτη θα είναι οι ακόλουθες:

- $T_g = 95 \text{ }^\circ\text{C}$
- $\eta_{ev} = 0.7$
- $T_{ev} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$

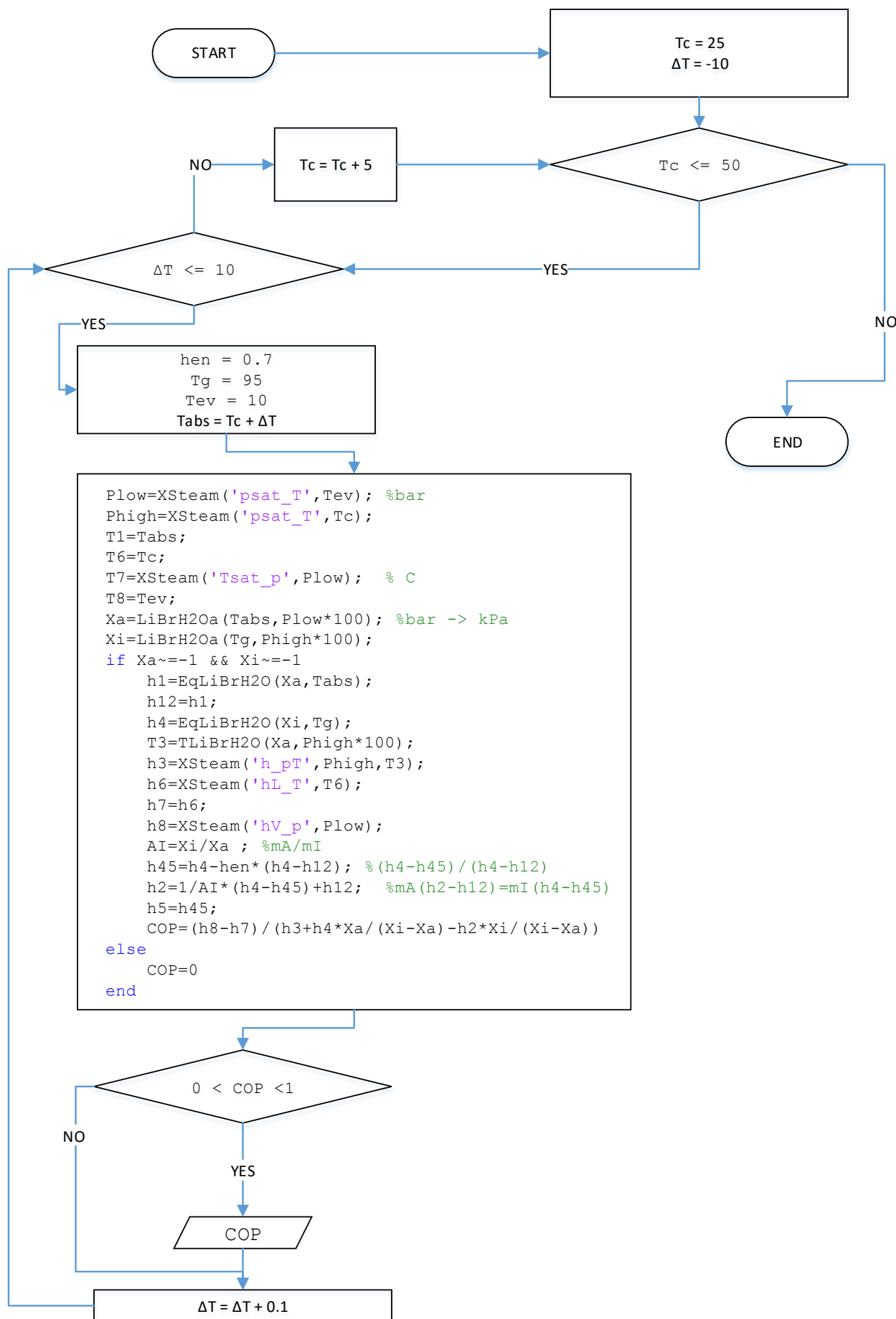
Η θερμοκρασία T_c θα εξεταστεί όπως προηγουμένως ανά $5 \text{ }^\circ\text{C}$ από $25 \text{ }^\circ\text{C}$ έως $50 \text{ }^\circ\text{C}$

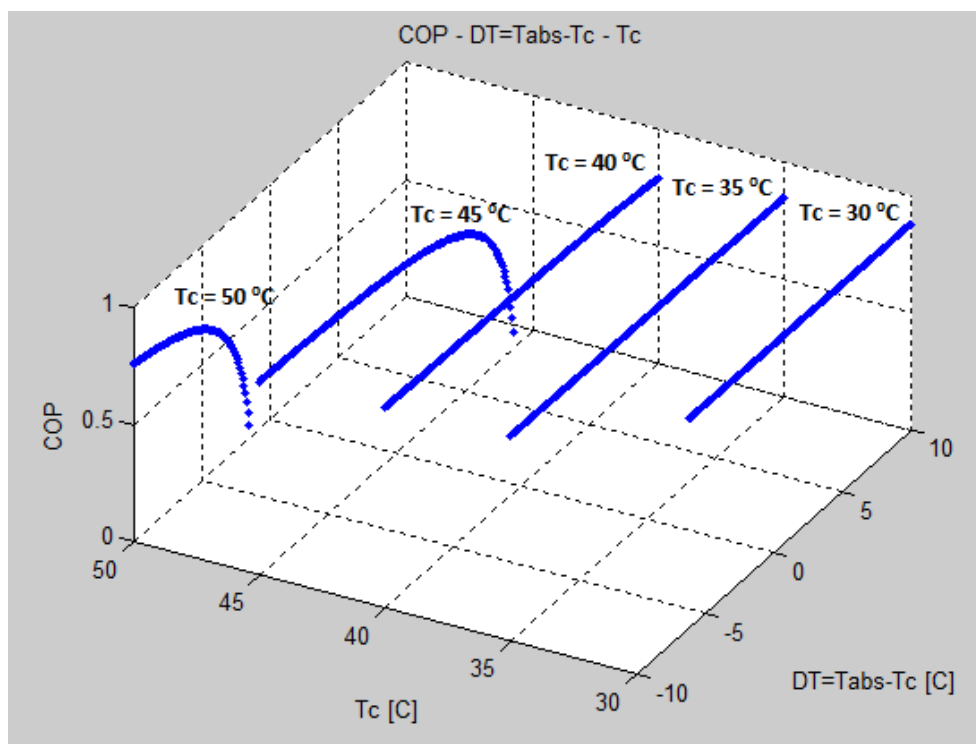
Η θερμοκρασιακή διαφορά $\Delta T = T_{abs} - T_c$ θα εξεταστεί από -10 έως $+10$ με βήμα $0.1 \text{ }^\circ\text{C}$.

Θα εξετάσουμε και τις αρνητικές διαφορές μόνο για ερευνητικούς σκοπούς καθώς πάντα στη βιβλιογραφία και την πράξη $T_{abs} \geq T_c$.

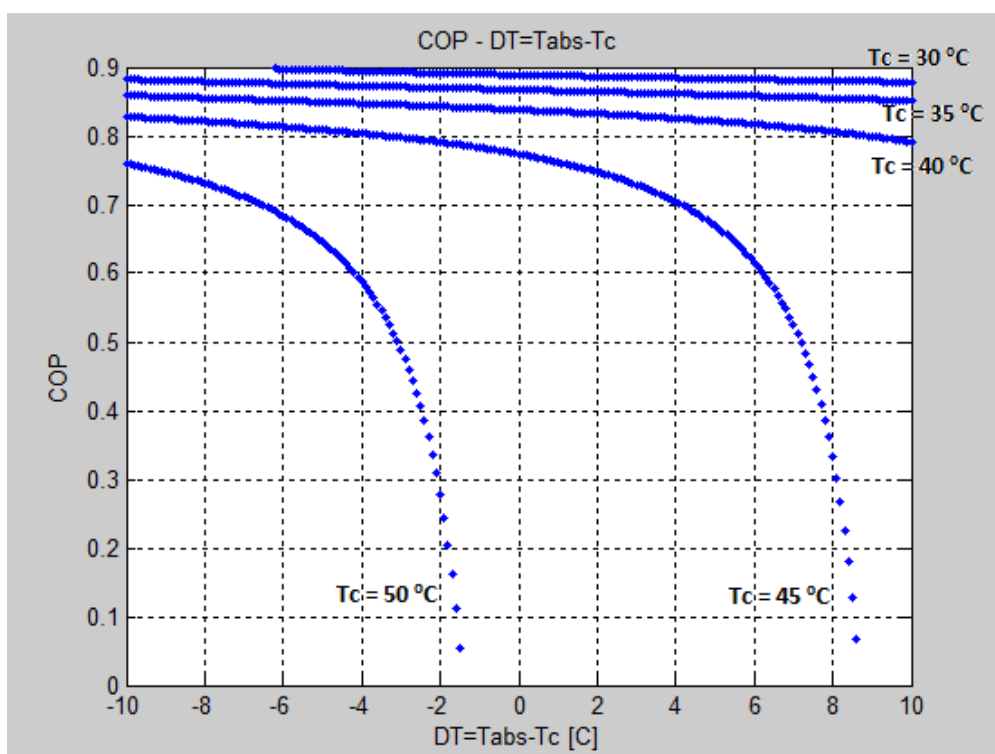
Ο αλγόριθμος που αναπτύχθηκε έχει την ακόλουθη μορφή:

¹⁴ Πηγή: <http://www.moreteksystems.com>





Διάγραμμα 2.2-14: Τρισδιάστατο διάγραμμα μεταβολής COP συναρτήσει των θερμοκρασιών απορρόφησης και συμπύκνωσης



Διάγραμμα 2.2-15: Μεταβολή COP συναρτήσει της διαφοράς της θερμοκρασίας συμπύκνωσης από τη θερμοκρασία αναγέννησης

Παρατηρούμε ότι για $T_c = 30, 35 \text{ }^\circ\text{C}$ η μεταβολή του COP συναρτήσει της θερμοκρασιακής απόκλισης $\Delta T = T_{abs} - T_c$ είναι ελάχιστη. Για $T_c = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ μεταβολή ΔT επηρεάζει λίγο περισσότερο τον COP για παραπάνω από $\Delta T = +2 \text{ }^\circ\text{C}$ όπου η κλίση της καμπύλης αυξάνει πιο γρήγορα. Για $T_c = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ παρατηρούμε ότι η θερμοκρασιακή διαφορά επηρεάζει έντονα τον COP, ειδικά μετά των $+2 \text{ }^\circ\text{C}$. Για $T_c = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ ουσιαστικά το σύστημά δεν μπορεί να λειτουργήσει καθώς ο COP μηδενίζει για $\Delta T = -2 \text{ }^\circ\text{C}$. Τέλος παρατηρούμε ότι δεν έχουμε πάρει καθόλου αποτελέσματα για $T_c = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ το οποίο το αναμέναμε αφού με βάση το διάγραμμα COP-Tg-Tc η μέγιστη Tg για να λειτουργήσει το σύστημα είναι οριακά $90 \text{ }^\circ\text{C}$

Καταλήγουμε λοιπόν στο συμπέρασμα ότι η θερμοκρασία συμπύκνωσης T_c δεν πρέπει να πέσει κάτω των $30 \text{ }^\circ\text{C}$ και πρέπει να κυμαίνεται μεταξύ των $30 \text{ }^\circ\text{C}$ και $40 \text{ }^\circ\text{C}$. Ακόμα και η θερμοκρασία $T_c = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ είναι οριακά αποδεκτή εφόσον εξασφαλίσουμε ότι $\Delta T = T_{abs} - T_c \leq +2 \text{ }^\circ\text{C}$.

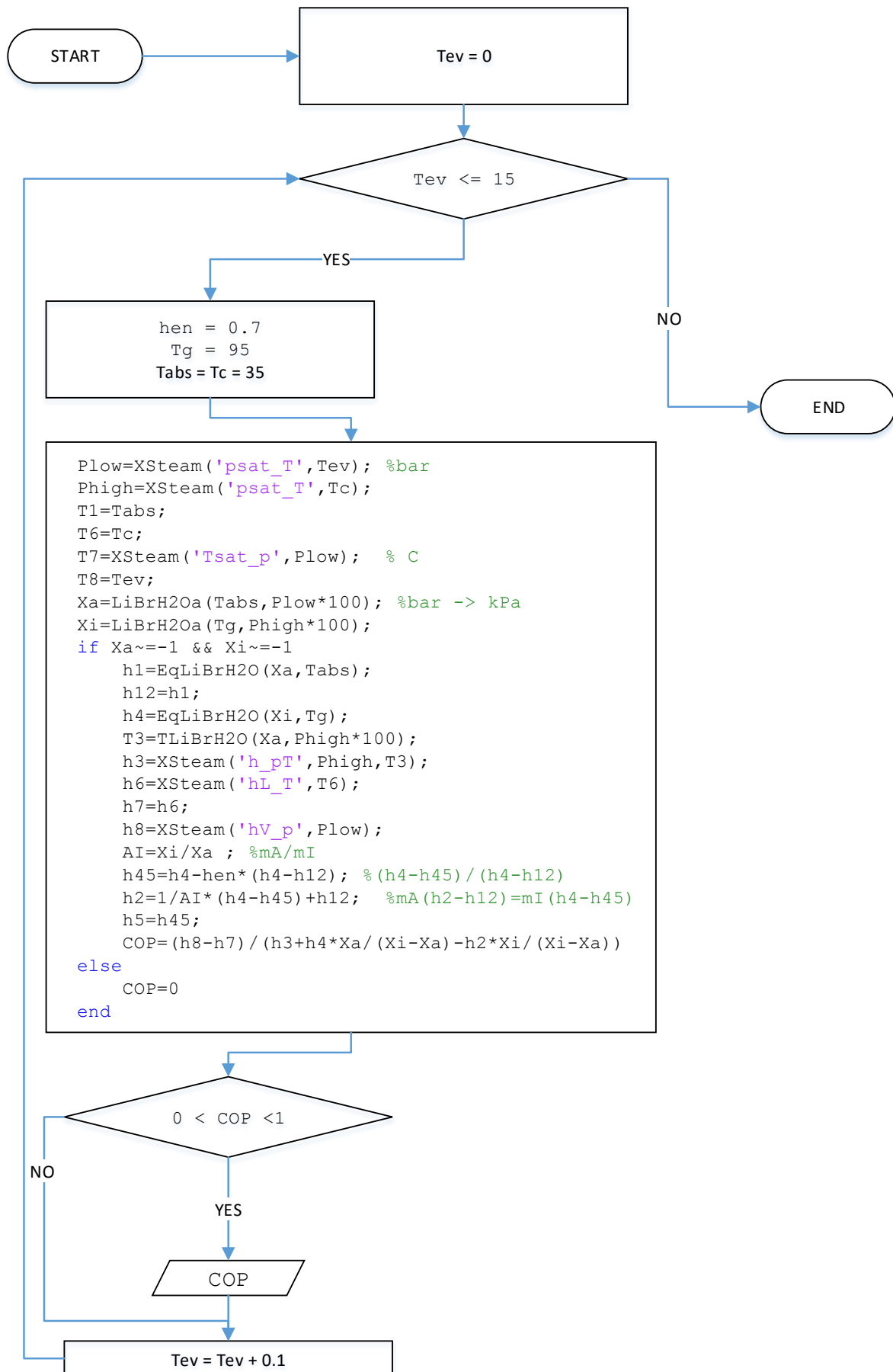
2.2.3.1.3 Συμπεριφορά συντελεστή απόδοσης COP συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης

Για να εξετάσουμε την επίδραση της θερμοκρασίας ατμοποίησης T_{ev} στην συμπεριφορά του COP θα ορίσουμε και πάλι κάποιες παραμέτρους σταθερές:

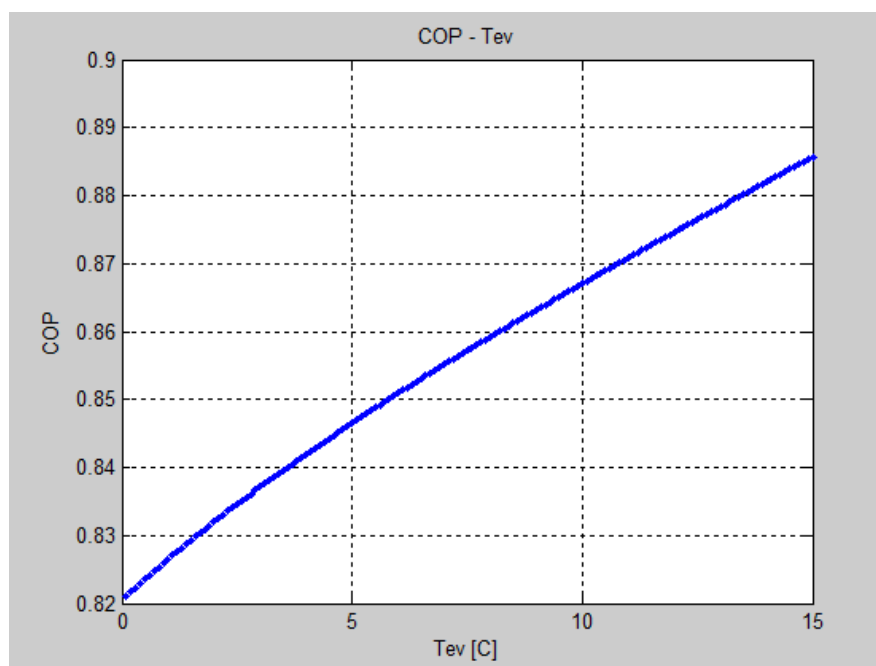
- $T_g = 95 \text{ }^\circ\text{C}$
- $\eta_{ev} = 0.7$
- $T_c = 35 \text{ }^\circ\text{C}$
- $T_{abs} = T_c = 35 \text{ }^\circ\text{C}$

Η θερμοκρασία T_{ev} θα κυμανθεί καταχρηστικά μεταξύ των $0 \text{ }^\circ\text{C}$ έως $15 \text{ }^\circ\text{C}$.

Ο αλγόριθμος που ακολουθήθηκε για αυτή τη μελέτη είναι ο ακόλουθος:



Τα αποτελέσματα της μελέτης παρουσιάζονται στο ακόλουθο Διάγραμμα 2.2-16:



Διάγραμμα 2.2-16: Μεταβολή COP συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης Tev

Διαπιστώνουμε ότι όσο αυξάνεται η Tev τόσο αυξάνεται και ο COP το οποίο είναι αναμενόμενο καθώς πλησιάζουν θερμοκρασιακά η θερμή δεξαμενή τροφοδοσίας και η δεξαμενή χαμηλής θερμοκρασίας με αποτέλεσμα να χρειάζεται λιγότερη ροή θερμότητας από την χαμηλή θερμοκρασία στην υψηλή για την διατήρηση της χαμηλής αυτής θερμοκρασίας.

2.2.3.1.4 Συμπεριφορά συντελεστή απόδοσης COP συναρτήσει του βαθμού απόδοσης του εναλλάκτη

Αναμένουμε ότι όσο μεγαλύτερος είναι ο βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη τόσο θα αυξάνεται ο COP καθώς το ισχυρό διάλυμα θα προθερμαίνεται και απαιτείται λιγότερη θερμότητα τροφοδοσίας στον αναγεννητή ώστε να απελευθερωθεί το ψυκτικό μέσο.

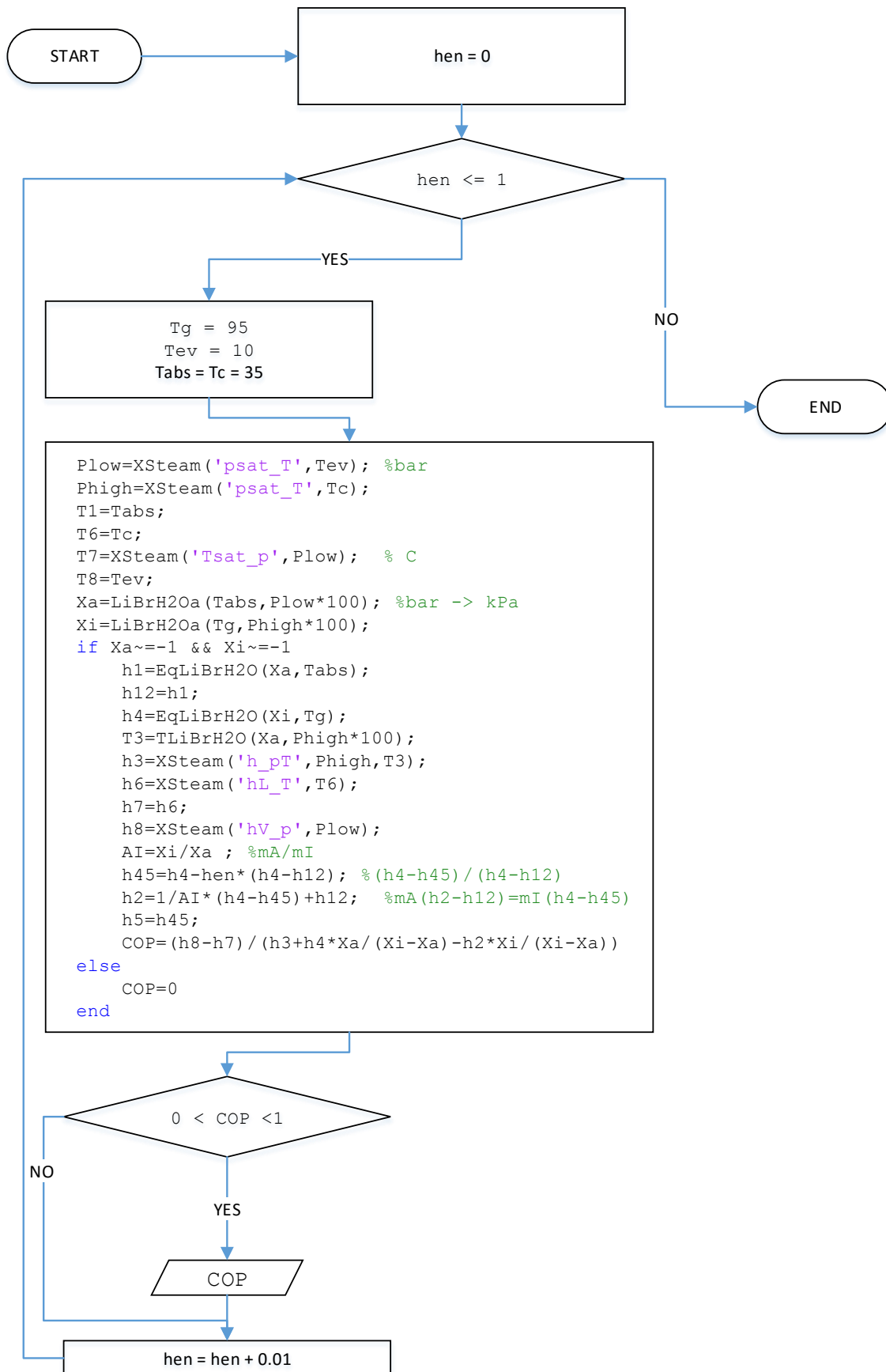
Οι παράμετροι που κρατάμε σταθερές για την μελέτη μας είναι οι ακόλουθες:

- $T_g = 95 \text{ }^\circ\text{C}$
- $T_{ev} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$
- $T_c = 35 \text{ }^\circ\text{C}$
- $T_{abs} = T_c = 35 \text{ }^\circ\text{C}$

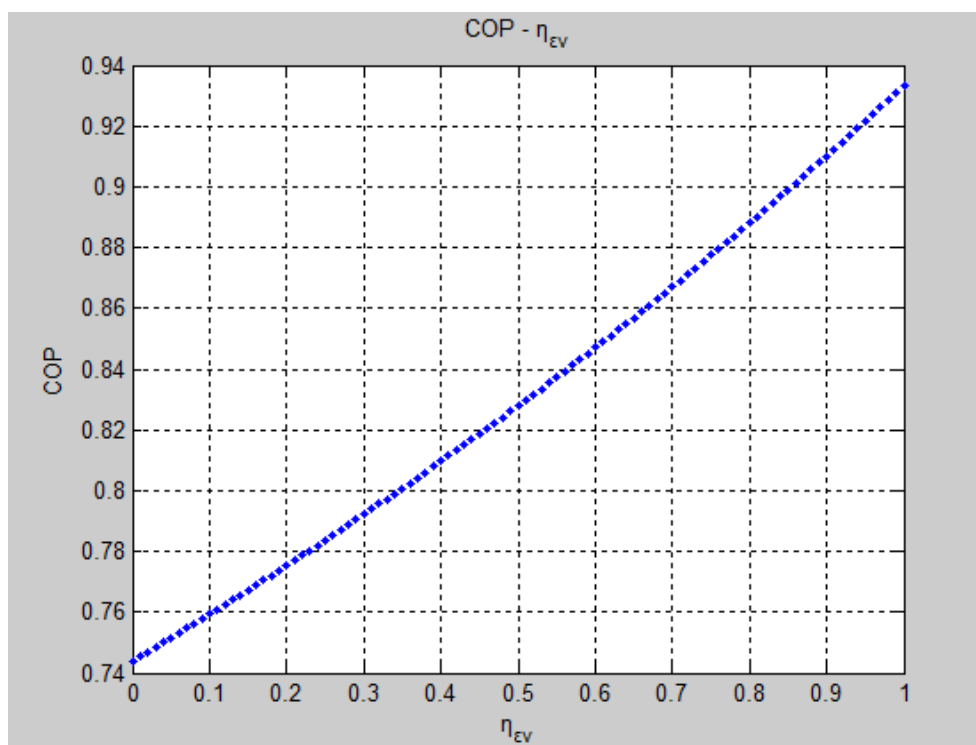
Το εύρος της τιμής του βαθμού απόδοσης του εναλλάκτη θα είναι:

- $\eta_{ev} = 0$ (καθόλου εναλλάκτης) έως καταχρηστικά $\eta_{ev} = 1$

Ο αλγόριθμος που θα ακολουθήσουμε είναι ο εξής:



Το διάγραμμα των αποτελεσμάτων είναι το ακόλουθο:



Διάγραμμα 2.2-17: Μεταβολή του COP συναρτήσει του εσωτερικού εναλλάκτη του διαλύματος η_{EV}

Όπως προβλέψαμε όσο μεγαλύτερος είναι ο βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη τόσο αυξάνει ο COP

2.2.4 Επικοινωνία ψύκτη απορρόφησης με εξωτερικές πηγές

χαμηλής και υψηλής θερμοκρασίας

Στο επόμενο στάδιο της μελέτης μας θα εξετάσουμε την τροφοδοσία του εναλλάκτη μας με θερμό νερό στον αναγεννητή από την πηγή υψηλής θερμοκρασίας και την παροχή νερού χαμηλής θερμοκρασίας στον ατμοποιητή το οποίο θα παραλαμβάνει ουσιαστικό το ψυκτικό φορτίο και θα ψύχεται.

Στο μοντέλο που θα αναπτύξουμε από εδώ και πέρα δεν θα ασχοληθούμε με την ψύξη του απορροφητή και του συμπυκνωτή αλλά θα υποθέσουμε ότι η θερμοκρασία που επικρατεί θα είναι ίση και στα δύο στοιχεία και θα είναι 7°C πάνω από την θερμοκρασία περιβάλλοντος. Στην πραγματικότητα λοιπόν θα μελετήσουμε έναν αερόψυκτη ψύκτη απορρόφησης που θα χρησιμοποιεί τον ατμοσφαιρικό αέρα ως μέσο ψύξης του απορροφητή και του συμπυκνωτή

Ο αναγεννητής και ο ατμοποιητής τροφοδοτούνται με θερμό και ψυχρό νερό αντίστοιχα και η μεταφορά θερμότητας σε αυτά τα στοιχεία προσομοιάζει τη λειτουργία εναλλακτών θερμότητας.

Προκειμένου να μελετήσουμε τον αναγεννητή και τον ατμοποιητή από τη σκοπιά του εναλλάκτη πρέπει να ορίσουμε την ψυκτική ικανότητα του ψύκτη προκειμένου να έχουμε τα μεγέθη των υπόλοιπων φορτίων και μαζών στο σύστημα.

Με βάση την θερμοδυναμική ανάλυση στο κεφάλαιο 2.1 για την ψυκτική ισχύ του ψύκτη απορρόφησης έχουμε:

$$Q_{\psi\kappa\tau\iota\kappa\acute{o}} = Q_{ev} = m_r \cdot (h_8 - h_7) \quad 2.2-3$$

όπου m_r είναι η παροχή ψυκτικού μέσου στον ατμοποιητή [kg/s] και Q_{ev} η ψυκτική ισχύς σε [kW].

Η ψυκτική ισχύς ουσιαστικά αποτελεί το ποσό θερμότητας που μεταφέρεται από το νερό προς ψύξη που εισέρχεται στον ατμοποιητή και το οποίο ψύχεται:

$$Q_{ev} = m_{cold_water} \cdot c_{p_water} \cdot (T_{cold_in} - T_{cold_out}) \quad [kW] \quad 2.2-4$$

όπου $c_{p_water} = 4.19$ kJ/kg K και m_{cold_water} σε [kg/s]

Με βάση την ψυκτική ισχύ αυτή μπορούμε να υπολογίσουμε και τις παροχές του ισχυρού διαλύματος m_l του ασθενούς διαλύματος m_a , του ψυκτικού μέσου m_r καθώς και τις υπόλοιπες ροές θερμότητας του συστήματος με βάση τις εξισώσεις στον Πίνακα 2.1-1 οι οποίες μετασχηματίζονται ως εξής:

Παροχή ψυκτικού μέσου m_r :

$$m_r = \frac{Q_{ev}}{h_8 - h_7} \quad [kg/s] \quad 2.2-5$$

Με βάση την διατήρησης μάζας στο σύστημα έχουμε:

$$m_a = m_l + m_r \quad 2.2-6$$

και από την εξίσωση 2.2-2:

$$AI = \frac{X_l}{X_a} = \frac{m_a}{m_l} \quad 2.2-7$$

Μέσω αυτών των εξισώσεων υπολογίζουμε:

Την παροχή ισχυρού διαλύματος:

$$m_l = \frac{X_a \cdot m_r}{X_l - X_a} \quad [\text{kg/s}] \quad 2.2-8$$

Την παροχή του ασθενούς διαλύματος:

$$m_a = \frac{X_l \cdot m_r}{X_l - X_a} \quad [\text{kg/s}] \quad 2.2-9$$

Ακόμα από την εξίσωση 3.2-1 του COP υπολογίζουμε την ροή θερμότητας στον αναγεννητή:

$$Q_{\text{αναγεννητή}} \equiv Q_s = Q_{ev} \cdot COP \quad [\text{kW}] \quad 2.2-10$$

ή αλλιώς

$$Q_{an} = m_r \cdot h_3 + m_l \cdot h_4 - m_a \cdot h_2 \quad [\text{kW}] \quad 2.2-11$$

Η ισότητα των δύο παραπάνω εξισώσεων θα αποτελέσει έναν επιπρόσθετο έλεγχο για την ορθή λειτουργία του μοντέλου μας.

Τέλος οι ροές θερμότητας από τον συμπυκνωτή και τον απορροφητή υπολογίζονται ως εξής:

$$Q_{\text{συμπυκνωτή}} \equiv Q_c = m_r \cdot (h_3 - h_6) \quad [\text{kW}] \quad 2.2-12$$

$$Q_{\text{απορροφητή}} \equiv Q_{abs} = m_l \cdot h_5 + m_r \cdot h_8 - m_a \cdot h_1 \quad [\text{kW}] \quad 2.2-13$$

2.2.4.1 Υπολογισμός των ροών θερμότητας στον αναγεννητή και τον

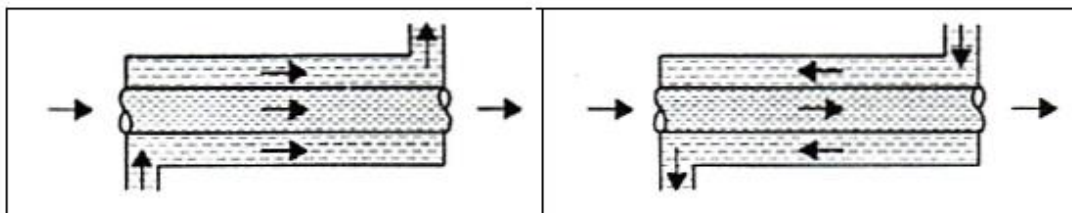
ατμοποιητή από τις εξωτερικές πηγές θερμοκρασίας.

Στο συγκεκριμένο κεφάλαιο θα αναλύσουμε τον τρόπο με τον οποίο θα υπολογίσουμε τη μεταφορά θερμότητας στον αναγεννητή και τον ατμοποιητή. Θα αντιμετωπίσουμε τα συγκεκριμένα στοιχεία ως εναλλάκτες θερμότητας και η ανάλυση που θα γίνει θα είναι ένας συνδυασμός των μεθόδων LMTD και NTU για εναλλάκτες (Κακάτσιος, 2006).

Στους εναλλάκτες η μεταφερόμενη θερμότητα μεταξύ δύο ρευστών εξαρτάται από πολλούς παράγοντες όπως η θερμοκρασιακή διαφορά των ρευστών και τα κατασκευαστικά στοιχεία του εναλλάκτη και τις παροχές των ρευμάτων. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα η ψυκτική ισχύς του ψύκτη με απορρόφηση που ορίσαμε προηγουμένως (εξίσωση 2.2-4) να μην επιτυγχάνεται πάντα από το μηχάνημα και να αποτελεί μία ονομαστική μέγιστη τιμή. Με αυτόν τον τρόπο επηρεάζονται όλα τα υπόλοιπα μεγέθη.

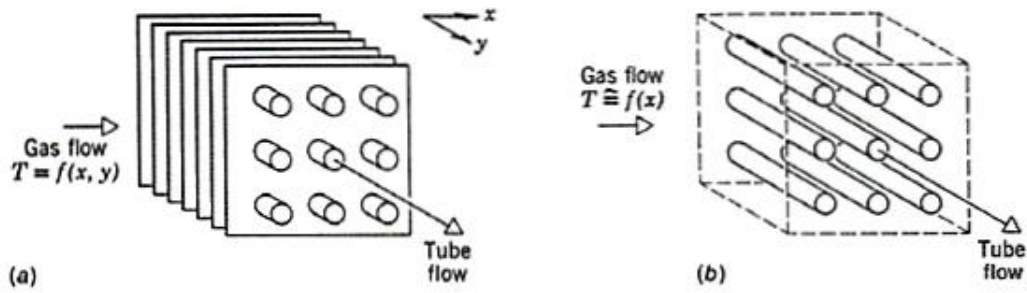
Ο εναλλάκτης θερμότητας είναι μια συσκευή η οποία διαρρέεται από δύο ρευστά διαφορετικής θερμοκρασίας και διευκολύνει τη μεταφορά θερμότητας από το θερμότερο προς το ψυχρότερο ρευστό. Εκ παραλλήλου η θερμοκρασία του ενός ρευστού θα πρέπει να ευρίσκεται υπό έλεγχο για τεχνικούς λόγους. Π.χ. η θερμοκρασία του νερού ή του αντιπηκτικού υγρού τα οποία χρησιμοποιούνται στις μηχανές εσωτερικής καύσεως ψύχονται στο ψυγείο (εναλλάκτης θερμότητας) με ρεύμα αέρος περιβάλλοντος. Από την πλευρά του σχεδιασμού του ψυγείου, η πτώση της θερμοκρασίας του νερού παίζει σημαντικό ρόλο και γι' αυτό πρέπει να ελέγχεται.

Η μεταφορά θερμότητας μεταξύ των δύο ρευστών είναι δυνατόν να γίνει είτε με ανάμειξή τους, είτε όχι. Σχεδόν στις περισσότερες εφαρμογές στους εναλλάκτες θερμότητας, τα δύο ρευστά κυκλοφορούν χωριστά, η συναγωγή εμφανίζεται από τα ρευστά προς τη διαχωριστική επιφάνεια, και η αγωγή μέσω αυτής. Ανάλογα με την κατεύθυνση της ροής των ρευστών, οι εναλλάκτες θερμότητας διακρίνονται σε εναλλάκτες ομορορής, αντιρροής και σε εναλλάκτες σταυροροής.



Σχήμα 2.2-3: Εναλλάκτης ομορορής (αριστερά) και αντιρροής (δεξιά) ¹⁵

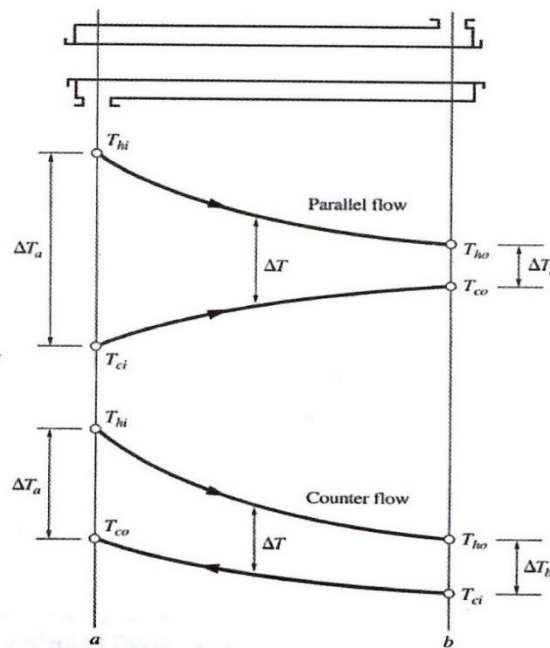
¹⁵ Αρχές Μεταφοράς Θερμότητας και μάζης, Ξενοφών Κακάτσιος, εκδόσεις Συμεών, Αθήνα 2006



Σχήμα 2.2-4: Εναλλάκτες σταυρορροής, a) χωρίς ανάμειξη ρευστών, b) με ανάμειξη του ενός ρευστού¹⁵

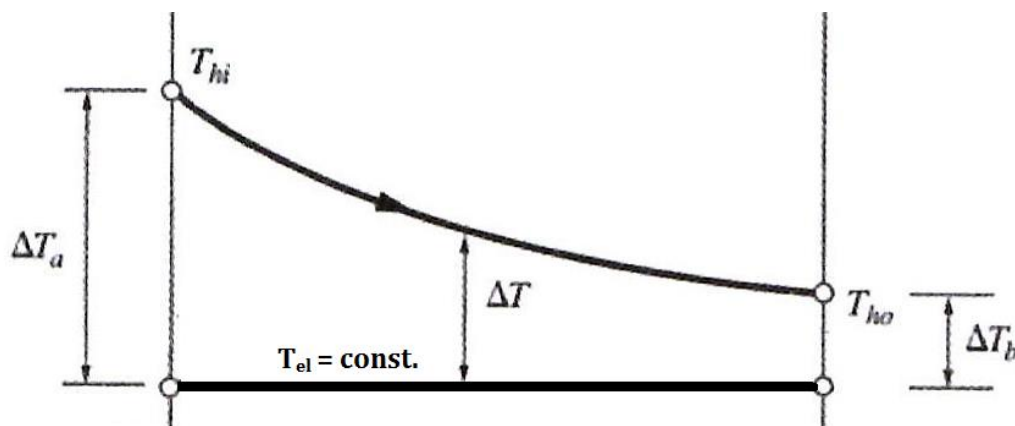
Στους εναλλάκτες σταυρορροής είναι δυνατόν τα δύο ρευστά να αναμιγνύονται ή όχι. Στους εναλλάκτες κελύφους παρεμβάλλονται στη ροή του ενός ρευστού διαφράγματα τα οποία διευκολύνουν την ανάμειξή του και κατ' επέκταση και την μεταφορά θερμότητας. Ο σχεδιασμός ενός εναλλάκτη θερμότητας περιλαμβάνει τρία στάδια: το θερμικό, το μηχανολογικό και το κατασκευαστικό. Στον θερμικό σχεδιασμό επιλέγεται ο τύπος του εναλλάκτη και εκτιμάται το μέγεθος της επιφάνειας διά της οποίας μεταφέρεται η θερμότητα, στον μηχανολογικό σχεδιασμό υπολογίζονται η πτώση της πίεσεως, οι διαβρωτικές ιδιότητες των ρευστών, οι θερμικές τάσεις ενώ ο κατασκευαστικός σχεδιασμός στοχεύει στην ικανοποίηση των ανωτέρω προϋποθέσεων με το χαμηλότερο κόστος και προκειμένου αυτό να μειωθεί ακόμη περισσότερο προτείνεται η επιλογή ενός έτοιμου, διαθέσιμου εις το εμπόριο εναλλάκτη, ο οποίος ανταποκρίνεται στις απαιτήσεις αυτές. Στα συστήματα απορρόφησης είναι προφανές ότι δεν έχουμε ανάμειξη ρευστών καθώς λειτουργούν με διαλύματα των οποίων δεν γίνεται να αλλάξουμε τη σύστασή τους.

Η μεταβολή των θερμοκρασιών σε εναλλάκτες ομορροής και αντιρροής απεικονίζεται στο ακόλουθο διάγραμμα:



Διάγραμμα 2.2-18: Μεταβολή των θερμοκρασιών σε εναλλάκτες ομορροής και αντιρροής¹⁵

Στα υπό μελέτη στοιχεία του συστήματος η θερμοκρασία τους θέλουμε να μείνει σταθερή οπότε η ανάλυσή μας θα βασιστεί στην ακόλουθη μορφή διαγράμματος και δεν θα γίνει περιορισμός στην κατηγορία τους, δηλαδή ομορροής ή αντιρροής:



Διάγραμμα 2.2-19: Μεταβολή θερμοκρασιών ρευμάτων τροφοδοσίας στους εναλλάκτες των στοιχείων του ψύκτη απορρόφησης

όπου T_{hi} η θερμοκρασία εισόδου του ρεύματος τροφοδοσίας, T_{ho} η θερμοκρασία εξόδου του ρεύματος τροφοδοσίας και T_{el} η θερμοκρασία του στοιχείου στο σύστημα απορρόφησης (αναγεννητή ή συμπυκνωτή) η οποία θεωρείται σταθερή κατά την εναλλαγή θερμότητας.

Με βάση την μέθοδο LMTD η θερμότητα που μεταφέρεται από το ρεύμα υψηλής θερμοκρασίας ορίζεται ως εξής:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad [\text{W}] \quad 2.2-14$$

όπου U είναι η ειδική θερμική διαπερατότητα [$\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$] του υλικού των σωληνώσεων του εναλλάκτη, A η συνολική επιφάνεια συναλλαγής [m^2].

Ο όρος ΔT_{lm} είναι η λογαριθμική μέση θερμοκρασιακή διαφορά και ορίζεται ως εξής:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad 2.2-15$$

Για το εισερχόμενο ρεύμα τροφοδοσίας στον εναλλάκτη έχουμε:

$$Q = m \cdot c_p \cdot (T_{in} - T_{out}) \quad [\text{W}] \quad 2.2-16$$

όπου c_p [$\text{J}/\text{kg K}$] η ειδική θερμοχωρητικότητα του ρεύματος τροφοδοσίας και m η παροχή του [kg/s]

Αντικαθιστώντας στην εξίσωση 2.2-14 έχουμε:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \Rightarrow$$

$$m \cdot c_p \cdot (T_{in} - T_{out}) = U \cdot A \cdot \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} \Rightarrow$$

$$m \cdot c_p \cdot (T_{in} - T_{out}) = U \cdot A \cdot \frac{(T_{in} - T_{el}) - (T_{out} - T_{el})}{\ln \frac{T_{in} - T_{el}}{T_{out} - T_{el}}} \Rightarrow$$

$$m \cdot c_p \cdot (T_{in} - T_{out}) = U \cdot A \cdot \frac{T_{in} - T_{out}}{\ln \frac{T_{in} - T_{el}}{T_{out} - T_{el}}} \Rightarrow$$

$$\ln \frac{T_{in} - T_{el}}{T_{out} - T_{el}} = \frac{U \cdot A}{m \cdot c_p}$$

Ο όρος $\frac{U \cdot A}{m \cdot c_p}$ σύμφωνα με την μεθοδολογία NTU (Κακάτσιος, 2006) αποτελεί τον όρο NTU,

δηλαδή:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{m \cdot c_p} = \ln \frac{T_{in} - T_{el}}{T_{out} - T_{el}} \quad [-] \quad 2.2-17$$

Επομένως μετασχηματίζοντας έχουμε:

$$\frac{T_{in} - T_{el}}{T_{out} - T_{el}} = e^{NTU} \Rightarrow T_{out} - T_{el} = (T_{in} - T_{el}) \cdot e^{-NTU} \quad \text{και τελικά:}$$

$$T_{out} = (T_{in} - T_{el}) \cdot e^{-NTU} + T_{el} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad 2.2-18$$

Στην σχέση 2.2-17 βλέπουμε ότι για να ορίσουμε το NTU σε έναν εναλλάκτη πρέπει να γνωρίζουμε τα κατασκευαστικά του χαρακτηριστικά U και A, αλλά και την παροχή του ρεύματος τροφοδοσίας ώστε να υπολογίσουμε την θερμοκρασία εξόδου του ρεύματος

τροφοδοσίας. Η εισαγωγή αυτών των παραμέτρων στο σύστημα μας είναι πολύπλοκη σχετικά και γι' αυτό το λόγο θα συνδέσουμε τον όρο NTU με τον βαθμό απόδοσης του εναλλάκτη όπως είχαμε ορίσει στη θερμοδυναμική ανάλυση του συστήματος απορρόφησης.

Σύμφωνα λοιπόν με τον ορισμό του βαθμού απόδοσης ενός εναλλάκτη που έχουμε χρησιμοποιήσει (εξ. 3.1-5):

$$\eta = \frac{T_{in} - T_{out}}{T_{in} - T_{el}} \quad 2.2-19$$

Από την εξίσωση 2.2-17 έχουμε:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{m \cdot c_p} = \ln \frac{T_{in} - T_{el}}{T_{out} - T_{el}} \Rightarrow \frac{T_{in} - T_{el}}{T_{out} - T_{el}} = e^{NTU} \Rightarrow$$

$$\frac{T_{out} - T_{el}}{T_{in} - T_{el}} = e^{-NTU} \Rightarrow 1 - \frac{T_{out} - T_{el}}{T_{in} - T_{el}} = 1 - e^{-NTU} \Rightarrow$$

$$\frac{(T_{in} - T_{el}) - (T_{out} - T_{el})}{T_{in} - T_{el}} = 1 - e^{-NTU} \Rightarrow \frac{T_{in} - T_{out}}{T_{in} - T_{el}} = 1 - e^{-NTU}$$

Προκύπτει λοιπόν ότι:

$$\eta = 1 - e^{-NTU} \quad 2.2-20$$

και

$$NTU = -\ln(1 - \eta) \quad 2.2-21$$

Με βάση την παραπάνω ανάλυση καταλήξαμε σε μία σχέση η οποία μπορεί να μας δώσει τις θερμοκρασίες εξόδων των ρευμάτων τροφοδοσίας συναρτήσει των βαθμό απόδοσης των εναλλακτών στον αναγεννητή και τον ατμοποιητή, των θερμοκρασιών των στοιχείων, και της θερμοκρασίας εισόδου των ρευμάτων σε αυτά:

$$T_{sout} = (T_{sin} - T_g) \cdot e^{-NTUG} + T_g \quad \text{όπου } NTUG = -\ln(1 - \eta_G) \quad 2.2-22$$

Με T_{sout} η θερμοκρασία εξόδου του θερμού νερού τροφοδοσίας από τον αναγεννητή [$^{\circ}\text{C}$], T_{sin} θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού [$^{\circ}\text{C}$], T_g η θερμοκρασία αναγέννησης [$^{\circ}\text{C}$] και η_G ο βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη του αναγεννητή.

$$T_{cout} = (T_{cin} - T_{ev}) \cdot e^{-NTUE} + T_{ev} \quad \text{όπου } NTUE = -\ln(1 - \eta_E) \quad 2.2-23$$

Με T_{cout} η θερμοκρασία εξόδου του ψυχρού νερού τροφοδοσίας από τον ατμοποιητή [$^{\circ}\text{C}$], T_{cin} θερμοκρασία εισόδου του ψυχρού νερού [$^{\circ}\text{C}$], T_{ev} η θερμοκρασία ατμοποίησης [$^{\circ}\text{C}$] και η_E ο βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη του ατμοποιητή.

Θεωρώντας σταθερή την T_{ev} διαπιστώνουμε από την εξίσωση 2.2-4:

$$Q_{ev} = m_{cold_water} \cdot c_{p_water} \cdot (T_{cold_in} - T_{cold_out})$$

ότι για να επιτύχουμε το ψυκτικό φορτίο Q_{ev} η παροχή κρύου νερού καθορίζεται από αυτήν. Για μικρότερη παροχή θα πάρουμε λιγότερο ψυκτικό φορτίο όπως είναι λογικό λόγω του σχεδιασμού του εναλλάκτη.

Όσον αφορά τον αναγεννητή εάν θέλουμε να είναι σταθερή η T_g τότε θα έχουμε ένα μοντέλο μεταβλητής παροχής θερμού νερού καθώς η ροή θερμότητας Q_s μεταβάλλεται όσο μεταβάλλεται ο COP με βάση την εξίσωση 2.2-10:

$$Q_s = Q_{ev} \cdot COP(T_c(T_{amb}))$$

ο οποίος εξαρτάται όπως είπαμε από την θερμοκρασία της συμπύκνωσης και η οποία δεν είναι σταθερή αφού και αυτή με τη σειρά της εξαρτάται από την θερμοκρασία του περιβάλλοντος ($T_c = T_{ambient} + 7^{\circ}\text{C}$). Η παροχή θερμού νερού σε αυτήν την περίπτωση θα καθορίζεται από τον ακόλουθο τύπο αφού θα είναι γνωστά όλα τα υπόλοιπα μεγέθη:

$$Q_s = m_s \cdot c_{p_water} \cdot (T_{sin} - T_{sout}) \quad [\text{kW}] \quad 2.2-24$$

όπου $c_{p_water} = 4.19 \text{ kJ/kg K}$ και m_s σε $[\text{kg/s}]$

Εάν επιλέξουμε να έχουμε σταθερή παροχή θερμού νερού στον αναγεννητή τότε περνάμε σε ένα μοντέλο μεταβλητής T_g .

Με βάση τα παραπάνω συμπεράσματα αναπτύξαμε δύο μοντέλα ψύκτη απορρόφησης:

1. Μεταβλητής παροχής θερμού νερού m_s
2. Μεταβλητής θερμοκρασίας αναγέννησης T_g

2.2.4.2 Συνθήκες αναφοράς για τους εναλλάκτες του αναγεννητή και του

ατμοποιητή

Στα μοντέλα που θα αναπτύξουμε θα δίνουμε τη δυνατότητα επιλογής των βαθμών απόδοσης των εναλλακτών στον αναγεννητή και τον ατμοποιητή αλλά στην περίπτωση που επιθυμείται να αλλαχθούν θα ορίσουμε κάποιους για συνθήκες αναφοράς.

Οι συνθήκες αναφοράς που επιλέγουμε για το σύστημα απορρόφησης με βάση την βιβλιογραφία είναι οι ακόλουθες:

- Θερμοκρασιακή πτώση θερμού νερού στον αναγεννητή: 7 °C
- Θερμοκρασία αναγέννησης σε σχέση με τη θερμοκρασία εισόδου του ζεστού νερού: $T_g = T_{sin} - 10$ °C
- Θερμοκρασιακή πτώση κρύου νερού: 5 °C
- Θερμοκρασία ατμοποίησης: $T_{ev} = 10$ °C
- Θερμοκρασία εισόδου ζεστού νερού: $T_{sin} = 100$ °C
- Θερμοκρασία εισόδου κρύου νερού: $T_{cin} = 18$ °C

Αναπτύσσουμε λοιπόν τον ακόλουθο κώδικα:

```
Tsino=100;
Tgo=Tsino-10;
Tsouto=Tsino-7;
Tcino=18;
Tcouto=Tcino-5;

NTUE=log((Tcino-Tevo)/(Tcouto-Tevo))
NTUG=log((Tsino-Tgo)/(Tsouto-Tgo))
hE=1-exp(-NTUE)
hG=1-exp(-NTUG)
```

Και λαμβάνουμε τα εξής αποτελέσματα:

$$Tsouto = 93 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Tcouto = 13 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$NTUE = 0.9808$$

$$NTUG = 1.2040$$

$$hE = 0.6250$$

$$hG = 0.7000$$

Διαπιστώνουμε ότι οι βαθμοί απόδοσης των εναλλακτών που προκύπτουν είναι εντός φυσιολογικών ορίων και αποτελούν αποδεκτές τιμές αναφοράς αυτές που θέσαμε.

2.2.4.3 Μοντέλο ψύκτη απορρόφησης με μεταβλητή παροχή θερμού νερού

Το μοντέλο μεταβλητής παροχής θερμού νερού που αναπτύξαμε μπορεί να χρησιμοποιηθεί για να δίνει σήμα ελέγχου στον κυκλοφορητή θερμού νερού τροφοδοσίας ώστε να μεταβάλλεται η παροχή του ζεστού νερού ανάλογα με τις απαιτήσεις και να διατηρείται σταθερή η θερμοκρασία αναγέννησης ώστε να αυξήσουμε την σταθερότητα του ψύκτη απορρόφησης.

Οι είσοδοι του συστήματός μας λοιπόν θα είναι οι εξής:

- Θερμοκρασία εισόδου ζεστού νερού: **T_{sin}** [°C]
- Θερμοκρασία εισόδου κρύου νερού : **T_{cin}** [°C]
- Θερμοκρασία περιβάλλοντος: **T_{amb}** [°C]
- Θερμοκρασία ατμοποίησης: **T_{ev}** [°C]
(σε όλη τη μελέτη ορίζουμε T_{ev}=10 °C αλλά δίνεται η δυνατότητα μεταβολής της)
- Ονομαστική ψυκτική ισχύς: **Q_{ev0}** [kW]
- Ειδική θερμοχωρητικότητα ρευστών τροφοδοσίας αναγεννητή και ατμοποιητή **C_p** [kJ/kg K]
(Σε όλη μελέτη χρησιμοποιούμε νερό με C_p = 4.19 kJ/kg K)
- Βαθμός απόδοσης εναλλάκτη διαλύματος LiBr- H₂O: **h_{en}**
- Βαθμός απόδοσης εναλλάκτη αναγεννητή: **h_G**
- Βαθμός απόδοσης εναλλάκτη ατμοποιητή: **h_E**
- Παροχή κρύου νερού: **m_w** [kg/s]

Εάν η παροχή του κρύου νερού δοθεί από τον χρήστη τότε το ψυκτικό φορτίο ορίζεται με βάση την εξίσωση 2.2-4:

$$Q_{ev} = m_{cold_water} \cdot c_{p_water} \cdot (T_{cold_in} - T_{cold_out}) \quad [kW]$$

λόγω όπως είπαμε των κατασκευαστικών περιορισμών του εναλλάκτη ατμοποίησης που ορίζουμε μέσω του βαθμού απόδοσής του.

Εάν η παροχή δεν δοθεί από τον χρήστη τότε το μοντέλο χρησιμοποιεί την ονομαστική ψυκτική ισχύ του συστήματος για τον υπολογισμό του από την ίδια εξίσωση 2.2-4 με μόνο άγνωστο την παροχή m_w.

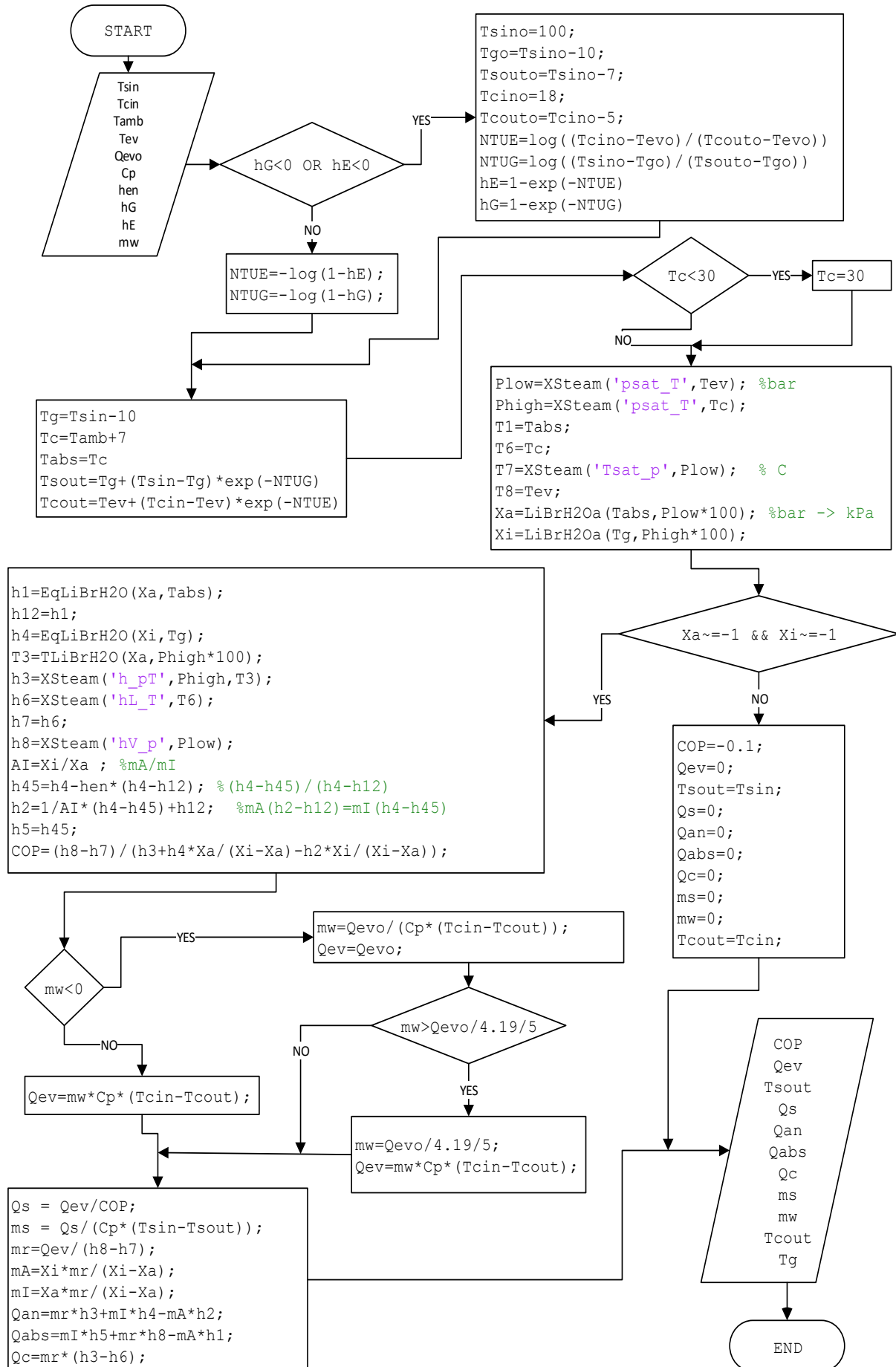
Επίσης θα προσθέσουμε μία δικλείδα ασφαλείας για την παροχή κρύου νερού στην περίπτωση που δεν ορίζεται από τον χρήστη. Εάν η θερμοκρασία εισόδου του κρύου νερού είναι αρκετά χαμηλή τότε η θερμοκρασιακή πτώση θα είναι και με τη σειρά της πολύ μικρή λόγω του ότι πάντα T_{cout}>T_{ev}. Σε αυτήν την περίπτωση το ρευστό μας για να μπορέσει να παραλάβει το ψυκτικό φορτίο με βάση την εξίσωση 2.2-4 θα πρέπει να μεγαλώσει την παροχή του. Αποτέλεσμα είναι το σύστημα να τείνει να απειρίσει την παροχή σε περίπτωση που η ονομαστική ψυκτική ισχύς δεν μπορεί να παραληφθεί από το ρευστό. Γι' αυτό το λόγο και περιορίζουμε την παροχή m_w. Αρχικά υπολογίζεται η παροχή που χρειάζεται να παραλάβει το ψυκτικό φορτίο:

$$m_w = \frac{Q_{ev0}}{C_p \cdot (T_{cin} - T_{cout})} \quad [\text{kg/s}] \quad 2.2-25$$

Εάν αυτή η παροχή είναι μεγαλύτερη από εκείνη που θα χρειαζόταν εάν είχαμε 5 °C θερμοκρασιακή πτώση τότε η παροχή για αυτήν τη θερμοκρασιακή πτώση των 5 °C ορίζεται ως παροχή του ρευστού και παραλαμβάνει λιγότερη ψυκτική ισχύ με βάση την εξίσωση 3.2-4. το οποίο είναι και λογικό αφού δεν υπάρχει και η ανάλογη απαίτηση για την ονομαστική ψυκτική ισχύ.

Σε περίπτωση που δεν θέλουμε να εισάγουμε κάποιο μέγεθος στο μοντέλο όπως είναι τα hG, hE, ή m_w όπως αναφέραμε παραπάνω εισάγουμε αρνητικές τιμές ώστε να τις αναγνωρίσει ο αλγόριθμος.

Το διάγραμμα ροής του αλγορίθμου του μοντέλου μεταβλητής ροής ακολουθεί παρακάτω:



Τα βήματα που ακολουθούνται συνοπτικά είναι τα εξής:

1. Εισαγωγή δεδομένων
2. Έλεγχος βαθμών απόδοσης εναλλακτών αναγεννητή και ατμοποιητή. Εάν είαι έστω και ένας μικρότερος του 0 τότε υπολογίζονται με βάση τις συνθήκες αναφοράς που αναλύσαμε στο κεφάλαιο 2.2.4.2 «Συνθήκες αναφοράς για τους εναλλάκτες του αναγεννητή και του ατμοποιητή».
3. Υπολογισμός θερμοκρασιών T_g , T_c , T_{abs} , T_{sout} , T_{cout}
4. Έλεγχος θερμοκρασίας συμπύκνωσης ώστε να είναι τουλάχιστον 30 °C
5. Υπολογισμός συγκεντρώσεων ισχυρού και ασθενούς διαλύματος στον κύκλο απορρόφησης. Εάν είναι εκτός ορίων ($X=-1$) τότε ο ψύκτης κλείνει. Ορίζουμε τον COP σε αυτή την περίπτωση -0.1 ώστε να ξέρουμε το λόγο που κλείνει ο ψύκτης καθώς στη συνέχεια θα προσθέσουμε και σήμα ελέγχου ως είσοδο για τη λειτουργία του.
6. Υπολογισμός COP εφόσον οι συγκεντρώσεις X είναι και οι δύο διάφορες του -1
7. Έλεγχος της παροχής κρύου νερού
8. Υπολογισμός παροχής θερμού νερού m_s , παροχών των διαλυμάτων και του ψυκτικού μέσου και των ρών θερμότητας στα στοιχεία του συστήματος απορρόφησης.
9. Έξοδος αποτελεσμάτων

2.2.4.4 Μοντέλο ψύκτη απορρόφησης με μεταβλητή θερμοκρασία

αναγέννησης

Προκειμένου να αναπτύξουμε το μοντέλο της μεταβλητής θερμοκρασίας αναγέννησης T_g θα αναλύσουμε τον τρόπο υπολογισμού της μέσω της σταθερής παροχής θερμού νερού m_s στον αναγεννητή.

Με βάση τον ορισμό του COP (εξίσωση 2.1-6) έχουμε:

$$COP = \frac{Q_{ev}}{Q_g} = \frac{Q_{ev}}{Q_s} = \frac{m_w \cdot c_p \cdot (T_{cin} - T_{cout})}{m_s \cdot c_p \cdot (T_{sin} - T_{sout})} \quad 2.2-26$$

Με βάση τον ορισμό του βαθμού απόδοσης των εναλλακτών των στοιχείων του συστήματος απορρόφησης από την εξίσωση 2.2-19 έχουμε:

Για τον αναγεννητή:

$$\eta_G = \frac{T_{sin} - T_{sout}}{T_{sin} - T_g} \Rightarrow T_{sin} - T_{sout} = \eta_G \cdot (T_{sin} - T_g) \quad 2.2-27$$

Για τον ατμοποιητή ομοίως:

$$\eta_E = \frac{T_{cin} - T_{cout}}{T_{cin} - T_{ev}} \Rightarrow T_{cin} - T_{cout} = \eta_E \cdot (T_{cin} - T_{ev}) \quad 2.2-28$$

Αντικαθιστώντας λοιπόν στην εξίσωση 2.2-26:

$$COP = \frac{m_w \cdot \eta_E \cdot (T_{cin} - T_{ev})}{m_s \cdot \eta_G \cdot (T_{sin} - T_g)} \quad 2.2-29$$

Προκύπτει λοιπόν με αυτόν τον τρόπο ένας δεύτερος τρόπος υπολογισμού του COP ο οποίος εξαρτάται από την T_g . Διερευνώντας λοιπόν ένα εύρος T_g θα εντοπίσουμε εκείνη την οποία θα μας δώσει τον ίδιο COP με τον αλγόριθμο υπολογισμού του συστήματος απορρόφησης που αναπτύξαμε και με αυτόν τον τρόπο θα υπολογίζουμε κάθε φορά την T_g .

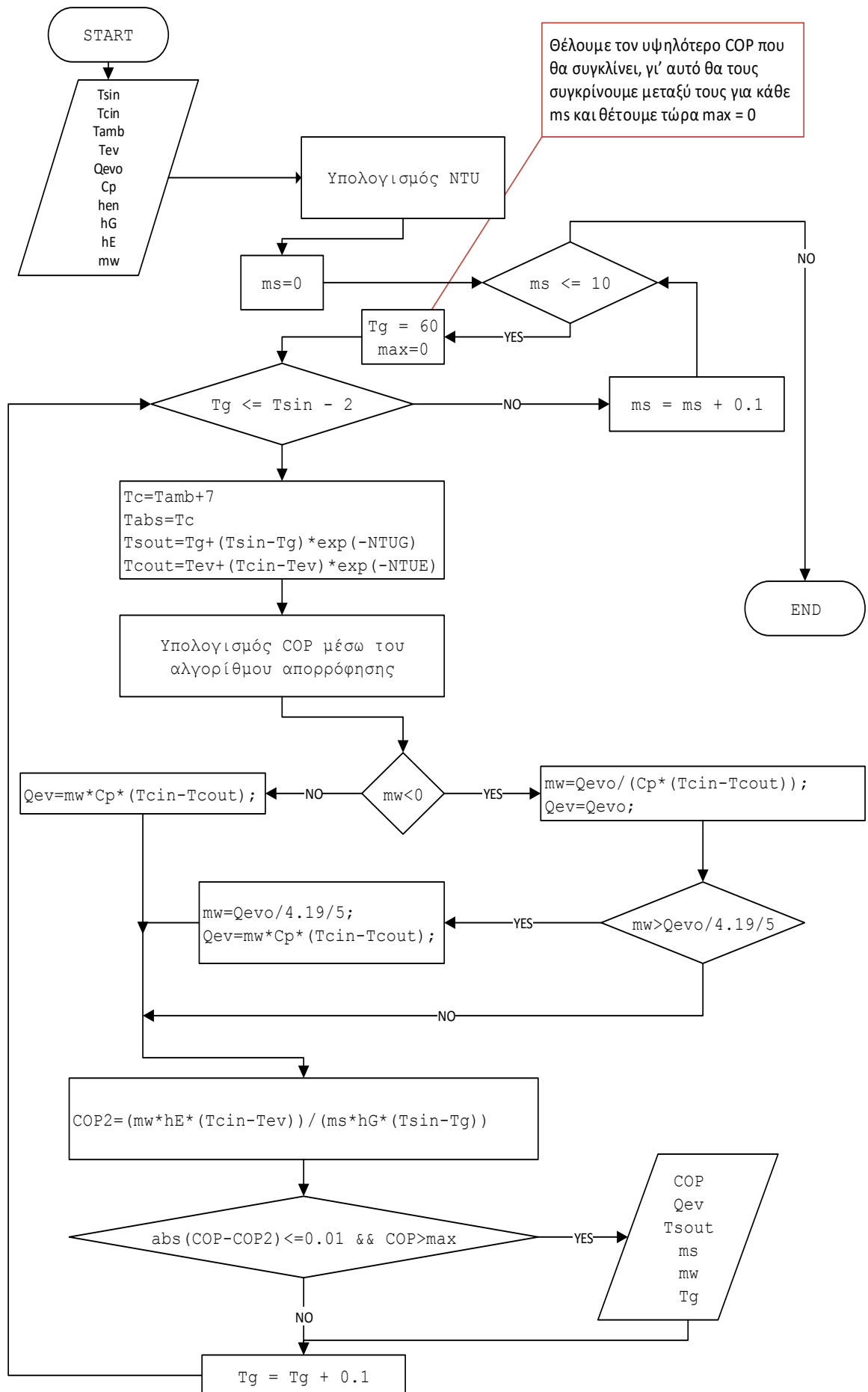
Ωστόσο απαιτείται ιδιαίτερη προσοχή στις τιμές των παροχών m_s και m_w καθώς μπορεί ο λόγος αυτών να μην μπορεί να αντισταθμιστεί από τους υπόλοιπους όρους της εξίσωσης 3.2-28 και οι δύο COP να μην συγκλίνουν ποτέ.

Γι' αυτό το λόγο απαιτείται και ταυτόχρονος έλεγχος του εύρους των παροχών m_s ώστε να διαπιστωθεί εάν υπάρχει κάποια T_g για αυτήν ώστε να συγκλίνουν οι COP.

Τα εύρη που θα εξερευνηθούν είναι:

- Η θερμοκρασία αναγέννησης T_g από 60°C έως $T_{sin} - 2$
- Η παροχή θερμού νερού από 0 έως 10 kg/s
- Η σύγκλιση θα επιτυγχάνεται όταν η διαφορά των COP θα είναι μικρότερη του 0.01

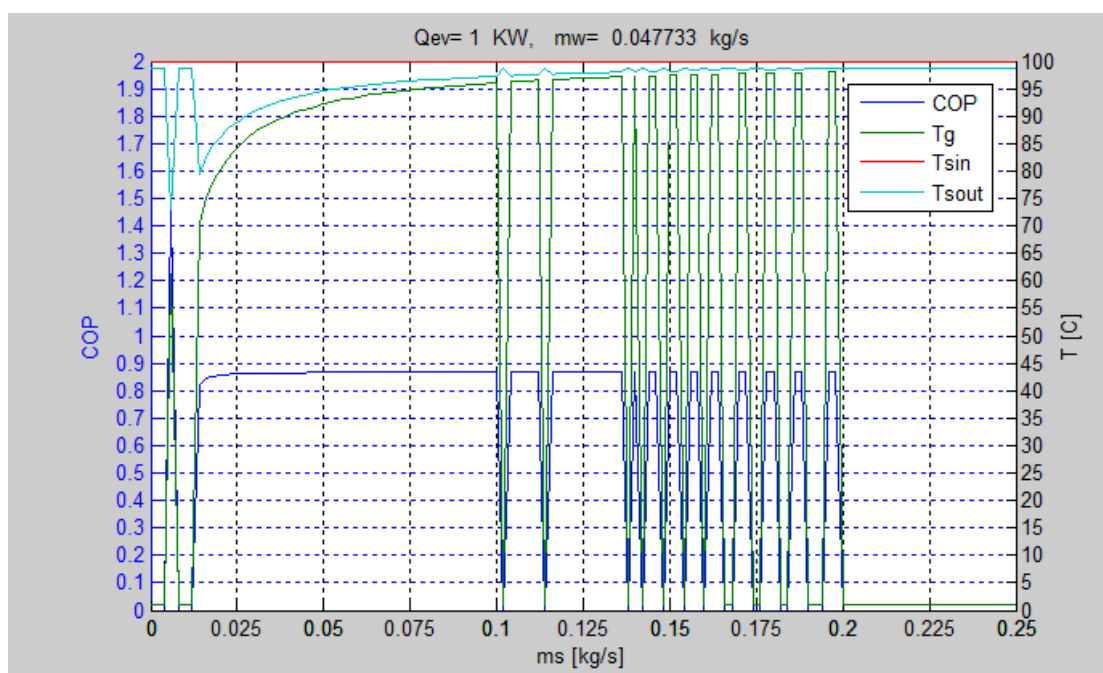
Ο αλγόριθμος αυτού του ελέγχου είναι ο ακόλουθος:



Τα αποτελέσματα που πήραμε είναι για τις εξής παραμέτρους εισόδου:

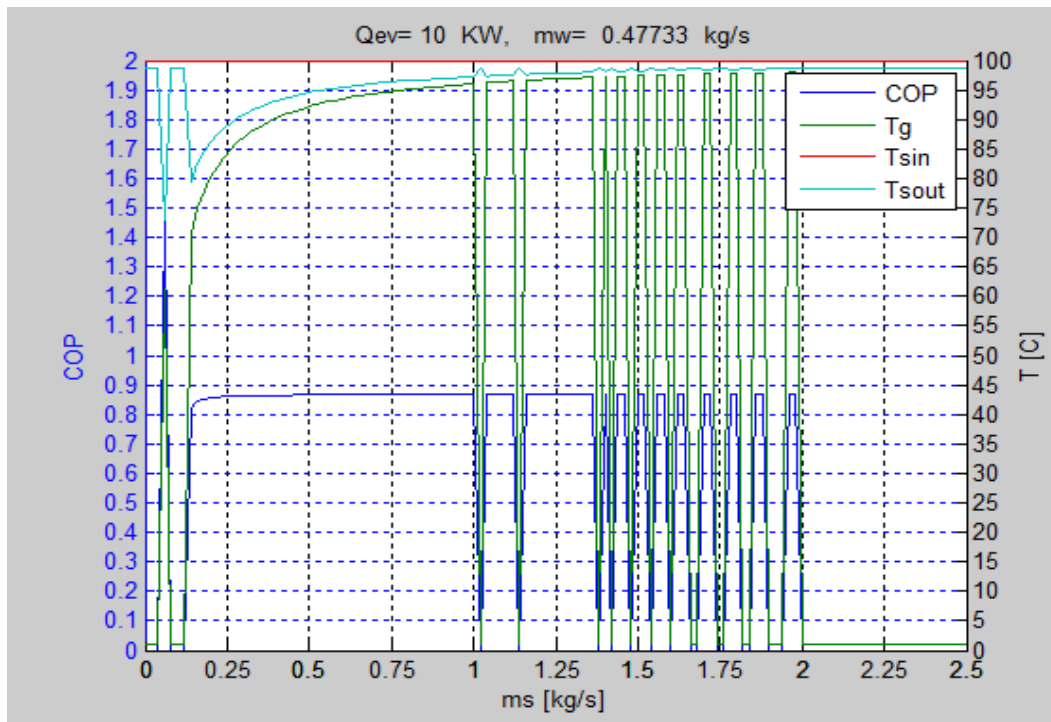
- $T_{sin}=100\text{ }^{\circ}\text{C}$
- $h_{en}=0.7$
- $T_{amb}=28\text{ }^{\circ}\text{C}$
- $C_p=4.19\text{ kJ/kg}$
- $T_{cin}=18\text{ }^{\circ}\text{C}$
- $m_w=-1$
- $Q_{evo}=1, 10, 50, 100, 200\text{ kW}$
- $T_{evo}=10\text{ }^{\circ}\text{C}$
- $h_G=-1$
- $h_E=-1$

Τα ακόλουθα διαγράμματα Διάγραμμα 2.2-20 Διάγραμμα 2.2-24 αναπαριστούν τον COP, την T_g , την T_{sin} και την T_{sout} συναρτήσει της παροχής m_s για διάφορες ψυκτικές ισχύς:



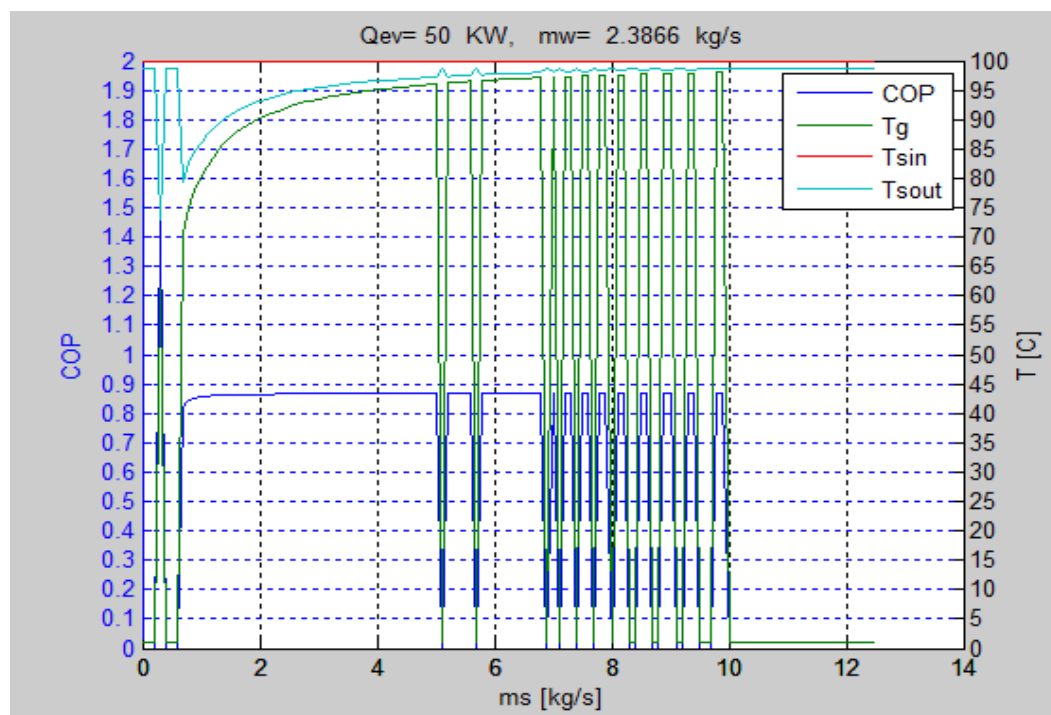
Διάγραμμα 2.2-20: COP - παροχή θερμού νερού m_s για ψυκτική ισχύ $Q_{ev} = 1\text{ kW}$

Για ψυκτική ισχύ 1 kW έχουμε $m_w = 0.0477\text{ kg/s}$ και η m_s κυμαίνεται μεταξύ 0.02 και οριακά 0.1 kg/s για να υπάρχει σταθερή σύγκλιση των COP. Επίσης παρατηρούμε ότι όσο αυξάνεται η παροχή m_s τόσο μικραίνει η θερμοκρασιακή διαφορά του θερμού νερού τροφοδοσίας κάτι απόλυτα λογικό αφού έχουμε μεγαλύτερη ροή θερμότητας όσο αυξάνεται η παροχή και για να διατηρηθεί στην ίδια που απαιτείται με βάση το ψυκτικό φορτίο πρέπει να μικρύνει η πτώση της θερμοκρασίας.



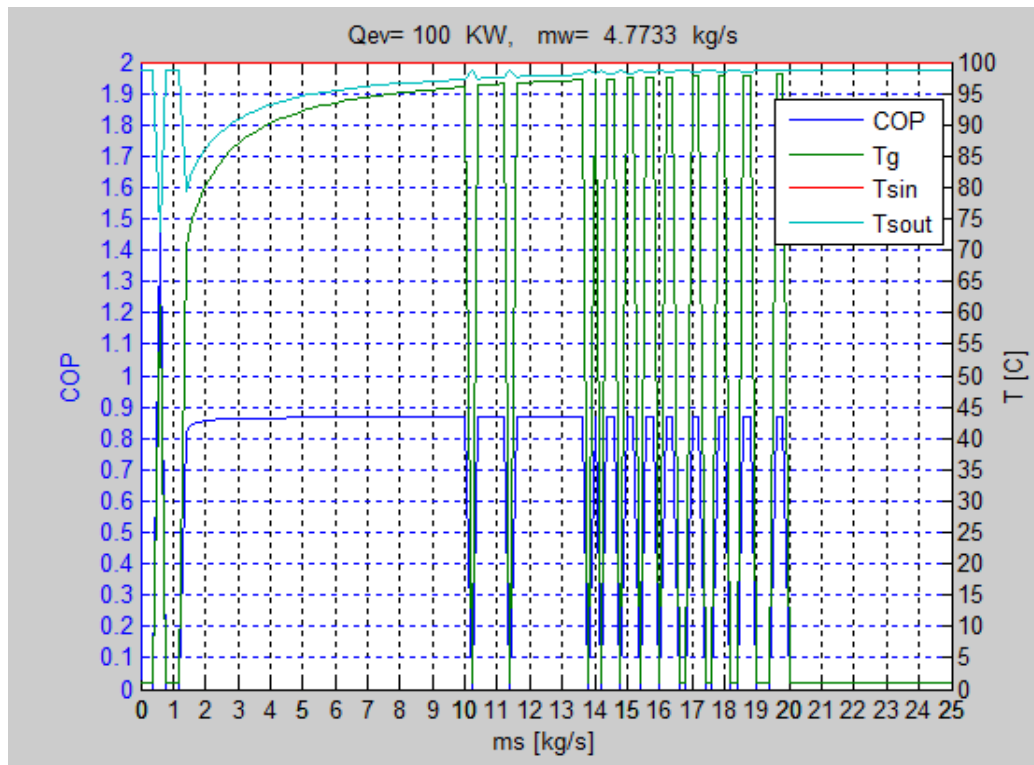
Διάγραμμα 2.2-21: COP - παροχή θερμού νερού ms για ψυκτική ισχύ $Q_{ev} = 10 \text{ kW}$

Για $Q_{ev} = 10 \text{ kW}$ έχουμε $m_w = 0.477 \text{ kg/s}$ και περίπου $0.2 < m_s < 1 \text{ kg/s}$.



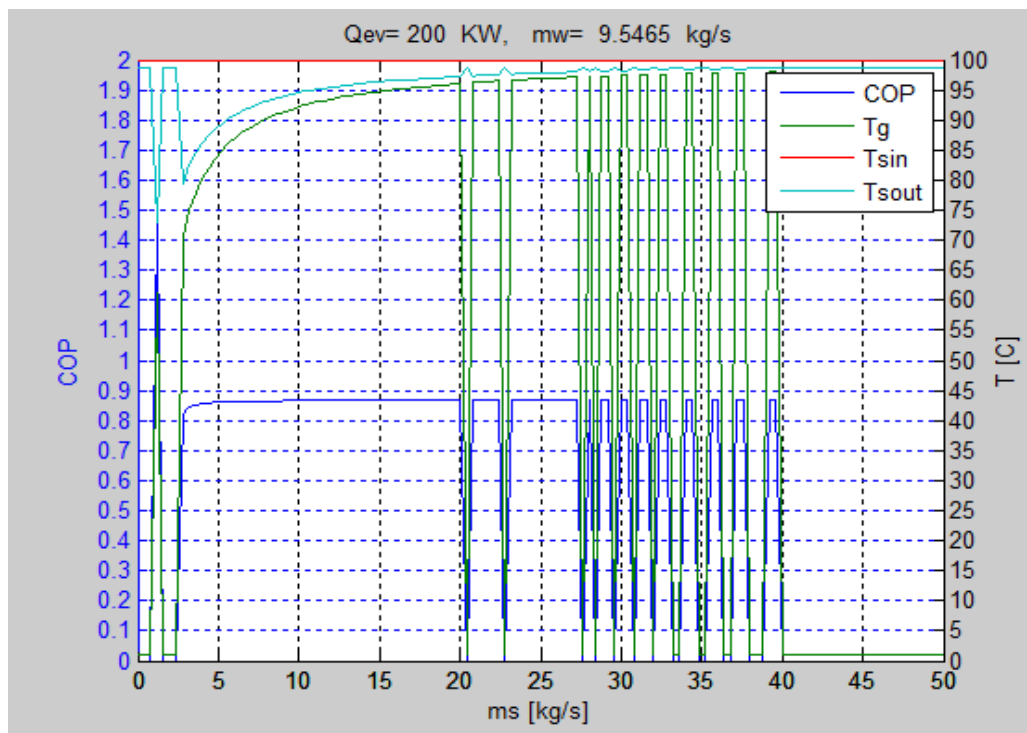
Διάγραμμα 2.2-22: COP - παροχή θερμού νερού ms για ψυκτική ισχύ $Q_{ev} = 50 \text{ kW}$

Για $Q_{ev} = 50 \text{ kW}$ έχουμε $m_w = 2.3866 \text{ kg/s}$ και περίπου $1 < m_s < 4.5 \text{ kg/s}$.



Διάγραμμα 2.2-23: COP - παροχή θερμού νερού m_s για ψυκτική ισχύ $Q_{ev} = 100 \text{ kW}$

Για $Q_{ev} = 100 \text{ kW}$ έχουμε $m_w = 4.7733 \text{ kg/s}$ και περίπου $2 < m_s < 10 \text{ kg/s}$.



Διάγραμμα 2.2-24: COP - παροχή θερμού νερού m_s για ψυκτική ισχύ $Q_{ev} = 200 \text{ kW}$

Για $Q_{ev} = 200 \text{ kW}$ έχουμε $m_w = 9.5465 \text{ kg/s}$ και περίπου $3 < m_s < 20 \text{ kg/s}$.

Διαπιστώνουμε ότι υπάρχει γραμμική εξάρτηση μεταξύ των παροχών m_s και m_w μεταξύ των διαγραμμάτων καθώς, ανάλογα με την μεταβολή της Q_{ev} , οι παροχές είναι τα αντίστοιχα πολλαπλάσια μεταξύ τους. Επίσης διαπιστώνουμε ότι ο COP παραμένει σταθερός όσο αυξάνεται η παροχή του θερμού νερού m_s στην περιοχή σύγκλισης των COP και αυτό αλλάζει μόνο στις μικρές τιμές της m_s όπου εμφανίζεται ένας θετικός ρυθμός αύξησης μέχρι τη σταθεροποίησή του. Για αυτό το λόγο συνίσταται να επιλέγουμε τιμές στο μέσο της επιτρεπόμενης παροχής θερμού νερού ώστε να εξασφαλίζουμε την σταθερότητα του βαθμού απόδοσης.

Τα παραπάνω διαγράμματα μπορούν να λειτουργήσουν ως οδηγοί για τη συνδεσμολογία του ψύκτη απορρόφησης καθώς καλύπτουν μεγάλο εύρος ψυκτικών ισχύων και μέσω αυτών μπορούμε να καθορίσουμε την απαιτούμενη m_s ώστε να λειτουργήσει το σύστημά μας.

Ωστόσο εάν αλλάξουν κάποιες από τις παραμέτρους που ορίσαμε ή θέλουμε να εξετάσουμε το σύστημα μας λεπτομερέστερα για κάποια άλλη θερμοκρασία περιβάλλοντος, δηλαδή θερμοκρασία συμπύκνωσης, μπορούμε να τροποποιήσουμε τον κώδικα για να δούμε τα καινούργια όρια της παροχής θερμού νερού τροφοδοσίας του αναγεννητή, m_s .

Ο κώδικας για τα παραπάνω διαγράμματα ακολουθεί στη συνέχεια:

```
%-----Inputs-----
clear
clc
%-----Inputs-----
Tsin=100;
hen=0.7;
Tamb=28;
Cp=4.19;
Tcin= 18;
ctrl=1;
mw=-1;
Qevo=100;
Tevo=10;
hG=-1;
hE=-1;
%-----Reference-----
if hG<0 || hE<0
Tsino=100;
Tgo=Tsino-10;
Tco=37;
Tsouto=Tsino-7;
```

```

Tcino=18;
Tcouto=Tcino-5;
Tabso=Tco;
%-----UA/(m*Cp) gia generator kai evaporator-----
NTUE=log((Tcino-Tevo)/(Tcouto-Tevo));
NTUG=log((Tsin-Tg)/(Tsout-Tg));
hE=1-exp(-NTUE);
hG=1-exp(-NTUG);
else
    NTUE=-log(1-hE);
    NTUG=-log(1-hG);
end
%-----Calculations-----
%-----Eyresi Tg-----
ms=[0:Qevo/500:Qevo/4];
for i=1:length(ms)
max=0;
Tc=Tamb+7;
Tev=Tevo;
if Tc<30
    Tc=30;
end
    f12=0;
    for Tg=[60:0.1:Tsin-2]
        Tabs=Tc;
        Tcout=Tevo+(Tcin-Tev)*exp(-NTUE);
        Tsout=Tg+(Tsin-Tg)*exp(-NTUG);
        Plow=XSteam('psat_T',Tev); %bar
        Phigh=XSteam('psat_T',Tc);
        T1=Tabs;
        T6=Tc;
        T7=XSteam('Tsat_p',Plow); % C
        T8=Tevo;
        Xa=LiBrH2Oa(Tabs,Plow*100); %bar -> kPa
    end
end

```

```

Xi=LiBrH2Oa (Tg, Phigh*100);
if Xa~=-1 && Xi~=-1
    h1=EqLiBrH2O (Xa, Tabs);
    h12=h1;
    h4=EqLiBrH2O (Xi, Tg);
    T3=TLiBrH2O (Xa, Phigh*100);
    h3=XSteam ('h_pT', Phigh, T3);
    h6=XSteam ('hL_T', T6);
    h7=h6;
    h8=XSteam ('hV_p', Plow);
    AI=Xi/Xa ; %mA/mI
    h45=h4-hen* (h4-h12); % (h4-h45) / (h4-h12)
    h2=1/AI* (h4-h45)+h12; %mA (h2-h12) =mI (h4-h45)
    h5=h45;
    COP=(h8-h7) / (h3+h4*Xa/ (Xi-Xa) -h2*Xi/ (Xi-Xa));
    if mw<0
        mw=Qevo/ (Cp* (Tcin-Tcout));
        Qev=Qevo;
    else
        Qev=mw*Cp* (Tcin-Tcout);
    end
    COP2=(mw*hE* (Tcin-Tev)) / (ms (i) *hG* (Tsin-Tg));
else
    COP=-1;
    COP2=0;
    f1='Xa kai Xi sto Tg -1';
end
if abs (COP-COP2)<=0.01 && COP>max
    max=COP;
    Tgi=Tg;
    f12=1; %vrethike Tgi
    COPms (i)=COP;
    Tgs (i)=Tgi;
    Tsouts (i)=Tsout;

```



```
Tsins(i)=Tsin;

end

end

if f12==0

    COPms(i)=0;

    Tgs(i)=1;

    Tsouts(i)=Tsout;

    Tsins(i)=Tsin;

end

end

figure('name',['Qev= ', num2str(Qev), ' KW, ', 'mw= ', num2str(mw), ' kg/s'])

[yAx,hL1,hL2]=plotyy(ms,COPms,[ms',ms',ms'],[Tgs',Tsins',Tsouts'])

hold on

grid on

title(['Qev= ', num2str(Qev), ' KW, ', 'mw= ', num2str(mw), ' kg/s'])

xlabel('ms [kg/s]')

ylabel(yAx(1), 'COP')

ylabel(yAx(2), 'T [C]')

legend ('COP', 'Tg', 'Tsin', 'Tsout')

set(gca, 'XTick', [0:Qevo/100:Qevo/4])

set(yAx(1), 'YTick', [0:0.1:2])

set(yAx(2), 'YTick', [0:5:100])
```

2.3 Τελικό μοντέλο ψύκτη απορρόφησης μίας βαθμίδας

διαλύματος Βρωμιούχου Λιθίου στη Matlab

Το Τελικό μας μοντέλο στη Matlab θα περιέχει και τα δύο προηγούμενα μοντέλα που αναπτύχθηκαν και θα δίνει την επιλογή στον χρήστη ποιο από τα δύο να χρησιμοποιήσει.

Οι είσοδοι του συστήματος θα είναι οι εξής:

- Θερμοκρασία εισόδου ζεστού νερού: **Tsin** [°C]
- Θερμοκρασία εισόδου κρύου νερού : **Tcin** [°C]
- Θερμοκρασία περιβάλλοντος: **Tamb** [°C]
- Θερμοκρασία ατμοποίησης: **Tev** [°C]
(σε όλη τη μελέτη ορίζουμε $T_{ev}=10$ °C αλλά δίνεται η δυνατότητα μεταβολής της)
- Ονομαστική ψυκτική ισχύς: **Qevo** [kW]
- Σήμα ελέγχου: **ctrl** 0 ή 1 για την λειτουργία ή όχι του ψύκτη
- Ειδική θερμοχωρητικότητα ρευστών τροφοδοσίας αναγεννητή και ατμοποιητή **Cp** [kJ/kg K]
(Σε όλη μελέτη χρησιμοποιούμε νερό με $C_p = 4.19$ kJ/kg K)
- Βαθμός απόδοσης εναλλάκτη διαλύματος LiBr- H₂O: **hen**
- Βαθμός απόδοσης εναλλάκτη αναγεννητή: **hG** >0 ή <0
- Βαθμός απόδοσης εναλλάκτη ατμοποιητή: **hE** >0 ή <0
- Παροχή κρύου νερού: **mw** [kg/s] >0 ή <0
- Παροχή ζεστού νερού: **ms** [kg/s] >0 ή <0

Οι έξοδοι του συστήματος θα είναι οι εξής:

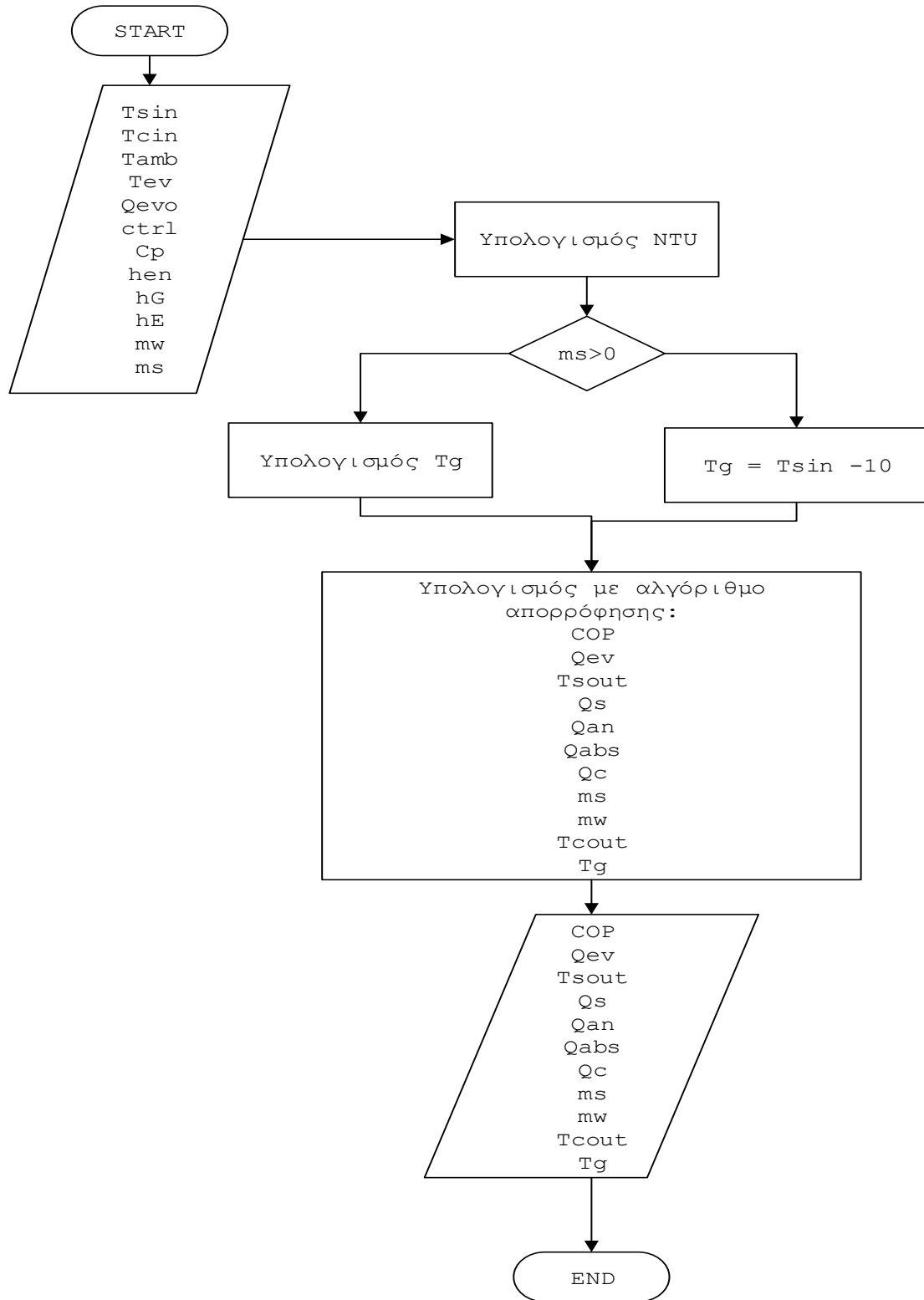
- Θερμικός βαθμός απόδοσης: **COP**
- Πραγματική Ψυκτική ισχύς: **Qev** [kW]
- Θερμοκρασία εξόδου ζεστού νερού: **Tsout** [°C]
- Φορτίο αναγεννητή: **Qs** [kW]
- Φορτίο αναγεννητή: **Qan** [kW] προς επαλήθευση
- Φορτίο απορροφητή: **Qabs** [kW]
- Φορτίο συμπυκνωτή: **Qc** [kW]
- Παροχή ζεστού νερού: **ms** [kg/s]
- Παροχή κρύου νερού: **mw** [kg/s]
- Θερμοκρασία εξόδου κρύου νερού: **Tcout** [°C]
- Θερμοκρασία αναγέννησης: **Tg** [°C]

Σημαντικές παραδοχές:

- Η θερμοκρασία απορρόφησης είναι ίση με τη θερμοκρασία συμπύκνωσης : $T_{abs} = T_c = T_{amb} + 7$ °C. Η παραδοχή αυτή είδαμε στο σχήμα (δτ T-T) δεν επηρεάζει σημαντικά τον βαθμό απόδοσης εάν δεν ξεπεραστούν οι 45°C για τη θερμοκρασία συμπύκνωσης, δηλαδή οι 38°C σε θερμοκρασία περιβάλλοντος

- Η ελάχιστη θερμοκρασία συμπύκνωσης, και ταυτόχρονα απορρόφησης, θα λαμβάνεται 30°C όπως συμπεράναμε ότι είναι το κατώτατο όριο λειτουργίας του μοντέλου στο κεφάλαιο 2.2.3.1.2 «Συμπεριφορά συντελεστή απόδοσης COP συναρτήσει της θερμοκρασίας απορρόφησης».

Συνοπτικά ο κώδικάς μας σε μορφή διαγράμματος θα έχει την εξής δομή:



Ο κώδικας που αναπτύξαμε, στο επόμενο κεφάλαιο θα συνδυαστεί με το λογισμικό TRNSYS για την δυναμική προσομοίωση ολοκληρωμένου συστήματος ηλιακού κλιματισμού σε κτίρια.

Ο κώδικας είναι ο ακόλουθος:

```
% Absorption chiller
clear
clc
% --- Process Inputs -----
% -----
% -----

Tsin = 100;
hen = 0.7;
Tamb = 28;
Cp = 4.19;
Tcin = 18;
ctrl = 1;
mw = -1;
Qevo= 100;
Tev=10;
hG=-1;
hE=-1;
ms=-1;
%-----Reference-----
%Ref parameters: Qevo, Tevo, hen
if hG<0 || hE<0
    Tsino=100;
    Tgo=Tsino-10;
    Tsouto=Tsino-7;
    Tcino=18;
    Tcouto=Tcino-5;
%-----UA/(m*Cp) gia generator kai evaporator-----
    NTUE=log((Tcino-Tevo)/(Tcouto-Tgo));
    NTUG=log((Tsino-Tgo)/(Tsouto-Tgo));
    hE=1-exp(-NTUE);
    hG=1-exp(-NTUG);
else
    NTUE=-log(1-hE);
    NTUG=-log(1-hG);
end
%-----Eyresi Tg-----
Tc=Tamb+7;
Tev=Tevo;
if Tc<30 && ctrl==1
    Tc=30;
end
if ctrl==1
if ms>0
    Tgi=-1;
    Tg=Tsino-2;
    while Tgi==-1 && Tg>=55 %Βρίσκουμε τη μέγιστη Tg και βγαίνουμε από
τον βρόχο
        Tabs=Tc;
        Tcout=Tev+(Tcin-Tev)*exp(-NTUE);
        Tsout=Tg+(Tsino-Tg)*exp(-NTUG);
        Plow=XSteam('psat_T',Tev); %bar
        Phigh=XSteam('psat_T',Tc);
        T1=Tabs;
        T6=Tc;
        T7=XSteam('Tsat_p',Plow); % C
```

```

T8=TeV;
Xa=LiBrH2Oa (Tabs, Plow*100); %bar -> kPa
Xi=LiBrH2Oa (Tg, Phigh*100);
if Xa~-1 && Xi~-1
    h1=EqLiBrH2O (Xa, Tabs);
    h12=h1;
    h4=EqLiBrH2O (Xi, Tg);
    T3=TLiBrH2O (Xa, Phigh*100);
    h3=XSteam ('h_pT', Phigh, T3);
    h6=XSteam ('hL_T', T6);
    h7=h6;
    h8=XSteam ('hV_p', Plow);
    AI=Xi/Xa ; %mA/mI
    h45=h4-hen*(h4-h12); % (h4-h45)/(h4-h12)
    h2=1/AI*(h4-h45)+h12; %mA (h2-h12)=mI (h4-h45)
    h5=h45;
    COP=(h8-h7)/(h3+h4*Xa/(Xi-Xa)-h2*Xi/(Xi-Xa));
    if mw<0
        mw=Qevo/(Cp*(Tcin-Tcout));
        Qev=Qevo;
        if mw>Qevo/4.19/5
            mw=Qevo/4.19/5;
            Qev=mw*Cp*(Tcin-Tcout);
        end
    else
        Qev=mw*Cp*(Tcin-Tcout);
    end
    COP2=(mw*hE*(Tcin-TeV))/(ms*hG*(Tsin-Tg));
else
    COP=-1;
    COP2=0;
    fl='Xa kai Xi sto Tg -1';
end
f12=0;
if abs(COP-COP2)<=0.01 && COP>0.3 && COP<0.95 % όρια COP

    Tgi=Tg;
    f12=1; %vrethike Tgi
end
Tg=Tg-0.1;
end
else
    Tgi=Tsin-10;
end
%
%-----Absorption Process-----
%
Tev=Tevo;
Tg=Tgi;
Tc=Tamb+7;
Tsout=Tg+(Tsin-Tg)*exp(-NTUG);
Tcout=TeV+(Tcin-TeV)*exp(-NTUE);
if Tc<30
    Tc=30;
end
Tabs=Tc;
Plow=XSteam ('psat_T', Tev); %bar
Phigh=XSteam ('psat_T', Tc);
T1=Tabs;
T6=Tc;

```

```

T7=XSteam('Tsat_p',Plow); % C
T8=Tev;
Xa=LiBrH2Oa(Tabs,Plow*100); %bar -> kPa
Xi=LiBrH2Oa(Tg,Phigh*100);
if Xa~-1 && Xi~-1
    h1=EqLiBrH2O(Xa,Tabs);
    h12=h1;
    h4=EqLiBrH2O(Xi,Tg);
    T3=TLiBrH2O(Xa,Phigh*100);
    h3=XSteam('h_pT',Phigh,T3);
    h6=XSteam('hL_T',T6);
    h7=h6;
    h8=XSteam('hV_p',Plow);
    AI=Xi/Xa ; %mA/mI
    h45=h4-hen*(h4-h12); % (h4-h45)/(h4-h12)
    h2=1/AI*(h4-h45)+h12; %mA(h2-h12)=mI(h4-h45)
    h5=h45;
    COP=(h8-h7)/(h3+h4*Xa/(Xi-Xa)-h2*Xi/(Xi-Xa));
    if mw<0
        mw=Qevo/(Cp*(Tcin-Tcout));
        Qev=Qevo;
        if mw>Qevo/4.19/5
            mw=Qevo/4.19/5;
            Qev=mw*Cp*(Tcin-Tcout);
        end
    else
        Qev=mw*Cp*(Tcin-Tcout);
    end
    Qs = Qev/COP;
    if ms<0
        ms = Qs/(Cp*(Tsin-Tsout));
    end
    mr=Qev/(h8-h7);
    mA=Xi*mr/(Xi-Xa);
    mI=Xa*mr/(Xi-Xa);
    Qan=mr*h3+mI*h4-mA*h2;
    Qabs=mI*h5+mr*h8-mA*h1;
    Qc=mr*(h3-h6);
else
    COP=-0.1; %kleistos logw X
    Qev=0;
    Tsout=Tsin;
    Qs=0;
    Qan=0;
    Qabs=0;
    Qc=0;
    ms=0;
    mw=0;
    Tcout=Tcin;
end
else %ctrl=0 -> kleistos

    COP=0;
    Qev=0;
    Tsout=Tsin;
    Qs=0;
    Qan=0;
    Qabs=0;
    Qc=0;
    ms=0;
    mw=0;

```

```
Tcout=Tcin;  
end  
%-----Outputs-----  
COP  
Qev  
Tsout  
Qs  
Qan  
Qabs  
Qc  
ms  
mw  
Tcout  
Tg
```


3

Σύστημα ηλιακού κλιματισμού με χρήση

ψύκτη απορρόφησης

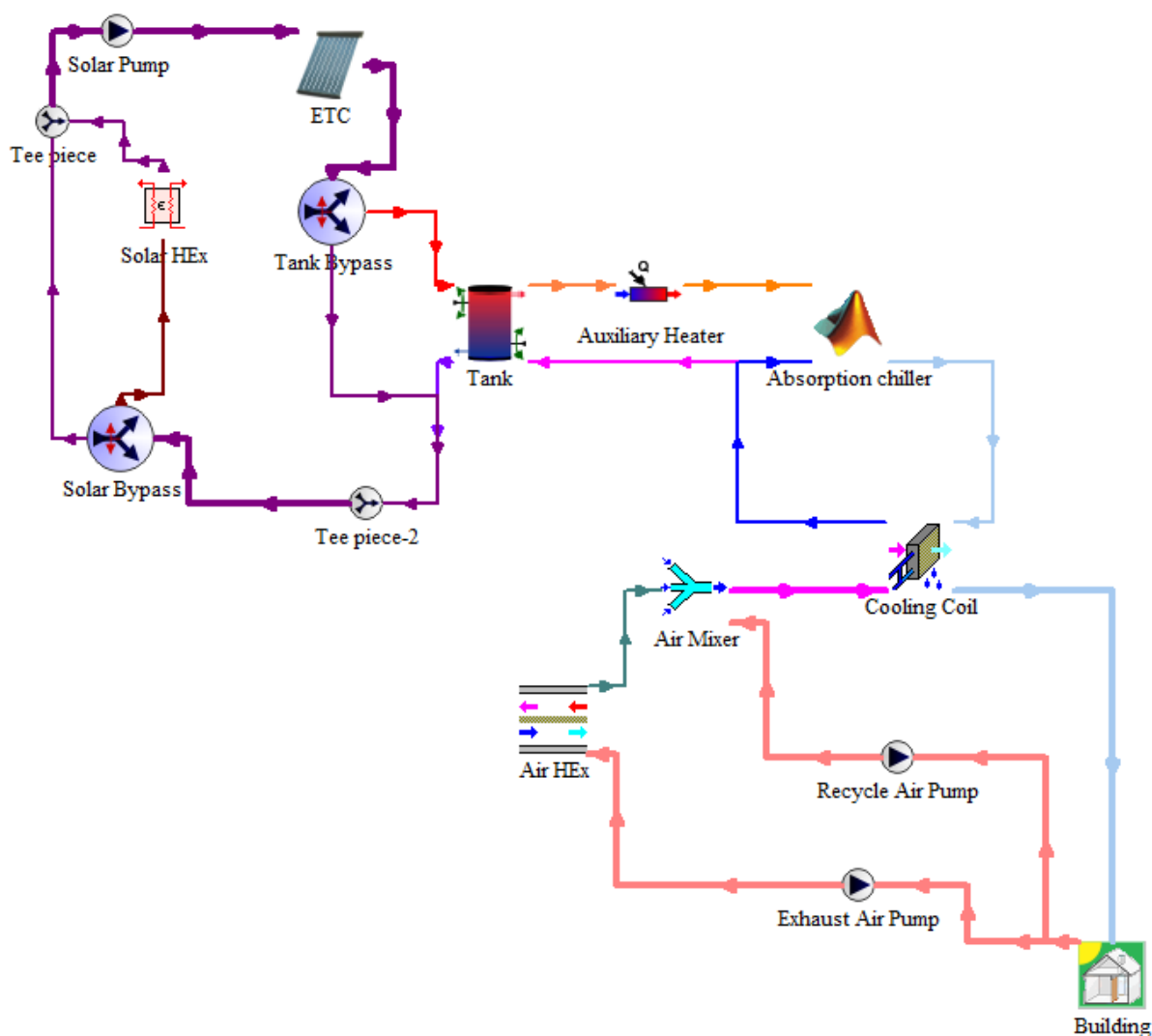
Στον παρόν κεφάλαιο θα σχεδιάσουμε ένα ολοκληρωμένο σύστημα ηλιακού κλιματισμού για εκθεσιακό κτίριο όπως είναι ένα μουσείο ή ένας πολυχώρος για συνέδρια εκθέσεις κτλ. Ο κλιματισμός του κτιρίου θα επιτυγχάνεται με τη χρήση του ψύκτη απορρόφησης που σχεδιάσαμε με τη Matlab. Ο ψύκτης απορρόφησης θα τροφοδοτείται με ζεστό νερό από μία δεξαμενή αποθήκευσης ζεστού νερού η οποία θα τροφοδοτείται με τη σειρά της με ζεστό νερό από σύστημα ηλιακών συλλεκτών για τη θέρμανση του αποθηκευμένου νερού σε αυτή. Ακόμα θα χρησιμοποιηθεί και βοηθητική πηγή θερμότητας για τη θέρμανση του νερού που στέλνεται στον ψύκτη όταν η θερμοκρασία του αποθηκευμένου νερού δεν επαρκεί.

Οι ηλιακοί συλλέκτες που χρησιμοποιήσαμε είναι συλλέκτες σωλήνων κενού λόγω της υψηλής θερμοκρασίας που χρειάζεται για να λειτουργήσει ο ψύκτης απορρόφησης. Για το σύστημα των ηλιακών συλλεκτών έχει χρησιμοποιηθεί σύστημα παράκαμψης του δοχείου αποθήκευσης ζεστού νερού όταν η μέγιστη θερμοκρασία σε αυτό ξεπεράσει το όριο που θέλουμε για τη λειτουργία του ψύκτη απορρόφησης. Ακόμα έχει προστεθεί και παράκαμψη για την υπερθέρμανση του νερού στους συλλέκτες για έκτακτες περιπτώσεις προκειμένου να μην προκληθεί ζημιά στους συλλέκτες. Ο κλάδος παράκαμψης περνάει από εναλλάκτη με νερό δικτύου για την ψύξη του νερού των συλλεκτών

Ο ψύκτης απορρόφησης θα αποστέλλει κρύο νερό στις επιμέρους κλιματιστικές μονάδες των διάφορων χώρων εντός του κτιρίου προκειμένου να ψυχθεί ο αέρας που θα στέλνεται στο εσωτερικό του κτιρίου για την κάλυψη των απαραίτητων ψυκτικών φορτίων. Λόγω των πολλών ατόμων στο εσωτερικό του κτιρίου απαιτείται ανανέωση αέρα στο εσωτερικό του κτιρίου με νωπό αέρα από το περιβάλλον. Γι' αυτό το λόγο θα χρησιμοποιηθεί και εναλλάκτης προκλιματισμού του νωπού αέρα με χρήση του απορριπτόμενου, ήδη κλιματισμένου, αέρα από το εσωτερικό του κτιρίου.

Όλα τα μεγέθη του συστήματος που δεν εξαρτώνται άμεσα από τα κατασκευαστικά χαρακτηριστικά των στοιχείων θα μελετηθούν παραμετρικά προς την βελτιστοποίηση του συστήματος ηλιακού κλιματισμού με το λογισμικό TRNSYS.

Το βασικό σχεδιάγραμμα της εγκατάστασης είναι το ακόλουθο:



Σχήμα 2.3-1: Σχεδιάγραμμα βασικού συστήματος ηλιακού κλιματισμού κτιρίου

3.1 Περιγραφή Λογισμικού TRNSYS

Το TRNSYS αποτελεί ένα πλήρες και επεκτάσιμο υπολογιστικό περιβάλλον για την προσομοίωση μεταβαλλόμενων συστημάτων στο χρόνο, συμπεριλαμβανομένων των πολυζωνικών κτηρίων. Χρησιμοποιείται, από μηχανικούς και ερευνητές παγκοσμίως, για την αξιολόγηση νέων ενεργειακών συστημάτων για διάφορες χρήσεις. Από ένα απλό σύστημα θέρμανσης νερού οικιακής χρήσης μέχρι τον σχεδιασμό και την προσομοίωση κτηρίων και του εξοπλισμού τους, συμπεριλαμβανομένων των στρατηγικών ελέγχου, την συμπεριφορά κατοίκων και συστήματα εναλλακτικών πηγών ενέργειας (άνεμος, ήλιος, φωτοβολταϊκά, συστήματα υδρογόνου κτλ).

Ένα από τα πιο σημαντικά χαρακτηριστικά του TRNSYS είναι το γεγονός ότι ο πηγαίος κώδικας του προγράμματος καθώς και ο κώδικας των διαφόρων μοντέλων που περιλαμβάνει το TRNSYS, δίνονται στον χρήστη και αυτός μπορεί να τα τροποποιήσει κατάλληλα ώστε να εξυπηρετεί καλύτερα τις δικές του ανάγκες. Επίσης υπάρχει η δυνατότητα εισαγωγής νέων

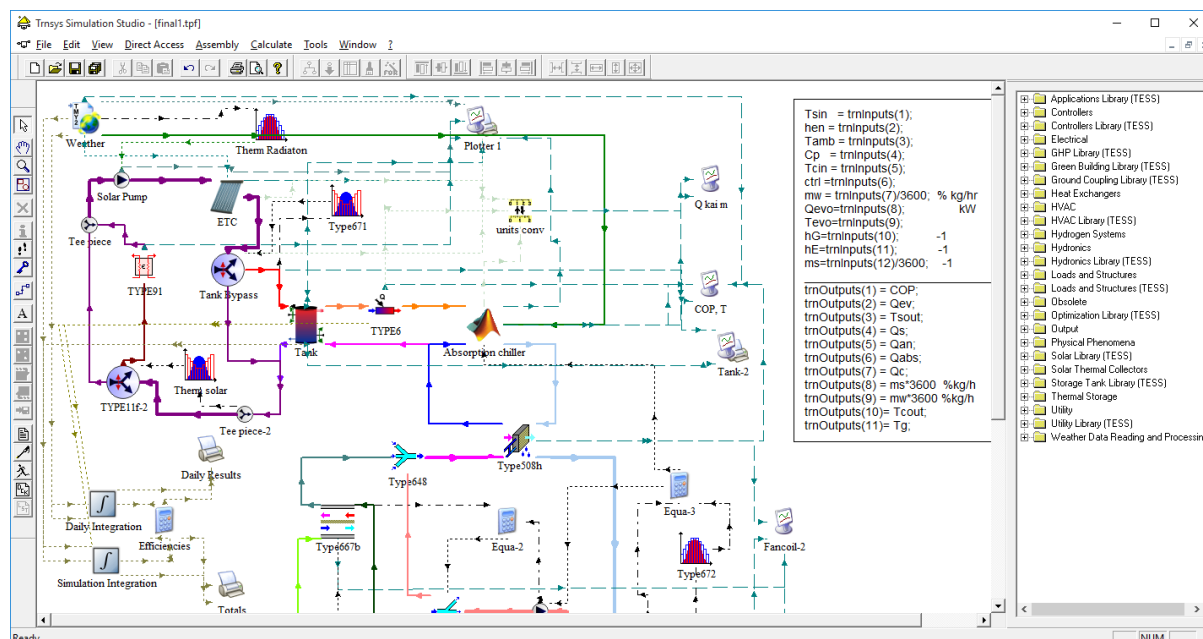
μοντέλων που μπορεί να κατασκευάσει ο ίδιος ο χρήστης ή άλλοι προγραμματιστές χρησιμοποιώντας κοινές γλώσσες προγραμματισμού (C, C++, PASCAL, FORTRAN κ.α.). Αυτό είναι δυνατόν χάρη στην αρχιτεκτονική του προγράμματος στην οποία είναι βασισμένα στα αρχεία DLL. Επιπλέον, το TRNSYS μπορεί να συνδεθεί εύκολα με πολλές άλλες εφαρμογές για επεξεργασία πριν, μετά ή κατά τη διάρκεια της προσομοίωσης (π.χ. Microsoft Excel, Matlab, COMIS κτλ.). Το TRNSYS συμπεριλαμβάνει τις ακόλουθες εφαρμογές:

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

Το TRNSYS αποτελείται από το σύνολο των ακόλουθων προγραμμάτων: Το στούντιο προσομοίωσης (TRNSYS Simulation Studio) και το εκτελέσιμο αρχείο του (TRNExe.exe), το γραφικό περιβάλλον διεπαφής κτηρίου, για την εισαγωγή των δεδομένων κτηρίων (TRNBuild.exe), και τον επεξεργαστή με τον οποίο μπορούν να δημιουργηθούν αυτόνομα προγράμματα, γνωστά ως “TRNSED εφαρμογές” (TRNEdit.exe).

3.1.1 Στούντιο προσομοίωσης TRNSYS

Το κεντρικό γραφικό περιβάλλον του TRNSYS αποτελεί το στούντιο προσομοίωσης. Σε αυτό δημιουργούνται τα προγράμματα της προσομοίωσης χρησιμοποιώντας το ποντίκι για να σύρουμε στο παράθυρο εργασίας τα επιλεγόμενα μοντέλα, συνδέοντάς τα και θέτοντας τις μεταβλητές της προσομοίωσης. Τα μοντέλα παριστάνονται με τα εικονίδια τους στο παράθυρο εργασίας. Το στούντιο προσομοίωσης δημιουργεί το αρχείο με τα δεδομένα του προγράμματος προσομοίωσης του χρήστη (*.tpf). Επίσης δημιουργεί αρχείο εισόδου το αρχείο deck (.dck), το οποίο είναι ένα αρχείο κειμένου που περιέχει όλες τις πληροφορίες της προσομοίωσης.

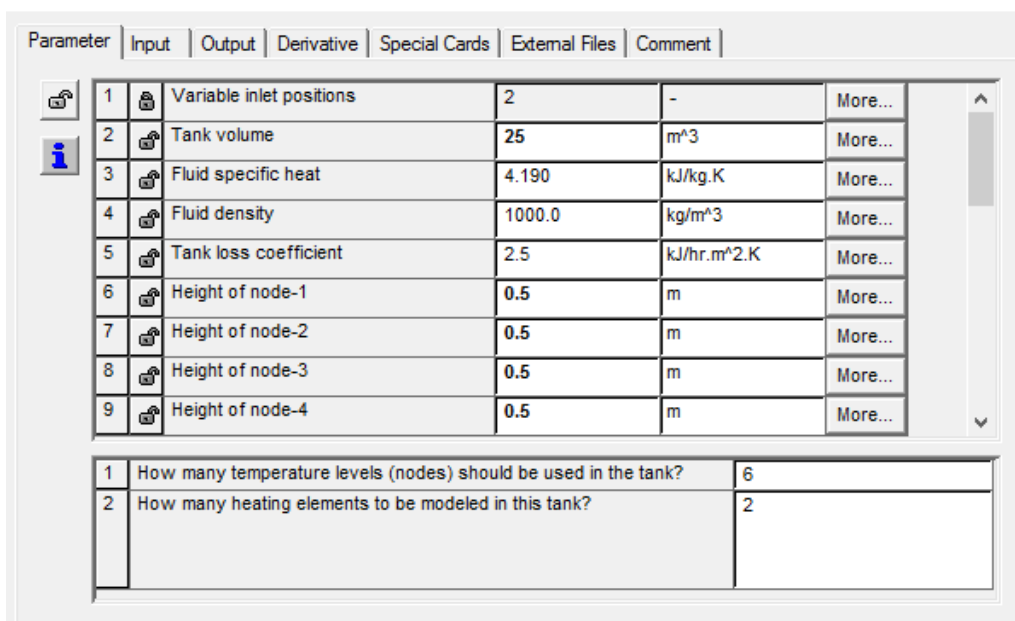


Εικόνα 3.1-1: Στούντιο προσομοίωσης του TRNSYS

Το στούντιο προσομοίωσης περιλαμβάνει επίσης έναν διαχειριστή των εξόδων του προγράμματος, με τον οποίο ο χρήστης μπορεί να καθορίσει ποιες μεταβλητές θα συμπεριληφθούν στις εξόδους, ποιες θα εκτυπωθούν και ποιες θα χρησιμοποιηθούν στα διαγράμματα. Τέλος περιλαμβάνει έναν καταγραφέα / διαχειριστή σφαλμάτων ο οποίος επιτρέπει την λεπτομερή μελέτη των γεγονότων κατά τη διάρκεια μίας προσομοίωσης. Τέλος, πολλές επιπρόσθετες εργασίες μπορούν να πραγματοποιηθούν μέσα από το στούντιο προσομοίωσης, όπως η δημιουργία νέων υπολογιστικών μοντέλων προς εισαγωγή στο TRNSYS χρησιμοποιώντας την επιλογή “Fortran Wizard” καθώς επίσης η ανάγνωση των εξαγόμενων αρχείων, η επεξεργασία της περιγραφής ενός μοντέλου τροποποιώντας τις παραμέτρους, τις εισόδους και τις εξόδους του μοντέλου κτλ.

3.1.2 Διαμόρφωση των στοιχείων του TRNSYS

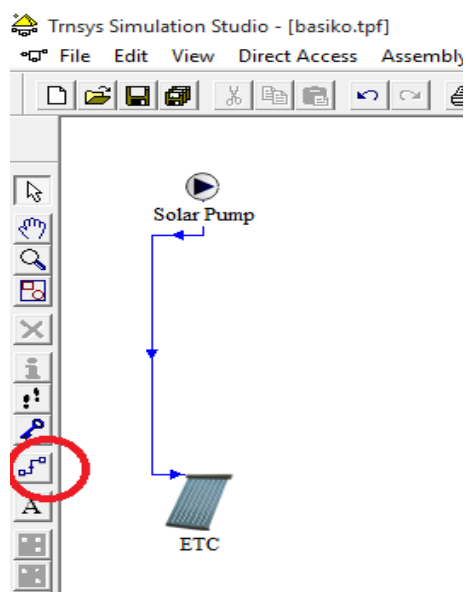
Μπορούμε να διαμορφώσουμε ένα στοιχείο στο στούντιο προσομοίωσης του TRNSYS κάνοντας διπλό αριστερό κλικ πάνω του. Θα ανοίξει ένα παράθυρο με διάφορες καρτέλες όπως οι καρτέλες των παραμέτρων, των εισόδων και των εξόδων του στοιχείου:



Εικόνα 3.1-2: Διαμόρφωση στοιχείων στο TRNSYS Simulation studio

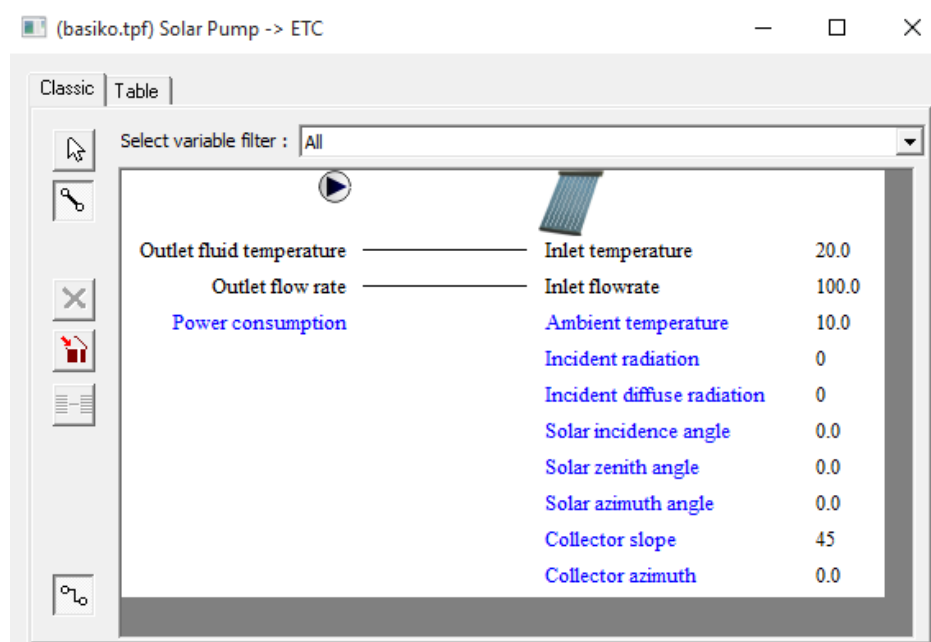
3.1.3 Συνδέσεις στοιχείων

Η σύνδεση των μοντέλων γίνεται κάνοντας κλικ στο εικονίδιο της σύνδεσης στα αριστερά του παραθύρου εργασίας και επιλέγοντας τα δύο στοιχεία που επιθυμούμε να συνδέσουμε.



Κάνοντας διπλό κλικ στην γραμμή σύνδεσης μεταξύ των δύο μοντέλων ανοίγει ένα παράθυρο στο οποίο μπορούν να επιλεγούν ποιες έξοδοι του ενός μοντέλου θα συνδεθούν με τις εισόδους του άλλου.

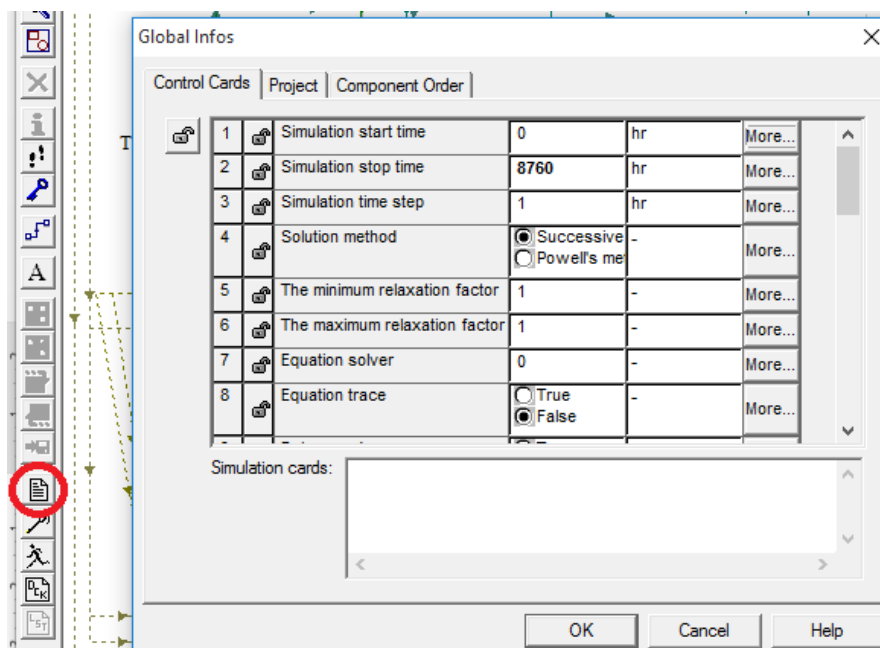
Εικόνα 3.1-3: Δημιουργία σύνδεσης μεταξύ στοιχείων του TRNSYS



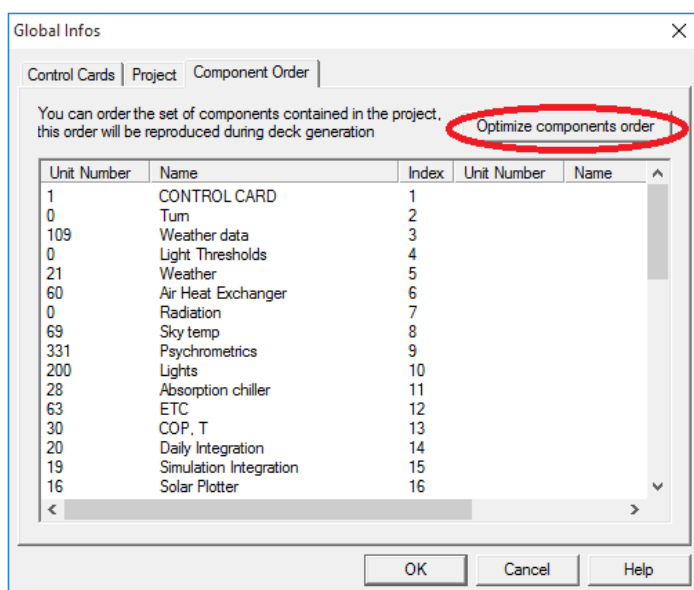
Εικόνα 3.1-4: Σύνδεση στοιχείων TRNSYS

3.1.4 Καρτέλα ελέγχου

Η καρτέλα ελέγχου δίνει τη δυνατότητα στο χρήστη να ορίσει τις παραμέτρους τις προσομοίωσης όπως η ώρα έναρξης και λήξης της προσομοίωσης και το χρονικό βήμα. Οι ώρες του TRNSYS αναφέρονται σε ώρες έτους ξεκινώντας από το 0 για τις 00:00 την 1^η Ιανουαρίου και φτάνοντας έως 8760 για την 31^η Δεκεμβρίου και ώρα 24:00.



Εικόνα 3.1-5: Καρτέλα ελέγχου TRNSYS

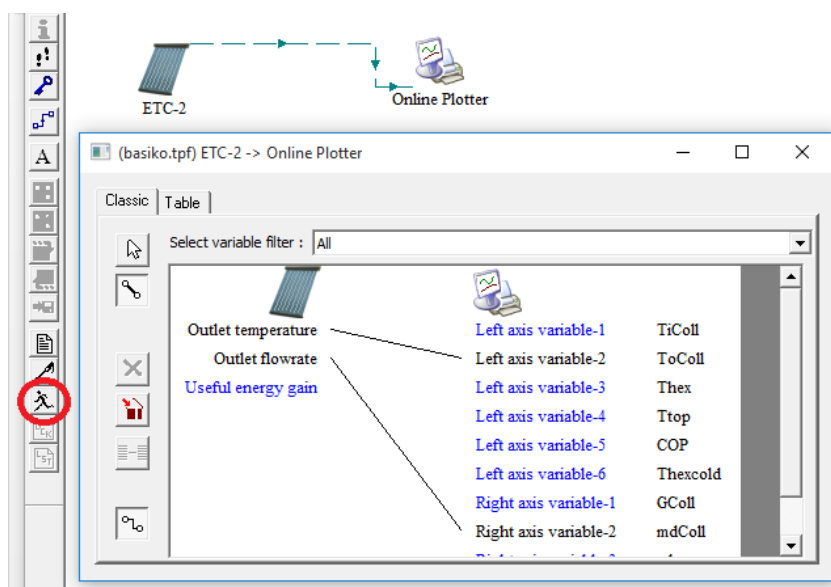


Εικόνα 3.1-6: Καρτέλα σειράς στοιχείων προσομοίωσης στο TRNSYS

Επίσης δίνεται η δυνατότητα βελτιστοποίησης της σειράς των στοιχείων κατά τους υπολογισμούς στην προσομοίωση στην καρτέλα «Component Order».

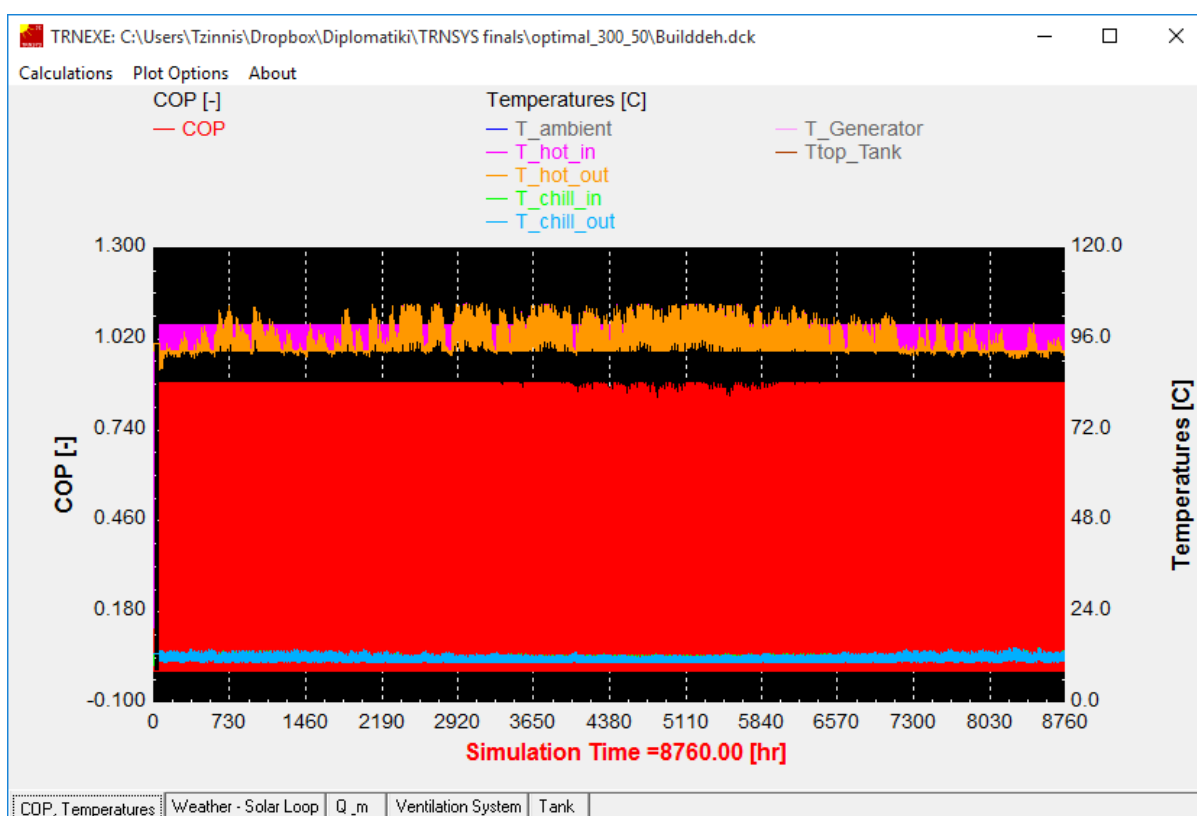
3.1.5 Μηχανή προσομοίωσης TRNSYS

Η μηχανή προσομοίωσης του TRNSYS καλείται από ένα εκτελέσιμο πρόγραμμα του πακέτου λογισμικού TRNSYS, το TRNEXE. Διαβάζει όλα τα δεδομένα της προσομοίωσης, όπως ποια στοιχεία χρησιμοποιούνται με ποιο τρόπο είναι συνδεδεμένα, στο αρχείο εισόδου που δημιουργεί το TRNSYS (deck file). Η προσομοίωση ξεκινά με το εικονίδιο «Run» στην αριστερή κορδέλα του TRNSYS studio.



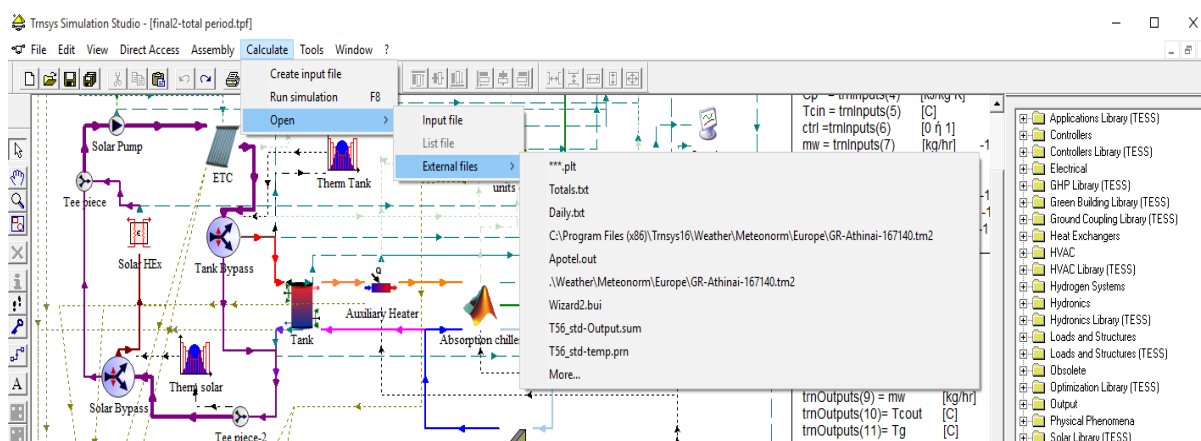
Εικόνα 3.1-7: Έναρξη προσομοίωσης στο TRNSYS

Επίσης δημιουργεί τα αρχεία εξόδου και εκτελεί τη γραφική αναπαράσταση των αποτελεσμάτων μέσω του στοιχείου online plotter. Ο online plotter παρέχει τη δυνατότητα επίβλεψη των τιμών των μεταβλητών της προσομοίωσης που επιλέγει ο χρήστης. Κάνοντας δεξί κλικ στο παράθυρο της προσομοίωσης μπορούμε να κάνουμε παύση στην προσομοίωση και επίσης μεγέθυνση σε όποιο μέρος της γραφικής αναπαράστασης επιθυμούμε κρατώντας πατημένο το αριστερό κλικ και δημιουργώντας ένα ορθογώνιο στην επιμέρους περιοχή αυτή.



Εικόνα 3.1-8: Γραφική αναπαράσταση των αποτελεσμάτων μέσω του online plotter

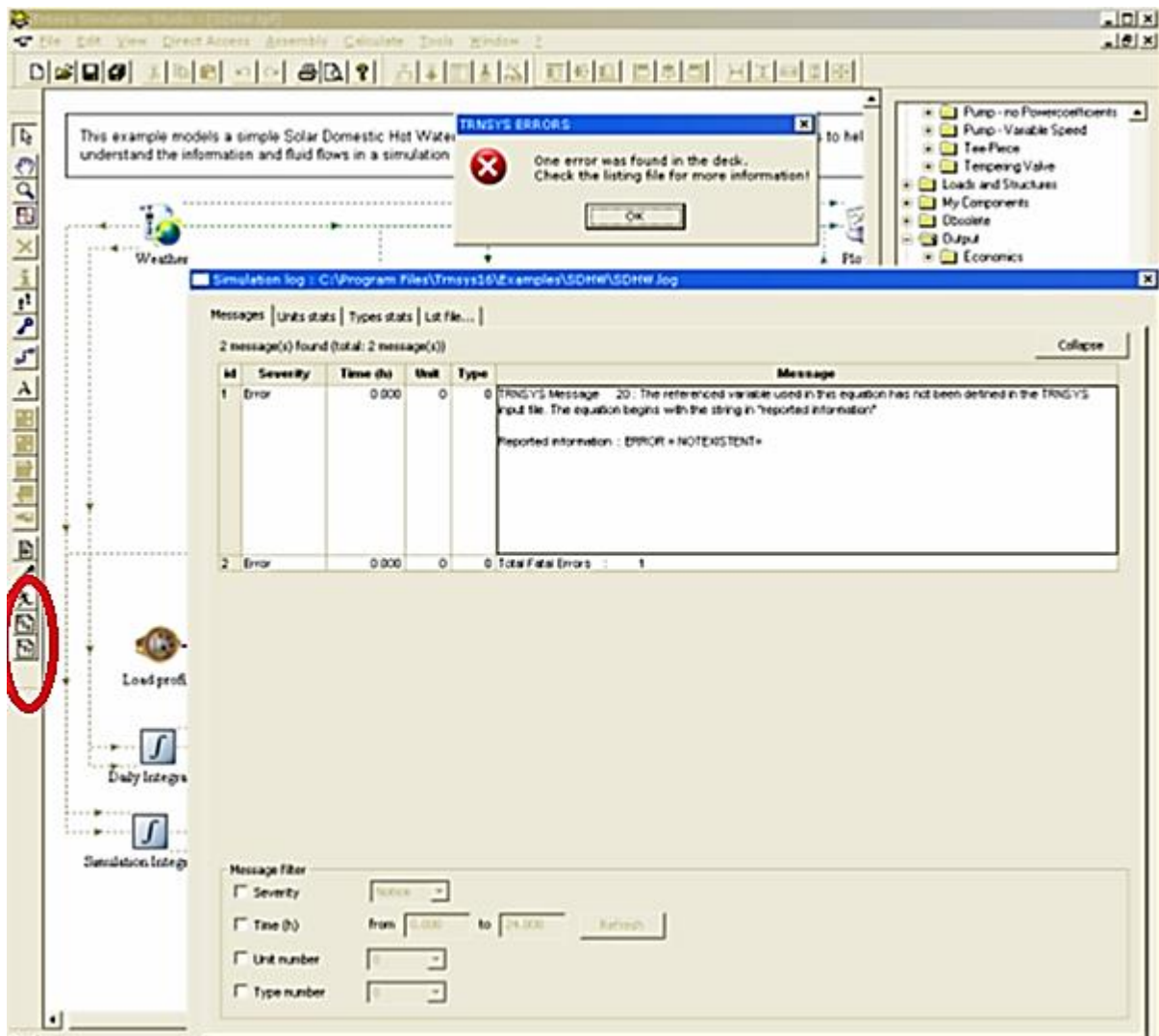
Στο τέλος της προσομοίωσης μπορούμε να ανοίξουμε τα εξωτερικά αρχεία που πιθανώς έχουμε βάλει να δημιουργήσει η προσομοίωση με τα αντίστοιχα αποτελέσματα επιλέγοντας "Calculate/Open/External Files" στο βασικό μενού του TRNSYS studio. Τα αρχεία που δημιουργούνται είναι σε μορφή απλού κειμένου (txt) ωστόσο μπορούμε να ορίσουμε εμείς την κατάλληλη μορφή αρχείων αυτά έτσι ώστε, για παράδειγμα, να ανοίγουν και το MS Excel (.xlsx).



Εικόνα 3.1-9: Άνοιγμα εξωτερικών αρχείων στο TRNSYS

3.1.6 Διαχειριστής σφαλμάτων (Error Manager)

Κατά τη διάρκεια της προσομοίωσης δημιουργείται αρχείο καταγραφής γεγονότων στο οποίο καταγράφονται εκτός των άλλων και τα σφάλματα που προκύπτουν κατά την προσομοίωση. Το στούντιο προσομοίωσης παρέχει πρόσβαση στο αρχείο αυτό μέσω του διαχειριστή σφαλμάτων. Το παράθυρο του διαχειριστή σφαλμάτων εμφανίζεται κάνοντας κλικ στο εικονίδιο "LST" στα αριστερά του παραθύρου εργασίας. Στο παράθυρο αυτό εμφανίζονται όλα τα σφάλματα και οι προειδοποιήσεις που προέκυψαν καθώς και σχετικά στατιστικά στοιχεία. Επίσης μπορεί να ανοιχθεί το αρχείο "Listing file", το οποίο δημιουργείται κατά την προσομοίωση και περιέχει και αυτό όλα τα σφάλματα που προκύπτουν καθώς και μια επανάληψη του αρχείου εισόδου του TRNSYS (deck) μαζί με επιπρόσθετες εξόδους.



Εικόνα 3.1-10: Πρόσβαση στα αρχεία deck και list του TRNSYS

3.2 Θεωρητική ανάλυση των βασικών στοιχείων του συστήματος στο TRNSYS.

3.2.1 Μοντέλο δεδομένων καιρού και επεξεργασίας ηλιακής ακτινοβολίας (Type 109)



Αυτό το μοντέλο διαβάζει δεδομένα καιρού από συγκριμένο αρχείο στα χρονικά διαστήματα της προσομοίωσης και τα μετατρέπει στο κατάλληλο σύστημα μονάδων. Στη συνέχεια υπολογίζει την άμεση και διάχυτη ακτινοβολία για την επιφάνεια που ορίζει ο χρήστης με βάση την κλίση της και το αζιμούθιο. Το αρχείο που διαβάζει είναι για τα δεδομένα καιρού στην Αθήνα και το οποίο παρέχει το ίδιο το TRNSYS.

Η έκθεση στην ηλιακή ακτινοβολία συνήθως καταγράφεται ανά μία ώρα και αναφέρεται στο οριζόντιο επίπεδο. Σε ορισμένες προσομοιώσεις απαιτούνται εκτιμήσεις της ηλιακής ακτινοβολίας ανά χρονικά διαστήματα διαφορετικά της μίας ώρας. Το μοντέλο αυτό υπολογίζει με παρεμβολή, υπολογίζει διάφορα μεγέθη τα οποία σχετίζονται με τη θέση του ηλίου και εκτιμά την έκθεση στην ηλιακή ακτινοβολία σε έως και 8 επιφάνειες με σταθερό ή μεταβλητό προσανατολισμό.

Υπάρχουν αρκετοί τρόποι για να γίνει παρεμβολή στα δεδομένα της ακτινοβολίας. Μια σχετικά απλή μέθοδος είναι η γραμμική παρεμβολή των ωριαίων τιμών για την εκτίμηση της ακτινοβολίας σε μικρότερα της μίας ώρας χρονικά διαστήματα. Η μέθοδος αυτή έχει αρκετά μειονεκτήματα. Το πιο προφανές πρόβλημα είναι ότι παράγονται θετικές τιμές της ακτινοβολίας πριν την ανατολή του ηλίου και μετά τη δύση του. Για παράδειγμα αν η ανατολή του ηλίου είναι στις 6:30π.μ τότε, στο αρχείο με τις ωριαίες τιμές θα έχουμε για τις 6:00π.μ τιμή μηδέν και για τις 7:00π.μ 40watts/m². Με την γραμμική παρεμβολή θα λάβουμε 10watts/m² στις 6:15, δεκαπέντε λεπτά πριν την ανατολή του ηλίου. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα ο λόγος R_b της ακτινοβολίας σε κεκλιμένο επίπεδο προς την ακτινοβολία στο οριζόντιο να προκύψει πολύ μεγάλος κατά τις χρονικές στιγμές κοντά στην ανατολή ή στη δύση του ηλίου, με αποτέλεσμα οι τιμές της ακτινοβολίας στο κεκλιμένο επίπεδο να προκύψουν υπερβολικά πολύ μεγάλες. Για το λόγο αυτό, το συγκεκριμένο μοντέλο χρησιμοποιεί την καμπύλη της ακτινοβολίας εκτός ατμόσφαιρας για να κάνει παρεμβολή στα δεδομένα της ακτινοβολίας. Η μέθοδος αυτή εξαλείφει σε μεγάλο βαθμό τα προβλήματα που προκύπτουν με την γραμμική παρεμβολή.

Κατά τις προσομοιώσεις απαιτείται συνήθως η ολική ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου. Τα θεωρητικά μοντέλα που χρησιμοποιούνται από τις υπορουτίνες αυτού του επεξεργαστή απαιτούν την γνώση τις άμεσης και τις διάχυτης ακτινοβολίας των οποίων το άθροισμα συνιστά την ολική ακτινοβολία. Αν είναι γνωστή μόνο η ολική ακτινοβολία, παρέχονται

συσχετισμοί από το μοντέλο 16 για την εκτίμηση της άμεσης και διάχυτης ακτινοβολίας οριζοντίου επιπέδου. Το μοντέλο δίνει τέσσερις επιλογές για τον υπολογισμό της άμεσης και διάχυτης ακτινοβολίας οριζοντίου επιπέδου καθώς και για τον υπολογισμό της ολικής ακτινοβολίας στο κεκλιμένο επίπεδο:

1. Isotropic sky model
2. Hay and Davies model
3. Reindl model
4. Perez model

Το μοντέλο Perez θεωρείται το καλύτερο μοντέλο υπολογισμού.

Ορολογία

A_1	βαθμός ανισοτροπίας
a/c	σταθμισμένη στερεά γωνία περιοχής γύρω από τον ήλιο
E	εκκεντρότητα της τροχιάς της γης
f	παράγοντας διαμόρφωσης για το μοντέλο του Reindl για κεκλιμένες επιφάνειες
F_1'	συντελεστής μείωσης φωτεινότητας (για την περιοχή γύρω από τον ήλιο)
F_2'	συντελεστής μείωσης φωτεινότητας (φωτεινότητας ορίζοντα)
I_o	ακτινοβολία εκτός ατμόσφαιρας οριζοντίου επιπέδου
I_{on}	ακτινοβολία εκτός ατμόσφαιρας καθέτου επιπέδου
I_b	ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου αίθριας ατμόσφαιρας
I_{bn}	ακτινοβολία καθέτου επιπέδου αίθριας ατμόσφαιρας
I_{bT}	άμεση ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου
I_d	διάχυτη ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου
I_{dn}	διάχυτη ακτινοβολία καθέτου επιπέδου
I_{dT}	διάχυτη ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου
I	ολική ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου
I_T	ολική ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου
I_{gT}	ακτινοβολία ανακλώμενη από το έδαφος σε κεκλιμένη επιφάνεια
k_T	λόγος ολικής ακτινοβολίας οριζοντίου επιπέδου προς την ακτινοβολία εκτός
L_{loc}	γεωγραφικό πλάτος τοποθεσίας
L_{st}	γεωγραφικό πλάτος μεσημβρινού στον οποίο βασίζεται ο τοπικός χρόνος
n	ημέρα έτους εκκίνησης της προσομοίωσης

R_b	λόγος άμεσης ακτινοβολίας κεκλιμένης επιφάνειας προς την άμεση ακτινοβολία
R_d	λόγος διάχυτης ακτινοβολίας κεκλιμένης επιφάνειας προς την διάχυτη ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου
R_r	λόγος αντανακλώμενης από το έδαφος ακτινοβολίας σε κεκλιμένη επιφάνεια προς την ολική ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου
RH	ημέρα έτους εκκίνησης της προσομοίωσης
S_c	ηλιακή σταθερά
SHFT	μεταβολή στον ηλιακό χρόνο σε σχέση με τον ονομαστικό χρόνο της ανάγνωσης στοιχείων
T_a	θερμοκρασία περιβάλλοντος
t_1	χρονική στιγμή εκκίνησης του χρονικού βήματος
t_2	χρονική στιγμή λήξης του χρονικού βήματος
t_{d1}	χρονική στιγμή τελευταίας ανάγνωσης δεδομένων
t_{d2}	χρονική στιγμή επόμενης ανάγνωσης δεδομένων
α	ηλιακό ύψος
β	κλίση επιφάνειας, θετική όταν η κλίση έχει προσανατολισμό το καθορισμένο αζιμούθιο
β'	κλίση άξονα κινούμενης επιφάνειας
δ	ηλιακή απόκλιση
Δ	παράμετρος φωτεινότητας ουρανού
ϵ	παράμετρος αιθριότητας ουρανού
γ	γωνία αζιμούθιου επιφάνειας. Η γωνία που σχηματίζεται από την προβολή της καθέτου στην επιφάνεια πάνω στο οριζόντιο επίπεδο και τη νότια κατεύθυνση ($\gamma=0$ για νότιο προσανατολισμό, θετικό για τη δύση και αρνητικό για ανατολή)
γ'	γωνία αζιμούθιου άξονα. Η γωνία που σχηματίζεται από την προβολή της γραμμής του άξονα στο οριζόντιο επίπεδο και στον τοπικό μεσημβρινό
γ_s	αζιμούθιο ηλίου
θ	γωνία πρόσπτωσης άμεσης ακτινοβολία στο επίπεδο
θ_z	γωνία ζενίθ ηλίου
ρ_g	συντελεστής ανελαστικότητας εδάφους
φ	γεωγραφικό πλάτος

ω	μέση ωριαία γωνία χρονικού βήματος
ω_1	ωριαία γωνία στην αρχή του χρονικού βήματος
ω_2	ωριαία γωνία στο τέλος του χρονικού βήματος
ω_{d1}	ωριαία γωνία του πρώτου δεδομένου
ω_{d2}	ωριαία γωνία του τελευταίου δεδομένου

3.2.1.1 Μαθηματική Ανάλυση

Στην πράξη, τα περισσότερα δεδομένα είναι στην πραγματικότητα το ολοκλήρωμα στιγμιαίων τιμών. Ο αναγνώστης δεδομένων – Μοντέλο 9 χρησιμοποιεί γραμμική παρεμβολή, κάτι που είναι ακατάλληλο για τα δεδομένα της ακτινοβολίας. Για το λόγο αυτό το μοντέλο 9 πρέπει να ρυθμιστεί έτσι ώστε να μην εκτελεί παρεμβολή στα δεδομένα. Ο επεξεργαστής της ηλιακής ακτινοβολίας - Μοντέλο 16 χρησιμοποιεί την συνολική ακτινοβολία μεταξύ των χρονικών στιγμών t_{d1} και t_{d2} που διαβάζονται από το μοντέλο ανάγνωσης δεδομένων. Έπειτα, προσθέτοντας υπολογίζει αν είναι απαραίτητο την ολική ακτινοβολία μεταξύ των ωριαίων γωνιών ω_{d1} και ω_{d2} . Οι ωριαίες γωνίες επιλέγονται έτσι ώστε $\omega_{d1} \leq \omega_1$ και $\omega_{d2} \geq \omega_2$. Αν στο ενδιάμεσο του χρονικού βήματος έχουμε ανατολή ή δύση του ηλίου, τότε το κομμάτι του χρονικού βήματος κατά το οποίο ο ήλιος βρίσκεται κάτω από τη γραμμή του ορίζοντα αγνοείται.

Η ολική ακτινοβολία εκτός ατμόσφαιρας μεταξύ των ωριαίων γωνιών ω' και ω'' δίνεται από τη σχέση:

$$I_o|_{\omega'}^{\omega''} = \int_{\omega'}^{\omega''} S_c E (\cos\phi \cos\delta \cos\omega + \sin\phi \sin\delta) d\omega \quad 3.2-1$$

Αν είναι γνωστό το ολοκλήρωμα $I_o|_{\omega_{d1}}^{\omega_{d2}}$, μια λογική εκτίμηση της πραγματικής έκθεσης στην ηλιακή ακτινοβολία στη διάρκεια του χρονικού βήματος είναι:

$$I_o|_{\omega_1}^{\omega_2} = I_o|_{\omega_{d1}}^{\omega_{d2}} * \frac{I_o|_{\omega_1}^{\omega_2}}{I_o|_{\omega_{d1}}^{\omega_{d2}}} \quad 3.2-2$$

Ο υπολογισμός αυτός εκτιμά το ολοκλήρωμα για την ακτινοβολία χρησιμοποιώντας το λόγο της ακτινοβολίας εκτός ατμόσφαιρας για το συγκεκριμένο χρονικό βήμα προς την ακτινοβολία εκτός ατμόσφαιρας για την περίοδο που αντιστοιχεί μεταξύ δύο διαδοχικών τιμών των δεδομένων. Καθότι άλλες ρουτίνες του TRNSYS απαιτούν την στιγμιαία την στιγμιαία τιμή της ηλιακής ακτινοβολίας, υπολογίζεται ο μέσος όρος της ηλιακής ακτινοβολίας στο συγκεκριμένο χρονικό βήμα.

3.2.1.1.1 Μέθοδοι υπολογισμού άμεσης και διάχυτης ηλιακής ακτινοβολίας οριζοντίου επιπέδου

Το μοντέλο 16 έχει πέντε μεθόδους για να υπολογίσει την άμεση και τη διάχυτη ακτινοβολία έχοντας δεδομένη την ολική ηλιακή ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου. Οι λειτουργίες 1 και 2 βασίζονται στις σχέσεις που ανέπτυξε ο Reindl. Και οι δύο λειτουργίες παρέχουν εκτιμήσεις του λόγου της διάχυτης ακτινοβολίας προς την ολική ακτινοβολία (I_d/I). Η λειτουργία 1 είναι στην πραγματικότητα μια απλοποιημένη μορφή των πλήρων σχέσεων που χρησιμοποιείται στη λειτουργία 2. Η λειτουργία 1 χρησιμοποιεί τον δείκτη αιθριότητας και το ηλιακό ύψος για τον υπολογισμό της διάχυτης ακτινοβολίας. Οι υπολογισμοί γίνονται με τις παρακάτω εξισώσεις:

$$\begin{aligned} &\text{Για } 0 \leq k_T \leq 0.3 \text{ και για } I_d/I \leq 1.0: \\ &I_d/I = 1.020 - 0.254 k_T + 0.0123 \sin(\alpha) \end{aligned} \quad 3.2-3$$

$$\begin{aligned} &\text{Για } 0.3 < k_T < 0.78 \text{ και για } 0.1 \leq I_d/I \leq 0.97: \\ &I_d/I = 1.400 - 1.749 k_T + 0.177 \sin(\alpha) \end{aligned} \quad 3.2-4$$

$$\begin{aligned} &\text{Για } 0.78 < k_T \text{ και για: } 0.1 \leq I_d/I \\ &I_d/I = 0.486 k_T - 0.182 \sin(\alpha) \end{aligned} \quad 3.2-5$$

Στη λειτουργία 2 το κλάσμα της διάχυτη ακτινοβολία εκτιμάται ως συνάρτηση του δείκτη αιθριότητας, του ηλιακού ύψους, της θερμοκρασίας περιβάλλοντος και τη σχετική υγρασία. Οι υπολογισμοί γίνονται με τις ακόλουθες εξισώσεις:

$$\begin{aligned} &\text{Για } 0 \leq k_T \leq 0.3 \text{ και για } I_d/I \leq 1.0: \\ &I_d/I = 1.000 - 0.232 k_T + 0.0239 \sin(\alpha) - 0.000682 T_a + 0.0195 (rh/100) \end{aligned} \quad 3.2-6$$

$$\begin{aligned} &\text{Για } 0.3 < k_T < 0.78 \text{ και για } 0.1 \leq I_d/I \leq 0.97: \\ &I_d/I = 1.329 - 1.716 k_T + 0.267 \sin(\alpha) - 0.00357 T_a + 0.106 (rh/100) \end{aligned} \quad 3.2-7$$

$$\begin{aligned} &\text{Για } 0.78 < k_T \text{ και για } 0.1 \leq I_d/I \\ &I_d/I = 0.426 k_T - 0.256 \sin(\alpha) + 0.00349 T_a + 0.0734 (rh/100) \end{aligned} \quad 3.2-8$$

Αντί να τίθενται περιορισμοί για κάθε μεταβλητή στις παραπάνω εξισώσεις, χρησιμοποιείται ένας εναλλακτικός περιορισμός στον συνολικό υπολογισμό της διάχυτης ακτινοβολίας. Τα όρια του περιορισμού τίθενται στις υπολογισμένες τιμές της διάχυτης ακτινοβολίας έτσι ώστε να είναι λογικές. Κατά τις παραπάνω λειτουργίες η άμεση ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου υπολογίζεται ως:

$$I_b = I - I_d$$

3.2-9

Στην λειτουργία, η άμεση και διάχυτη ακτινοβολία παρέχονται άμεσα ως είσοδοι από τον χρήστη. Στην λειτουργία 4 είσοδοι είναι η ολική και η άμεση ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου. Τέλος, στην λειτουργία 5 είσοδοι είναι η ολική και η διάχυτη ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου.

3.2.1.1.2 Θέση Ηλίου στον ουρανό

Η θέση του ήλιου στον ουρανό μπορεί να καθορισθεί από το την γωνία ζενίθ και τη γωνία αζιμούθιου ηλίου. Η γωνία ζενίθ είναι η γωνία που σχηματίζεται μεταξύ του κάθετου επιπέδου και της ευθείας όρασης του ήλιου. Η γωνία αυτή είναι 90 μείον την γωνία ανάμεσα στον ήλιο και στον οριζόντιο επίπεδο (ηλιακό ύψος). Η γωνία αζιμούθιου είναι η γωνία που σχηματίζεται από τον τοπικό μεσημβρινό και της προβολής της ευθείας όρασης του ηλίου στο οριζόντιο επίπεδο. Η γωνία αζιμούθιου είναι 0 για τον νότιο προσανατολισμό, θετική για τους δυτικούς προσανατολισμούς και αρνητική για τους ανατολικούς.

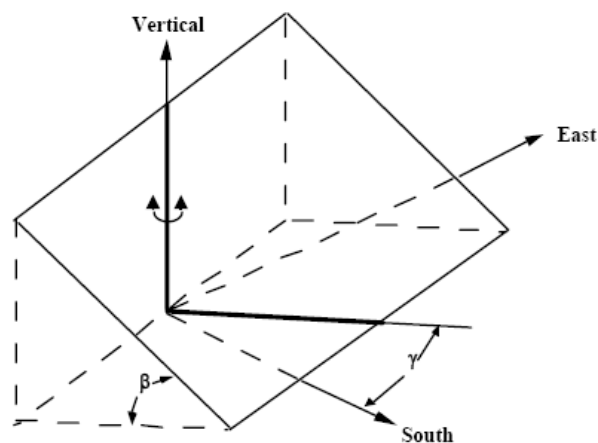
$$\cos\theta_z = \sin\delta \sin\phi + \sin\phi \cos\delta \cos\omega \quad 3.2-10$$

$$\sin\gamma_s = \frac{\cos\delta \sin\omega}{\sin\theta_z} \quad 3.2-11$$

3.2.1.1.3 Λειτουργία κινούμενης επιφάνειας

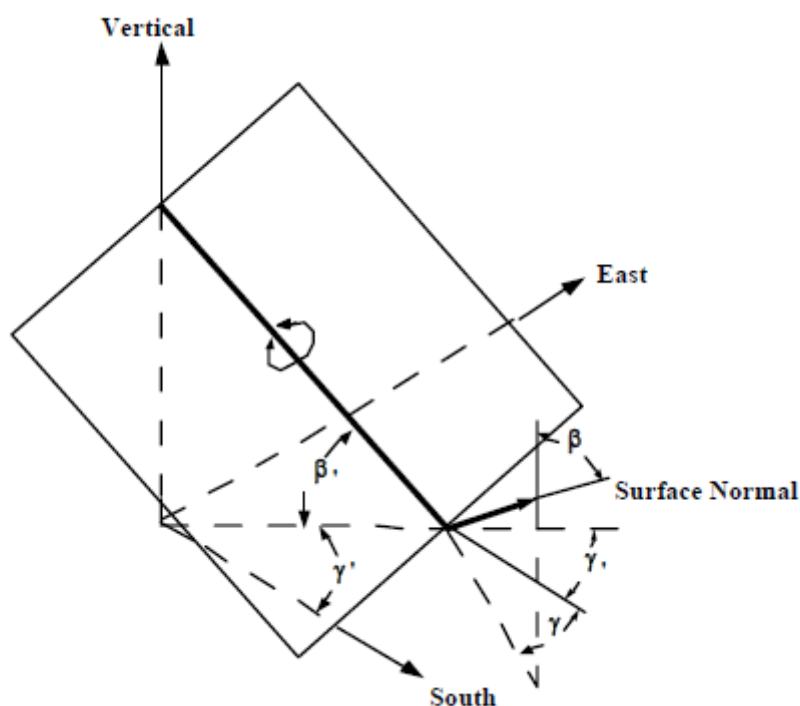
Το μοντέλο παρέχει 4 λειτουργίες υπολογισμού της προσπίπτουσας ακτινοβολίας σε κινούμενες επιφάνειες. Η λειτουργία 1 είναι αφορά επιφάνειες που δεν ακολουθούν την τροχιά του ήλιου με σκοπό την μεγιστοποίηση της προσπίπτουσας ακτινοβολίας. Η κλίση και το αζιμούθιο της επιφάνειας εισάγονται από τον χρήστη και καθορίζουν την θέση του ήλιου. Οι είσοδοι αυτοί είτε μεταβάλλονται με το χρόνο είτε είναι σταθερές. Οι λειτουργίες 2-4 αφορούν διάφορους βέλτιστους τύπους επιφανειών για την παρακολούθηση της τροχιάς του ήλιου. Ένας τέτοιος συλλέκτης μεταβάλλει τον προσανατολισμό του κατά τέτοιο τρόπο ώστε να μεγιστοποιείται η τιμή της προσπίπτουσας ακτινοβολίας σε όλες τις χρονικές στιγμές. Αυτό μπορεί να επιτευχθεί είτε μεγιστοποιώντας την άμεση προσπίπτουσα ακτινοβολία είτε το $\cos(\theta)$.

Η λειτουργία 2 προσομοιώνει την κίνηση μιας επιφάνειας με σταθερή κλίση και μεταβλητή γωνία αζιμούθιου. Η επιφάνεια περιστρέφεται με κατακόρυφο άξονα περιστροφής όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα. Στην περίπτωση αυτή η άμεση ακτινοβολία μεγιστοποιείται όταν $\gamma = \gamma_s$. Στην περίπτωση αυτή οι δοσμένες από τον χρήστη τιμές της γωνίας αζιμούθιου αγνοούνται.



Σχήμα 3.2-1: Κινούμενη επιφάνεια στη λειτουργία 2 του μοντέλου 109¹⁶

Η λειτουργία 3 προσομοιώνει τη γενική περίπτωση όπου η επιφάνεια περιστρέφεται γύρω από έναν άξονα παράλληλο στην επιφάνεια. Μια τέτοια επιφάνεια φαίνεται στο ακόλουθο σχήμα.



Σχήμα 3.2-2: Κινούμενη επιφάνεια στη λειτουργία 3 του μοντέλου 109¹⁶

Για οριζόντιο άξονα η κλίση της επιφάνειας δίνεται από την εξίσωση:

$$\beta = \tan^{-1} (\tan\theta_Z \cos(\gamma_s - \gamma)) \tag{3.2-12}$$

¹⁶ TRNSYS 16 Documentation, Volume 5 – Component mathematical reference

Όπου η γωνία αζιμούθιου της επιφάνειας δίνεται ως προς τη γωνία αζιμούθιου του άξονα ως εξής:

$$\gamma = \gamma' + 90^\circ, \text{ για } \gamma_s - \gamma' > 0 \quad 3.2-13$$

$$\gamma = \gamma' - 90^\circ \text{ για } \gamma_s - \gamma' < 0 \quad 3.2-14$$

Όταν μια επιφάνεια περιστρέφεται γύρω από άξονα πάντα παράλληλο στην επιφάνεια, όταν η επιφάνεια δεν είναι κάθετη ή οριζόντια, τότε και η γωνία αζιμούθιου και η κλίση της μεταβάλλονται με το χρόνο. Σε αυτήν την περίπτωση ισχύει ότι:

$$\gamma = \gamma' + \tan^{-1} \left(\frac{\sin \theta_Z \sin(\gamma_s - \gamma')}{\sin \beta' \cos \theta'} \right) \quad 3.2-15$$

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \beta'}{\cos(\gamma - \gamma')} \right) \quad 3.2-16$$

Όπου θ' είναι η γωνία πρόσπτωσης σε επιφάνεια με κλίση και γωνία αζιμούθιου ίση με αυτές του άξονα.

Στην περίπτωση αυτή οι εισαγόμενες τιμές της κλίσης και της γωνίας αζιμούθιου αναφέρονται στον άξονα.

Στην λειτουργία 4, προσομοιώνονται επιφάνειες που περιστρέφονται σε δύο άξονες. Η άμεση ακτινοβολία στην περίπτωση που η επιφάνεια κινείται με τέτοιο τρόπο ώστε οι ακτίνες του ηλίου να παραμένουν πάντα κάθετες στην επιφάνεια. Αυτό επιτυγχάνεται όταν $\gamma = \gamma_s$ και $\beta = \theta_Z$. Στην περίπτωση αυτή οι εισαγόμενες τιμές της κλίσης και της γωνίας αζιμούθιου αγνοούνται.

3.2.1.1.4 Λειτουργία υπολογισμού ακτινοβολίας κεκλιμένου επιπέδου

Το μοντέλο παρέχει επίσης 4 λειτουργίες υπολογισμού της ολικής ακτινοβολίας κεκλιμένου επιπέδου. Σε όλες τις περιπτώσεις απαιτείται γνώση της ολικής και διάχυτης ακτινοβολίας οριζοντίου επιπέδου καθώς και η θέση του ήλιου. Γενικά ο υπολογισμός της ολικής ακτινοβολίας κεκλιμένου επιπέδου γίνεται προσθέτοντας την άμεση, την διάχυτη και ανακλώμενη από το έδαφος ακτινοβολία στο επίπεδο.

Σε όλες τις λειτουργίες χρησιμοποιούνται οι ίδιες τεχνικές για την προβολή της άμεσης και της ανακλώμενης από το έδαφος ακτινοβολίας στην κεκλιμένη επιφάνεια και διαφέρουν μόνο στην μέθοδο υπολογισμού της διάχυτης ακτινοβολίας στο κεκλιμένο επίπεδο. Η συμβολή της άμεσης ακτινοβολίας στην κεκλιμένη επιφάνεια (για μικρά χρονικά διαστήματα) μπορεί να υπολογιστεί με χρήση του συντελεστή R_b :

$$R_b = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad 3.2-17$$

Όπου:

$$\cos \theta = \cos \theta_z \cos \beta + \sin \theta_z \cos(\gamma_s - \gamma) \sin \beta \quad 3.2-18$$

Στην παραπάνω εξίσωση, β είναι η κλίση της επιφάνειας, ορισμένη ως η γωνία που σχηματίζεται μεταξύ της επιφάνειας και του οριζοντίου επιπέδου, ενώ γ είναι η γωνία αζιμούθιου της επιφάνειας. Το πρόσημο της γωνίας αζιμούθιου της επιφάνειας είναι ίδιο με το αζιμούθιο ηλίου. Δηλαδή μηδέν για νότιο προσανατολισμό, θετικό για δυτικούς προσανατολισμούς και αρνητικό για ανατολικούς. Η κλίση λαμβάνει θετική τιμή όταν έχει προσανατολισμό προς το αζιμούθιο της επιφάνειας.

Αφού έχει υπολογιστεί το R_b :

$$I_{bT} = I_b \cdot R_b \quad 3.2-19$$

Η συμβολή της ανακλώμενης ακτινοβολίας υπολογίζεται με την παραδοχή ότι το έδαφος συμπεριφέρεται ως ισοτροπικός ανακλαστήρας και καθορίζοντας τον παράγοντα R_r ως το λόγο της ανακλώμενης ακτινοβολίας στην κεκλιμένη επιφάνεια προς την ολική ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου, είναι:

$$R_r = 0.5 (1 - \cos \beta) \rho_g \quad 3.2-20$$

$$I_{gT} = I \cdot R_r \quad 3.2-21$$

Η συμβολή της διάχυτης ακτινοβολίας στην κεκλιμένη επιφάνεια υπολογίζεται με τη χρήση μίας εκ των τεσσάρων μεθόδων που χρησιμοποιεί το μοντέλο. Η μέθοδος 1 χρησιμοποιεί το μοντέλο του ισοτροπικού ουρανού το οποίο υποθέτει ότι η διάχυτη ακτινοβολία διανέμεται ομοιόμορφα στον ουράνιο θόλο. Ο παράγοντας R_d , ο οποίος είναι ο λόγος της διάχυτης ακτινοβολίας σε κεκλιμένη επιφάνεια προς την διάχυτη στο οριζόντιο επίπεδο, ορίζεται ως:

$$R_d = 0.5 (1 + \cos \beta) \quad 3.2-22$$

Η λειτουργία 2 χρησιμοποιεί το μοντέλο που αναπτύχθηκε από τους Hay and Davies. Το μοντέλο αυτό λαμβάνει υπόψη του και την και την ισοτροπική διάχυτη ακτινοβολία και την διάχυτη ακτινοβολία από την περιοχή γύρω από τον ήλιο. Υπό συνθήκες πλήρους αιθριότητας,

παρατηρείται αυξημένη ένταση της διάχυτης ακτινοβολίας στην περιοχή γύρω από τον ήλιο. Το μοντέλο των Hay and Davies σταθμίζει την διάχυτη ακτινοβολία από την περιοχή γύρω από τον ήλιο χρησιμοποιώντας έναν δείκτη ανισοτροπίας A_I . Ο δείκτης ανισοτροπίας καθορίζει το ποσοστό της διάχυτης ακτινοβολίας που προέρχεται από την περιοχή γύρω από τον ήλιο ενώ το υπόλοιπο μέρος θεωρείται ισοτροπικό. Σύμφωνα με το μοντέλο αυτό, είναι:

$$A_I = \frac{I_{bn}}{I_{0n}} \quad 3.2-23$$

$$I_{dT} = I_d [0.5 (1 - A_I) (1 + \cos \beta) + A_I R_b] \quad 3.2-24$$

Ο πρώτος όρος στην αγκύλη παριστά την συμβολή του ισοτροπικού μέρους της διάχυτης ακτινοβολίας ενώ ο δεύτερος όρος παριστά το μέρος που προέρχεται από την περιοχή γύρω από τον ήλιο.

Στη λειτουργία 3 το μοντέλο 16 χρησιμοποιεί το θεωρητικό μοντέλο που αναπτύχθηκε από τον Reindl το οποίο βασίζεται στην εργασία πολλών προηγούμενων μελετητών. Το μοντέλο αυτό προσθέτει στο μοντέλο των Hay and Davies έναν ακόμη όρο της διάχυτης ακτινοβολίας ο οποίος αναφέρεται στην διάχυτη ακτινοβολία από την φωτεινότητα του ορίζοντα. Ο όρος αυτός υπολογίζεται από το ισοτροπικό μέρος της διάχυτης ακτινοβολίας και το μέγεθός του καθορίζεται από έναν ρυθμιστικό συντελεστή, f . Το μοντέλο του Reindl περιγράφεται από τις ακόλουθες εξισώσεις:

$$f = \sqrt{\frac{I_b}{I}} \quad 3.2-25$$

$$I_{dT} = I_d [0.5 (1 - A_I) (1 + \cos \beta) (1 + (f) \sin^3(\beta/2)) + A_I R_b] \quad 3.2-26$$

Ο πρώτος όρος στην αγκύλη παριστά το ισοτροπικό μέρος και το μέρος της διάχυτης ακτινοβολίας που οφείλεται στην φωτεινότητα του ορίζοντα. Ο δεύτερος όρος αναφέρεται στο μέρος της διάχυτης ακτινοβολία που προέρχεται από την περιοχή γύρω από τον ήλιο.

Η λειτουργία 4 χρησιμοποιεί το μοντέλο που αναπτύχθηκε από τον Perez. Το μοντέλο συνυπολογίζει την διάχυτη ακτινοβολία που προέρχεται από την περιοχή γύρω από τον ήλιο, από την φωτεινότητα του ορίζοντα και από το ισοτροπικό κομμάτι του ουρανού με βάση εμπειρικούς συντελεστές “μείωσης φωτεινότητας”. Οι συντελεστές αυτοί F_1' και F_2' είναι συναρτήσεις παραμέτρων της καθαρότητας του ουρανού, e , και της φωτεινότητας του ουρανού, Δ .

$$\varepsilon \equiv \frac{\left[\frac{(I_d + I_{dn})}{I_d} + 1.041 \theta_Z^3 \right]}{\left[1 + 1.041 \theta_Z^3 \right]} \quad 3.2-27$$

όπου θ_Z δίνεται σε rad.

$$\Delta \equiv \frac{I_{dm}}{I_{on}} = \frac{I_d}{I_o} \quad 3.2-28$$

Ο υπολογισμός των συντελεστών μείωση φωτεινότητας γίνεται με βάση τις παρακάτω σχέσεις και τον ακόλουθο Πίνακας 3.2-1:

$$F'_1 = F_{11}(\varepsilon) + F_{12}(\varepsilon) \cdot \Delta + F_{13}(\varepsilon) \cdot \theta_Z \quad 3.2-29$$

$$F'_2 = F_{21}(\varepsilon) + F_{22}(\varepsilon) \cdot \Delta + F_{23}(\varepsilon) \cdot \theta_Z \quad 3.2-30$$

ε Bin	Upper Limit for ε	Cases (%)	F11	F12	F13	F21	F22	F21
1	1.065	13.60	-0.196	1.084	-0.006	-0.114	0.180	-0.019
2	1.230	5.60	0.236	0.519	-0.180	-0.011	0.220	-0.038
3	1.500	7.52	0.454	0.321	-0.255	0.072	-0.098	-0.046
4	1.950	8.87	0.866	-0.381	-0.375	0.203	-0.403	-0.049
5	2.800	13.17	1.026	-0.711	-0.426	0.273	-0.602	-0.061
6	4.500	21.45	0.978	-0.986	-0.350	0.280	-0.915	-0.024
7	6.200	16.06	0.748	-0.913	-0.236	0.173	-1.045	0.065
8	-	13.73	0.318	-0.757	0.103	0.062	-1.698	0.236

Πίνακας 3.2-1: Πίνακας συντελεστών μείωσης φωτεινότητας ¹⁶

Ο γωνιακός τόπος της περιοχής γύρω από τον ήλιο για το οποίο η διάχυτη ακτινοβολία μεταβάλλεται δίνεται από τον λόγο a/c:

$$a/c = \frac{\max[0, \cos \theta]}{\max[\cos 85, \cos \theta_Z]} \quad 3.2-31$$

Η διάχυτη ακτινοβολία στην κεκλιμένη επιφάνεια υπολογίζεται ως εξής:

$$I_{dT} = I_d \left[0.5 (1 - F'_1) (1 + \cos \beta) + F'_1 \left(\frac{a}{c} \right) + F'_2 \sin \beta \right] \quad 3.2-32$$

Η ολική ακτινοβολία στην κεκλιμένη επιφάνεια υπολογίζεται για όλες της λειτουργίες του μοντέλου ως το άθροισμα της διάχυτης, της άμεσης και της ανακλώμενης από το έδαφος ακτινοβολίας στο κεκλιμένο επίπεδο.

$$I_T = I_{bT} + I_{dT} + I_{gT} \quad 3.2-33$$

Γενικότερα, τα ανισοτροπικά μοντέλα για τον ουρανό (Hay and Davies, Reindl, Perez) παρέχουν συγκρίσιμες τιμές της ολικής ακτινοβολίας στο κεκλιμένο επίπεδο και είναι κατάλληλα για γενική χρήση. Τα μοντέλα των Hay and Davies και του Reindl είναι υπολογιστικά απλούστερα του μοντέλου του Perez. Το ισοτροπικό μοντέλο ουρανού που χρησιμοποιείται στη λειτουργία 1 δεν είναι κατάλληλο για γενική χρήση καθώς οι τιμές που υπολογίζονται είναι σημαντικά μικρότερες των πραγματικών αλλά συμπεριλαμβάνεται για λόγους πληρότητας του μοντέλου.

Λόγω του ότι πολύ υπολογισμοί γίνονται λαμβάνοντας υπόψη την ώρα της ημέρας είναι σημαντικό να χρησιμοποιείται η σωστή ηλιακή ώρα. Για το λόγο αυτό χρησιμοποιούνται πολλοί διορθωτικοί συντελεστές. Γενικά για την ηλιακή ώρα ισχύει ότι:

$$\text{Ηλιακή ώρα (hrs)} = \text{τοπική ώρα} + E + (L_{st} - L_{loc})/15 \quad 3.2-34$$

Ο όρος E παριστά την εκκεντρότητα της τροχιάς της γης και μεταβάλλεται μεταξύ -24h και +26h κάθε χρόνο. L_{st} είναι ο τοπικός μεσημβρινός της τοπικής ώρας και L_{loc} είναι το γεωγραφικό μήκος της ζητούμενης τοποθεσίας. Ο τοπικός μεσημβρινός μετριέται σε μοίρες και παίρνει τιμές από 0° έως $\pm 180^\circ$. Δυτικά του μεσημβρινού (Greenwich, Αγγλία) οι τιμές είναι θετικές ενώ ανατολικά είναι αρνητικές. Για τους υπολογισμούς της ολικής ακτινοβολίας για ένα χρονικό βήμα χρησιμοποιείται η μέση ωραία γωνία $\omega = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}$, έτσι ώστε η υπολογιζόμενη θέση του ηλίου να είναι ο μέσος όρος για την περίοδο του χρονικού βήματος.

Η ηλιακή ώρα που χρησιμοποιείται είναι:

$$\text{Ηλιακή ώρα} = t + E + \text{SHFT}/15 \quad 3.2-35$$

Όπου t είναι η ώρα σε ώρες (hours) με αναφορά το ω . Επίσης $\text{SHFT} = L_{st} - L_{loc}$. Επίσης η ώρα της προσομοίωσης πρέπει να τεθεί έτσι ώστε η πρώτη γραμμή δεδομένων που διαβάζεται να αντιστοιχεί στο τέλος του πρώτου χρονικού βήματος στην εκκίνηση της προσομοίωσης. Αν τα δεδομένα παρέχονται ανά μονά χρονικά διαστήματα της ηλιακής ώρας, τότε οι παράγοντες E και SHFT πρέπει να παραληφθούν. Αυτό γίνεται δίνοντας στην τελευταία παράμετρο αρνητική τιμή.

3.2.2 Ηλιακοί συλλέκτες σωλήνων κενού (ETC) – (Type 71)



Το μοντέλο 71 προσομοιώνει την λειτουργία ηλιακών συλλεκτών κενού με χρήση της εξίσωσης δευτέρου βαθμού ως προς ΔT για τον βαθμό απόδοσης. Η θερμική συμπεριφορά συνεπώς είναι πανομοιότυπη με αυτήν των επίπεδων ηλιακών συλλεκτών. Η διαφορά με τους απλούς ηλιακούς συλλέκτες είναι η οπτική συμπεριφορά των συλλεκτών κενού καθώς χρησιμοποιούν συντελεστή γωνίας πρόσπτωσης (*Incidence Angle Modifier - IAM*) σε δύο άξονες όπως θα αναλυθεί στη συνέχεια.

Η συνολική διάταξη των συλλεκτών μπορεί να αποτελείται από μονάδες τοποθετημένες παράλληλα ή σε σειρά. Η θερμική συμπεριφορά της συνολικής διάταξης των συλλεκτών καθορίζεται από τον αριθμό των μονάδων που είναι τοποθετημένες σε σειρά καθώς και από τα χαρακτηριστικά της κάθε μονάδας. Ο χρήστης θα πρέπει να παρέχει αποτελέσματα δοκιμών για την καμπύλη βαθμού απόδοσης συναρτήσει του λόγου διαφοράς θερμοκρασίας, ρευστού και ατμόσφαιρας, προς την συνολική ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου ($\Delta T/I_T$). Η θερμοκρασία του ρευστού μπορεί να αντιστοιχεί σε αυτήν της εισόδου, της εξόδου από του συλλέκτη ή την μέση θερμοκρασία. Το μοντέλο μετασχηματίζει την καμπύλη βαθμού απόδοσης- $(\Delta T/I_T)$ σε εξίσωση δευτέρου βαθμού. Στην συνέχεια γίνονται διορθώσεις στους παράγοντες απόδοσης, θερμικής απολαβής και θερμικών απωλειών για την πρόβλεψη της ύπαρξης εναλλάκτη θερμότητας, όμοιων συλλεκτών σε σειρά ή παροχών διαφορετικών από τις συνθήκες δοκιμών.

Όσον αφορά στην οπτική συμπεριφορά των συλλεκτών το TRNSYS παρέχει πέντε διαφορετικούς τρόπους υπολογισμού, οι οποίοι αναφέρονται σε διαφορετικά δεδομένα και τύπους συλλεκτών. Για λόγους πληρότητας θα αναφερθούμε σε όλους, ωστόσο οι συλλέκτες κενού χρησιμοποιούν τον συντελεστή γωνίας πρόσπτωσης σε δύο άξονες όπως αναφέραμε.

Ορολογία

A	[m ²]	Συλλεκτική επιφάνεια ή ανηγμένη συλλεκτική επιφάνεια
A _a	[m ²]	Επιφάνεια συλλέκτη
A _r	[m ²]	Επιφάνεια απορροφητή συλλέκτη
a ₀	[-]	Μέγιστη απόδοση συλλέκτη
a ₁	[kJ/h-m ² -K]	Αρνητικός συντελεστής πρώτης τάξης της απόδοσης του συλλέκτη
a ₂	[kJ/h-m ² -K]	Αρνητικός συντελεστής δεύτερης τάξης της απόδοσης του συλλέκτη
b ₀	[-]	Αρνητικός συντελεστής πρώτης τάξης της καμπύλης του συντελεστή γωνίας πρόσπτωσης (IAM)
b ₁	[-]	Αρνητικός συντελεστής δεύτερης τάξης της καμπύλης του IAM

c_{pf}	[kJ/kg-K]	ειδική θερμοχωρητικότητα κυκλοφορούντος ρευστού
C_{min}	[kJ/h-K]	Ελάχιστη ολική θερμοχωρητικότητα των ρευμάτων εναλλάκτη θερμότητας (παροχή μάζας επί την ειδική θερμοχωρητικότητα)
F_R	[-]	Παράγων θερμικής απολαβής
F_{av}	[-]	Τιμή του F_R για χρήση της T_{av} αντί της T_i
F_o	[-]	Τιμή του F_R για χρήση της T_o αντί της T_i
I	[kJ/h-m ²]	Συνολική ωριαία ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου
I_d	[kJ/h-m ²]	Διάχυτη ωριαία ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου
I_T	[kJ/h-m ²]	Συνολική ωριαία ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου
I_{bT}	[kJ/h-m ²]	Άμεση ωριαία ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου
m	[kg/h]	Παροχή μάζας
m_{test}	[kg/h]	Παροχή μάζας δοκιμής
N_s	[-]	Αριθμός συλλεκτών σε σειρά
T_a	[°C]	Θερμοκρασία περιβάλλοντος
T_{av}	[°C]	Μέση θερμοκρασία του ρευστού στον συλλέκτη
T_i	[°C]	Θερμοκρασία εισόδου του ρευστού στον συλλέκτη
T_o	[°C]	Θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από τον συλλέκτη
U_L	[kJ/h-m ² -K]	Συντελεστής συνολικών θερμικών απωλειών
U_{LT}	[kJ/h-m ² -K ²]	Σταθερά συντελεστή θερμικών απωλειών ως προς T
α	[-]	Απορροφητικότητα του απορροφητήρα του συλλέκτη
β	[°]	Κλίση συλλέκτη ως προς το οριζόντιο επίπεδο
θ	[°]	Γωνία πρόσπτωσης άμεσης ακτινοβολίας
θ_l	[°]	Γωνία πρόσπτωσης στην κατεύθυνση του γεωγραφικού μήκους
θ_t	[°]	Γωνία πρόσπτωσης στην κατεύθυνση του γεωγραφικού πλάτους
ρ_g	[-]	Ανακλαστικότητα του εδάφους
τ	[-]	Διαπερατότητα καλύμματος του συλλέκτη

(τα)	[-]	Κλάσμα της συνολικά προσπίπτουσας ακτινοβολίας που απορροφά ο Απορροφητήρας
(τα) _b	[-]	Η τιμή του (τα) για την άμεση ακτινοβολία
(τα) _n	[-]	Η τιμή του (τα) για κάθετη πρόσπτωση ηλιακής ακτινοβολίας
(τα) _s	[-]	Η τιμή του (τα) για την προερχόμενη από τον ουρανό διάχυτη ακτινοβολία
(τα) _g	[-]	Η τιμή του (τα) για την προερχόμενη από το έδαφος διάχυτη ακτινοβολία

3.2.2.1 Μαθηματική Ανάλυση

3.2.2.1.1 Βαθμός απόδοσης ηλιακού συλλέκτη

Ο βαθμός απόδοσης θερμικού ηλιακού συλλέκτη λαμβάνεται από την σχέση Hottel-Whiller:

$$\eta = \frac{Q_u}{A I_T} = \frac{\dot{m} C_{pf} (T_o - T_i)}{A I_T} = F_R (\tau\alpha)_n - F_R U_L \frac{(T_i - T_a)}{I_T} \quad 3.2-36$$

Επειδή ο συντελεστής θερμικών απωλειών (U_L) δεν είναι σταθερός, μία καλύτερη προσέγγιση του βαθμού απόδοσης γίνεται με θεώρηση γραμμικής εξάρτησης του από την διαφορά ($T_i - T_a$):

$$\eta = \frac{Q_u}{A I_T} = F_R (\tau\alpha)_n - F_R U_L \frac{(T_i - T_a)}{I_T} - F_R U_{L/T} \frac{(T_i - T_a)^2}{I_T} \quad 3.2-37$$

δηλαδή:

$$\eta = a_0 - a_1 \frac{(\Delta T)}{I_T} - a_2 \frac{(\Delta T)^2}{I_T} \quad 3.2-38$$

Από την παραπάνω σχέση λαμβάνεται ο βαθμός απόδοσης, οποίος καθορίζεται από τις παραμέτρους a_0 , a_1 και a_2 .

Σημείωση: ιδιαίτερη προσοχή θα πρέπει να δοθεί στην συλλεκτική επιφάνεια που τίθεται ως παράμετρος στο μοντέλο η οποία θα πρέπει να συμφωνεί με αυτή με βάση την οποία έγινε ο υπολογισμός των συντελεστών a_0 , a_1 και a_2 . Συνήθως ο υπολογισμός των καμπύλων βαθμού απόδοσης γίνεται με βάση την συλλεκτική επιφάνεια στην Αμερική ενώ με βάση την ανηγμένη συλλεκτική επιφάνεια στην Ευρώπη.

Στην παραπάνω σχέση ο όρος (ΔT) αναφέρεται στην θερμοκρασιακή διαφορά ($T_i - T_a$). Παρόλα αυτά, σε πολλές δοκιμές συλλεκτών η καμπύλη του βαθμού απόδοσης δίδεται συναρτήσει άλλης θερμοκρασιακής διαφοράς:

$$\Delta T = \begin{cases} \Delta T_i = T_i - T_a \\ \Delta T_{av} = T_{av} - T_a \\ \Delta T_o = T_o - T_a \end{cases} \quad 3.2-39$$

Ο πρώτος τρόπος συναντάται συνήθως σε αμερικάνικες δοκιμές ενώ ο δεύτερος σε ευρωπαϊκές. Το μοντέλο μπορεί να χρησιμοποιήσει συντελεστές a_0 , a_1 και a_2 που έχουν υπολογιστεί με οποιοδήποτε από τους παραπάνω ορισμούς της θερμοκρασιακής διαφοράς. Όμως εάν ο υπολογισμός των συντελεστών έχει πραγματοποιηθεί με βάση την μέση θερμοκρασία (ΔT_{av}) ή την θερμοκρασία εξόδου (ΔT_o) εφαρμόζονται παράμετροι διόρθωσης. Οι παράμετροι διόρθωσης υπολογίζονται για γραμμική εξάρτηση του βαθμού απόδοσης από την θερμοκρασιακή διαφορά και κατά συνέπεια η εξίσωση θα πρέπει να μετασχηματισθεί σε γραμμική ως εξής:

$$U'_L = U_L + U_{L/T} (T_i - T_a) \quad 3.2-40$$

Έτσι ο βαθμός απόδοσης γίνεται:

$$\eta = \frac{Q_u}{A I_T} = F_R (\tau\alpha)_n - F_R U'_L \frac{(T_i - T_a)}{I_T} \quad 3.2-41$$

Οι παράμετροι διόρθωσης δίνονται από τις παρακάτω σχέσεις:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_R (\tau\alpha) = F_{av} (\tau\alpha)_n \left(\frac{\dot{m}_{test} C_{pf}}{\dot{m}_{test} C_{pf} + \frac{F_{av} U'_L}{2}} \right) \end{array} \right. \quad 3.2-42$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_R U'_L = F_{av} U'_L \left(\frac{\dot{m}_{test} C_{pf}}{\dot{m}_{test} C_{pf} + \frac{F_{av} U'_L}{2}} \right) \end{array} \right. \quad 3.2-43$$

$$\begin{cases} F_R(\tau\alpha) = F_o(\tau\alpha)_n \left(\frac{\dot{m}_{test} C_{pf}}{\dot{m}_{test} C_{pf} + F_o U'_L} \right) & 3.2-44 \\ F_R U'_L = F_o U'_L \left(\frac{\dot{m}_{test} C_{pf}}{\dot{m}_{test} C_{pf} + F_o U'_L} \right) & 3.2-45 \end{cases}$$

3.2.2.1.2 Διορθώσεις στον ιδανικό βαθμό απόδοσης:

Διορθώσεις των παραμέτρων των συλλεκτών εφαρμόζονται για την προσαρμογή της καμπύλης του βαθμού απόδοσης σε:

1. παροχή μάζας m διαφορετική από αυτή των δοκιμών
2. N_s ηλιακούς συλλέκτες συνδεδεμένους σε σειρά
3. συντελεστή γωνίας πρόσπτωσης διαφορετικό της μονάδας

3.2.2.1.2.1 Διόρθωση παροχής μάζας

Σε περίπτωση λειτουργίας σε διαφορετική παροχή μάζας από αυτή της δοκιμής οι παράμετροι $F_R(\tau\alpha)_n$ και $F_R U'_L$ αλλάζουν και οι δύο κατά το ίδιο ποσοστό, εξαιτίας της αλλαγής που υφίσταται ο παράγων θερμικής απολαβής (F_R). Ο λόγος r_1 κατά τον οποίο μεταβάλλονται διαμορφώνεται ως εξής:

$$r_1 = \frac{F_R U'_L|_{use}}{F_R U'_L|_{test}} = \frac{F_R(\tau\alpha)_n|_{use}}{F_R(\tau\alpha)_n|_{test}} = \frac{\frac{\dot{m} C_{pf}}{A F' U_L} \left(1 - e^{-\frac{A F' U_L}{\dot{m} C_{pf}}} \right) \Big|_{use}}{\frac{\dot{m}_{test} C_{pf}}{A F' U_L} \left(1 - e^{-\frac{A F' U_L}{\dot{m}_{test} C_{pf}}} \right) \Big|_{test}} \quad 3.2-46$$

Για την παραπάνω σχέση είναι απαραίτητος ο υπολογισμός του $F' U_L$. Ο υπολογισμός γίνεται για τις συνθήκες δοκιμής από την παρακάτω σχέση:

$$F' U_L = -\frac{\dot{m} C_{pf}}{A} \ln \left(1 - \frac{F_R U'_L A}{\dot{m} C_{pf}} \right) \quad 3.2-47$$

Εάν το κυκλοφορούν ρευστό είναι υγρό τότε ο παράγοντας $F' U_L$ που υπολογίζεται για τις συνθήκες της δοκιμής σχεδόν ταυτίζεται με τον αντίστοιχο λειτουργίας και μπορεί να χρησιμοποιηθεί η ίδια τιμή.

3.2.2.1.2.2 Συλλέκτες εν σειρά

Οι παράμετροι $F_R(\tau\alpha)_n$ και $F_R U'_L$ μεταβάλλονται για την προσομοίωση N όμοιων συλλεκτών συνδεδεμένων σε σειρά κατά τον λόγο r_2 όμοια με πριν:

$$\tau_2 = \frac{1 - \left(1 - \frac{A F_R U'_L}{\dot{m} C_{pf}}\right)^{N_s}}{N_s \frac{A F_R U'_L}{\dot{m} C_{pf}}} \quad 3.2-48$$

3.2.2.1.2.3 Συντελεστής γωνίας πρόσπτωσης (IAM)

Συνήθως οι δοκιμές ηλιακών συλλεκτών γίνονται σε αίθρια ατμόσφαιρα και για κάθετη πρόσπτωση της ηλιακής ακτινοβολίας, έτσι ο όρος $(\tau\alpha)$ ταυτίζεται με τον $(\tau\alpha)_n$. Συνεπώς για προσαρμογή των καμπύλων βαθμού απόδοσης στις συνθήκες της εξομοίωσης ο παράγοντας $F_R (\tau\alpha)_n$ θα πρέπει να πολλαπλασιαστεί με τον όρο $(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_n$ ο οποίος υπολογίζεται ως εξής:

$$\frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} = \frac{I_{bT} \frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n} + I_d \frac{(1+\cos\beta)}{2} \frac{(\tau\alpha)_d}{(\tau\alpha)_n} + \rho_g I \frac{(1-\cos\beta)}{2} \frac{(\tau\alpha)_g}{(\tau\alpha)_n}}{I_T} \quad 3.2-49$$

Η τιμή του λόγου $(\tau\alpha)_b/(\tau\alpha)_n$ λαμβάνεται από την σχέση:

$$\frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n} = 1 - b_0 \left(\frac{1}{\cos\theta} - 1 \right) - b_1 \left(\frac{1}{\cos\theta} - 1 \right)^2 \quad 3.2-50$$

Σημείωση: σε ορισμένες δοκιμές συλλεκτών παρέχεται ο συντελεστής γωνίας πρόσπτωσης μόνο για μία μόνο τιμή της γωνίας πρόσπτωσης, συνήθως τις 50° . Τότε χρησιμοποιείται η δεύτερη περίπτωση υπολογισμού του συντελεστή γωνίας πρόσπτωσης κατά την οποία θεωρείται η σταθερά $b_1 = 0$ και χρησιμοποιείται η παραπάνω σχέση για τον υπολογισμό της τιμής του b_0 .

Το TRNSYS δίνει τη δυνατότητα πέντε διαφορετικών τρόπων υπολογισμού του συντελεστή γωνίας πρόσπτωσης:

- 1^η περίπτωση: $(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_n = 1$ για κάθε τιμή της γωνίας πρόσπτωσης
- 2^η περίπτωση: ο χρήστης καθορίζει τις τιμές των σταθερών b και b
- 3^η περίπτωση: τιμές του λόγου $(\tau\alpha)_b/(\tau\alpha)_n$ συναρτήσει της γωνίας θ παρέχονται από εξωτερικό αρχείο. Ο συλλέκτης θεωρείται συμμετρικός και κατά συνέπεια μόνο μια κατεύθυνση παρέχεται στο αρχείο αυτό.
- 4^η περίπτωση: η υπορουτίνα TAU_ALPHA υπολογίζει τον συντελεστή της γωνίας πρόσπτωσης για την άμεση ακτινοβολία συναρτήσει της γωνίας πρόσπτωσης και των ιδιοτήτων των καλυμμάτων.
- 5^η περίπτωση: τιμές του λόγου $(\tau\alpha)_b/(\tau\alpha)_n$ συναρτήσει της γωνίας θ παρέχονται από εξωτερικό αρχείο για επιμήκη και εγκάρσια κατεύθυνση. Η περίπτωση αυτή

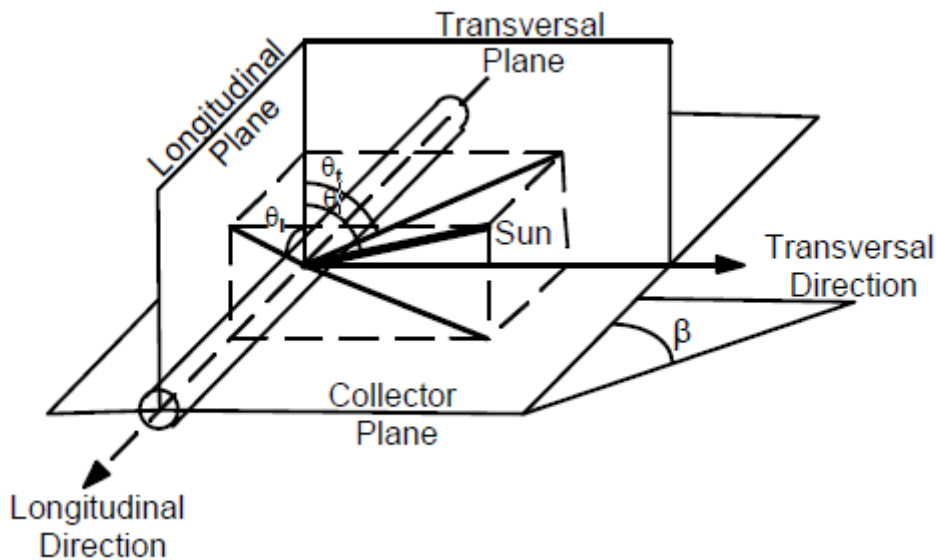
χρησιμοποιείται για την προσομοίωση ηλιακών συλλεκτών σωλήνων κενού (μοντέλο 71), τους οποίους χρησιμοποιούμε.

Οι συντελεστές γωνίας πρόσπτωσης για την διάχυτη ακτινοβολία από τον ουρανό και το έδαφος, $(\tau_a)_s / (\tau_a)_n$ και $(\tau_a)_g / (\tau_a)_n$ λαμβάνονται από τις περιπτώσεις 2 και 4 με χρήση ισοδύναμων γωνιών:

$$\theta_{sky} = 59.68 - 0.1388 \beta + 0.001497 \beta^2 \quad 3.2-51$$

$$\theta_{gnd} = 90.00 - 0.5788 \beta + 0.002693 \beta^2 \quad 3.2-52$$

Οι συλλέκτες σωλήνων κενού, για τους οποίους χρησιμοποιείται η 5^η περίπτωση των οπτικών μοντέλων, είναι οπτικά μη συμμετρικοί. Γι' αυτό το λόγο το μοντέλο 71 χρειάζεται διαξονικούς συντελεστές για τη γωνία πρόσπτωσης της ηλιακής ακτινοβολίας σε αυτούς, $(\tau_a)_b / (\tau_a)_n$. Οι συντελεστές αυτοί διαβάζονται από εξωτερικό αρχείο (IAM data file). Οι δύο αυτοί άξονες είναι κατά γεωγραφικό πλάτος και κατά γεωγραφικό μήκος αντίστοιχα και αναπαρίστανται στην ακόλουθη εικόνα:



Σχήμα 3.2-3: Άξονες κατά τη διεύθυνση του γεωγραφικού πλάτους και του γεωγραφικού μήκους¹⁶

Ο IAM που αναφέρεται στην εγκάρσια διεύθυνση (transversal) ονομάζεται και τροποποιητής αζιμούθιου ενώ αυτός που αναφέρεται στην διαμήκη διεύθυνση (longitudinal) ονομάζεται τροποποιητής ύψους.

Θα πρέπει να σημειωθεί ότι τόσο ο διαμήκης όσο και ο εγκάρσιος IAM αναφέρονται στην θέση συλλέκτη ηλίου και όχι στους σωλήνες του τελευταίου. Παρόλα αυτά επειδή οι συλλέκτες έχουν προσανατολισμό Βορρά- Νότου η διαμήκης διεύθυνση συμπίπτει με αυτή των σωλήνων. Εάν οι δοκιμές για τους συλλέκτες έχουν πραγματοποιηθεί με προσανατολισμό Ανατολής – Δύσης τα δεδομένα για τον IAM θα πρέπει να προσαρμοστούν αλλάζοντας την διαμήκη και την εγκάρσια διεύθυνση.

Οι συντελεστές της γωνίας πρόσπτωσης για την διάχυτη ακτινοβολία δεν διαβάζονται από εξωτερικό αρχείο υπολογίζονται από την παρακάτω σχέση:

$$\frac{(\tau\alpha)_d}{(\tau\alpha)_n} = \frac{4}{\pi} \int_0^{\pi/2} \int_0^{\pi/2} \frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n}(\theta, \gamma_s) \cos(\theta) \sin(\theta) d\theta d\gamma_s$$

Η παραπάνω σχέση υπολογίζεται με αριθμητική ολοκλήρωση στην αρχή της προσομοίωσης με βάση τα παρεχόμενες τιμές $(\tau\alpha)_b/(\tau\alpha)_n$ από το εξωτερικό αρχείο IAM.

Το μοντέλο 71 απαιτεί την ύπαρξη εξωτερικού αρχείου δεδομένων για τον υπολογισμό του συντελεστή γωνίας πρόσπτωσης (IAM). Η ανάγνωση και η παρεμβολή μεταξύ των τιμών του αρχείου αυτού γίνεται από την υπορουτίνα DYNAMICDATA του προγράμματος. Το εξωτερικό αρχείο περιέχει τις τιμές του λόγου IAM για διάφορους συνδυασμούς διαμήκους και εγκάρσιας γωνίας πρόσπτωσης. Η τυποποίηση του εν λόγω εξωτερικού αρχείου φαίνεται παρακάτω. Παράδειγμα τέτοιου αρχείου παρέχεται από το πρόγραμμα στο 'Exampmples\Data Files'.

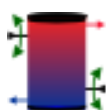
```
<Transversal angle 1> <Transversal angle 2> etc.           Nt values [0;90]
<Longitudinal angle 1> <Longitudinal angle 1> etc.       Nl values [0;90]
<IAM 1 1>                                                  IAM for transv. angle 1, long. angle 1
<IAM 1 2>                                                  IAM for transv. Angle 1, long. angle 2
...
<IAM 1 Nl>                                                 IAM for transv. angle 1, long. angle Nl
<IAM 2 1>                                                  IAM for transv. angle 2, long. angle 1
<IAM 2 2>                                                  IAM for transv. angle 2, long. angle 2
...
<IAM 2 Nl>                                                 IAM for transv. angle 2, long. angle Nl
<IAM 3 1>                                                  IAM for transv. angle 3, long. angle 1
...
<IAM Nt Nl>                                               IAM for transv. angle Nt, long. angle Nl
```

Εικόνα 3.2-1: Τυποποίηση εξωτερικού αρχείου IAM data file ¹⁶

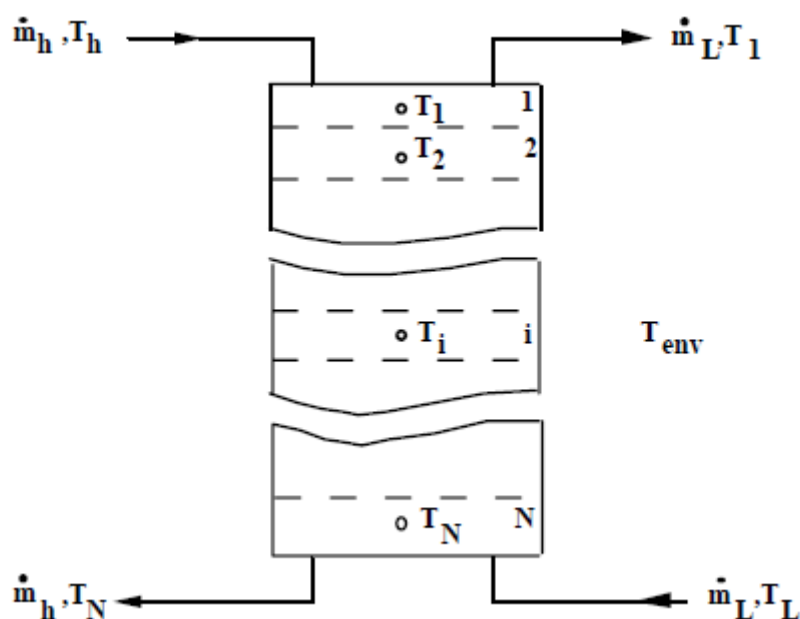
Όπως φαίνεται και στο παραπάνω σχήμα στις δύο πρώτες γραμμές του αρχείου περιέχονται οι τιμές των δύο ανεξάρτητων μεταβλητών (εγκάρσια και διαμήκης γωνία πρόσπτωσης). Στην συνέχεια υπάρχουν οι τιμές του συντελεστή γωνίας πρόσπτωσης για όλους τους συνδυασμούς των δύο παραπάνω ανεξάρτητων μεταβλητών.

3.2.3 Δοχείο θερμικής διαστρωμάτωσης αποθήκευσης υγρού

(Type 4)



Η θερμική συμπεριφορά ενός δοχείου θερμικής διαστρωμάτωσης αισθητής ενέργειας γεμάτο με υγρό μπορεί να μοντελοποιηθεί υποθέτοντας ότι το δοχείο αποτελείται από N ($N \leq 15$) πλήρως αναμιγμένα ίσου όγκου στρώματα όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα. Ο βαθμός της διαστρωμάτωσης ορίζεται από τον αριθμό των διαφορετικών στρωμάτων N . Εάν $N=1$ το δοχείο μοντελοποιείται ως πλήρως αναμιγμένο χωρίς καμία διαστρωμάτωση. Δίνονται επιπλέον επιλογές για σταθερές ή μεταβλητές εισόδους, άνισα μεγέθη στρωμάτων, θερμοκρασιακά περιθώρια για τους θερμοστάτες των θερμαντικών στοιχείων, συντελεστές απωλειών και ενσωματωμένα θερμαντικά στοιχεία.



Σχήμα 3.2-4: Δοχείο θερμικής διαστρωμάτωσης¹⁶

Ορολογία

A_i	Επιφάνεια του i στρώματος
c_{pf}	ειδική θερμοχωρητικότητα του υγρού του δοχείου
H_i	ύψος του στρώματος i
i	Αριθμός στρώματος με $i = 1$ το ψηλότερο και θερμότερο στρώμα
I_1	Αριθμός στρώματος στο οποίο βρίσκεται το πρώτο θερμαντικό στοιχείο
I_2	Αριθμός στρώματος στο οποίο βρίσκεται το δεύτερο θερμαντικό στοιχείο
IN_1	Θέση κόμβου στο οποίο εισέρχεται η ροή από την πηγή θερμότητας
IN_2	Θέση κόμβου στο οποίο εισέρχεται η ροή από το φορτίο
$I_{T,1}$	Αριθμός στρώματος στο οποίο βρίσκεται ο θερμοστάτης του πρώτου θερμαντικού στοιχείου

$I_{T,2}$	Αριθμός στρώματος στο οποίο βρίσκεται ο θερμοστάτης του δεύτερου θερμαντικού στοιχείου
M_i	Μάζα υγρού που περιέχεται στο στρώμα i
m_L	παροχή υγρού προς το φορτίο
m_h	παροχή υγρού από την πηγή θερμότητας
N	Αριθμός πλήρων αναμιγμένων (ενιαίας θερμοκρασίας) διαστρωματώσεων του δοχείου
Q_{aux}	Συνολική ισχύς θερμαντικών στοιχείων
$Q_{aux,1}$	Θερμαντική ισχύς πρώτου θερμαντικού στοιχείου
$Q_{aux,2}$	Θερμαντική ισχύς δεύτερου θερμαντικού στοιχείου
Q_{env}	Ρυθμός απώλειας ενέργειας προς το περιβάλλον
$Q_{HE,1}$	Μέγιστη θερμαντική ισχύς πρώτου θερμαντικού στοιχείου
$Q_{HE,2}$	Μέγιστη θερμαντική ισχύς δεύτερου θερμαντικού στοιχείου
Q_i	Ρυθμός πρόσδοσης ενέργειας από το θερμαντικό στοιχείο στο στρώμα i
Q_{in}	Ρυθμός πρόσδοσης ενέργειας στο δοχείο από την πηγή θερμότητας
Q_{req}	Ρυθμός πρόσδοσης ενέργειας από το θερμαντικό στοιχείο ώστε όλα τα στρώματα με $i \leq I$ να πιάσουν την καθορισμένη θερμοκρασία
Q_S	Ρυθμός αποβολής αισθητής ενέργειας από το δοχείο προς το φορτίο
Sh	Αριθμός στρώματος από στο οποίο εισέρχεται η ροή από την πηγή θερμότητας
s_L	Αριθμός στρώματος από στο οποίο εισέρχεται η ροή από το φορτίο
t	χρόνος
\bar{T}	Μέση θερμοκρασία δοχείου
T_{env}	Θερμοκρασία περιβάλλοντος
T_i	Θερμοκρασία στρώματος i
T_f	Μέση θερμοκρασία θερμαντικού στοιχείου όταν αυτό δεν λειτουργεί
T_h	Θερμοκρασία εισόδου ρευστού από την πηγή θερμότητας
T_L	Θερμοκρασία εισόδου ρευστού από το φορτίο
$T_{set,1}$	Θερμοκρασία ρύθμισης του θερμοστάτη του πρώτου θερμαντικού στοιχείου
$T_{set,2}$	Θερμοκρασία ρύθμισης του θερμοστάτη του δεύτερου θερμαντικού στοιχείου
U_t	Συντελεστής απωλειών μεταξύ του δοχείου και του περιβάλλοντος

ΔU_i	Μερικός συντελεστής απωλειών μεταξύ του δοχείου του στρώματος i και του περιβάλλοντος
$(UA)_f$	Ολική θερμική αγωγιμότητα για την απώλεια θερμότητας στο θερμαντικό στοιχείο όταν αυτό δεν λειτουργεί
$(UA)_{f,i}$	θερμική αγωγιμότητα για την απώλεια θερμότητας του στρώματος i στο θερμαντικό στοιχείο όταν αυτό δεν λειτουργεί
V_t	Όγκος δοχείου
ΔE	Εσωτερική μεταβολή ενέργειας του δοχείου
$\Delta T_{db,1}$	Θερμοκρασιακή ανοχή του πρώτου θερμοστάτη. Το πρώτο θερμαντικό στοιχείο ανοίγει όταν $T_{IT1} = (T_{set,1} - \Delta T_{db,1})$ και μένει ανοιχτό μέχρι $T_{IT1} = T_{set,1}$
$\Delta T_{db,2}$	Θερμοκρασιακή ανοχή του δεύτερου θερμοστάτη. Το δεύτερο θερμαντικό στοιχείο ανοίγει όταν $T_{IT2} = (T_{set,2} - \Delta T_{db,2})$ και μένει ανοιχτό μέχρι $T_{IT2} = T_{set,2}$
α_i	Συνάρτηση ελέγχου: $\alpha_i = 1$ αν $i = s_h$ αλλιώς $\alpha_i = 0$
β_i	Συνάρτηση ελέγχου: $\beta_i = 1$ αν $i = s_L$ αλλιώς $\beta_i = 0$
γ_i	Συνάρτηση ελέγχου: $\gamma_i = \dot{m}_h \sum_{j=1}^{i-1} \alpha_j - \dot{m}_L \sum_{j=i+1}^N \beta_j$
γ_f	Συνάρτηση για τη λειτουργία του θερμαντικού στοιχείου: 1 όταν είναι ανοικτός και 0 όταν είναι κλειστός
γ_{hr}	Συνάρτηση ελέγχου που δίνει τη δυνατότητα στο θερμαντικό στοιχείο να λειτουργεί ή όχι
ρ_f	πυκνότητα ρευστού

3.2.3.1 Μαθηματική ανάλυση

3.2.3.1.1 Είδη λειτουργίας

Στη λειτουργία 1 τα ρεύματα εισόδου εισέρχονται στο δοχείο σε προκαθορισμένες θέσεις. Το ρεύμα του φορτίου εισέρχεται στον πάτο του δοχείου και το ρεύμα της πηγής θερμότητας κάτω από το πάνω θερμαντικό στοιχείο ή εάν δεν υπάρχει θερμαντικό στοιχείο στην κορυφή του δοχείου. Στο τέλος του κάθε χρονικού βήματος της προσομοίωσης, οποιεσδήποτε θερμοκρασιακές αντιστροφές έχουν προκύψει απαλείφονται με την πλήρη ανάμειξη των κατάλληλων γειτονικών κόμβων.

Στη λειτουργία 2 το κάθε ρεύμα εισέρχεται στον κόμβο ο οποίος είναι πιο κοντά στην θερμοκρασία του. Με επαρκή αριθμό κόμβων επιτυγχάνεται μέγιστος βαθμός διαστρωμάτωσης.

Στη λειτουργία 3 ο χρήστης πρέπει να καθορίσει τους κόμβους που περιέχουν τις εισόδους των ρευστών από την πηγή θερμότητας και από το φορτίο.

Ο χρήστης μπορεί σε όλες τις λειτουργίες να καθορίσει το ύψος του κάθε στρώματος.

3.2.3.1.2 Εσωτερικά θερμαντικά στοιχεία

Το μοντέλο περιέχει δύο θερμαντικά στοιχεία ηλεκτρικών αντιστάσεων τα οποία ελέγχονται με βάση τη θερμοκρασία αλλά και το χρόνο. Τα θερμαντικά στοιχεία επιτρέπουν τη θέρμανση του δοχείου όταν η ζήτηση του φορτίου είναι αυξημένη. Τα ηλεκτρικά στοιχεία μπορούν να λειτουργούν σε 2 ρυθμίσεις. Η 1^η ρύθμιση επιτρέπει τη λειτουργία του κάτω στοιχείου μόνο όταν έχει «ικανοποιηθεί» το πάνω. Σε αυτή τη ρύθμιση δεν γίνεται τα θερμαντικά στοιχεία να λειτουργήσουν ταυτόχρονα. Η ρύθμιση αυτή χρησιμοποιείται σε οικιακές εφαρμογές (boiler). Στη 2^η ρύθμιση τα στοιχεία μπορούν να λειτουργούν ταυτόχρονα. Με αυτό τον τρόπο επιτυγχάνεται γρηγορότερη θέρμανση του δοχείου αλλά καταναλώνεται πολύ περισσότερη ενέργεια. Εάν δεν επιθυμούμε να έχουμε καθόλου θερμαντικά στοιχεία στο δοχείο τότε θέτουμε τη μέγιστη ισχύ τους 0.

Τα θερμαντικά στοιχεία διαθέτουν κάποια θερμοκρασιακή ανοχή. Συγκεκριμένα το θερμαντικό στοιχείο ανάβει όταν το στρώμα που περιέχει τον αντίστοιχο θερμοστάτη του στοιχείου πιάσει θερμοκρασία $T_{ITi} \leq (T_{set,i} - \Delta T_{db,i})$ ή εάν ήταν ανοιχτό στο προηγούμενο χρονικό βήμα και η θερμοκρασία του στρώματος του θερμοστάτη είναι $T_{ITi} \leq T_{set}$.

3.2.3.1.3 Θερμικές απώλειες

Σε πολλές περιπτώσεις το δοχείο μπορεί να μην είναι ενιαία μονωμένο ή ο χρήστης να επιθυμεί να ορίσει διαφορετικές απώλειες στις εισόδους και τις εξόδους των αγωγών των ρευστών. Δίνεται λοιπόν η δυνατότητα να ορισθεί επιμέρους η μόνωση μέσω συντελεστών απωλειών για το κάθε στρώμα του δοχείου εάν επιθυμείται σε ορισμένα επιμέρους μοντέλα του δοχείου. Έτσι ο συντελεστής απωλειών για το στρώμα i του δοχείου γίνεται:

$$U_i = U_t + \Delta U_i \quad 3.2-53$$

Ακόμα το δοχείο διαθέτει και βαλβίδα εξαέρωσης για τον υπολογισμό τυχών βρασμών του υγρού που προκύψουν. Έτσι ο χρήστης πρέπει να ορίσει την θερμοκρασία βρασμού στο δοχείο. Η βαλβίδα θα απελευθερώσει την απαραίτητη θερμότητα ώστε το δοχείο να παραμείνει στη θερμοκρασία βρασμού χωρίς να λαμβάνεται υπόψιν ωστόσο η απώλεια μάζας από την απελευθέρωση του ατμού.

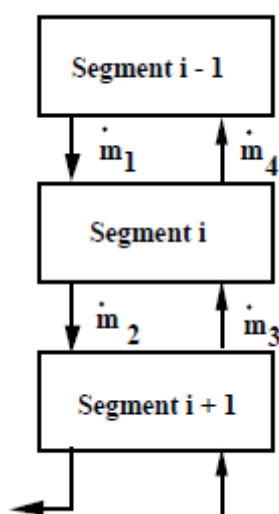
3.2.3.1.4 Εσωτερική ροή ρευμάτων

Μία παραδοχή που γίνεται από το μοντέλο είναι ότι τα εσωτερικά ρεύματα ροής μεταξύ των στρωμάτων είναι πλήρως αναμιγμένα πριν εισέλθουν στο κάθε στρώμα. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα στο ακόλουθο σχήμα το ρεύμα παροχής m_1 να προστίθεται στο ρεύμα παροχής m_4 , το ρεύμα παροχής m_2 να προστίθεται στο ρεύμα παροχής m_3 και έτσι καθορίζεται η τελική

ροή και προς τα πού κινείται, πάνω ή κάτω. Το ενεργειακό ισοζύγιο στο στρώμα i είναι το ακόλουθο:

$$M_i C_{pf} \frac{dT_i}{dt} = \begin{cases} (\dot{m}_1 - \dot{m}_3) C_{pf} (T_{i-1} - T_i) & \dot{m}_1 \geq \dot{m}_3 \\ (\dot{m}_3 - \dot{m}_1) C_{pf} (T_{i+1} - T_i) & \dot{m}_1 < \dot{m}_3 \end{cases} \quad 3.2-54$$

Έχει διαπιστωθεί ότι αυτή η παραδοχή επιτρέπει μεγαλύτερο βαθμό διαστρωμάτωσης και τα θεωρητικά αποτελέσματα συμφωνούν σε ικανοποιητικό βαθμό με τις πειραματικές μετρήσεις.



Σχήμα 3.2-5: Ροή ρευμάτων μεταξύ των στρωμάτων¹⁶

Το θερμαντικό στοιχείο είναι κλειστό εάν $\gamma_{htr} = 0$ ή εάν στο προηγούμενο χρονικό βήμα ήταν κλειστό και $T_{ITi} \geq (T_{set,i} - \Delta T_{db,i})$ ή εάν $T_{IT} \leq T_{set}$. Διαφορετικά ο ρυθμός πρόσδοσης ενέργειας στο δοχείο από το στοιχείο είναι:

$$\dot{Q}_{aux} = \min(\dot{Q}_{reg}, \dot{Q}_{max}) \cdot \mathbb{1} \quad 3.2-55$$

Το μοντέλο υποθέτει ότι η ενέργεια που προστίθεται στο δοχείο από το στοιχείο, προστίθεται στο στρώμα που περιέχει το στοιχείο έως η θερμοκρασία αυτού του στρώματος γίνει ίση με τη θερμοκρασία του από πάνω στρώματος. Τότε η ενέργεια προστίθεται ισομερώς και στα δύο στρώματα μέχρι η θερμοκρασία τους να γίνει ίση με του στρώματος πάνω από αυτά κ.ο.κ.

Στην περίπτωση αυτή λοιπόν το ισοζύγιο της ενέργειας γίνεται:

$$\begin{aligned}
M_i C_{pf} \frac{dT_i}{dt} &= \alpha_i \dot{m}_h C_{pf} (T_h - T_i) + \beta_i \dot{m}_L C_{pf} (T_L - T_i) + UA_i (T_{env} - T_i) \\
&+ \gamma_i (T_{i-1} - T_i) C_{pf} \quad \text{αν } \gamma_i > 0 \\
&+ \gamma_i (T_i - T_{i+1}) C_{pf} \quad \text{αν } \gamma_i < 0 \\
&+ \dot{Q}_i \quad \text{για } i = 1, N
\end{aligned}
\tag{3.2-56}$$

Η θερμοκρασία του κάθε στρώματος υπολογίζεται από την ολοκλήρωση της παραπάνω σχέσης για όλο το δοχείο.

Οι ενεργειακές ροές και οι μεταβολές της ενέργειας υπολογίζονται ως εξής:

$$\dot{Q}_{env} = \sum_{i=1}^N UA_i (T_i - T_{env}) + \gamma_f \sum_{i=1}^{i=f} (UA)_{f,i} (T_i - T_f)
\tag{3.2-57}$$

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_L C_{pf} (T_1 - T_L)
\tag{3.2-58}$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_h C_{pf} (T_h - T_N)
\tag{3.2-59}$$

$$\Delta E = \frac{V \rho_f C_{pf} \left[\sum_{i=1}^N T_i - \sum_{i=1}^N T_i \Big|_{t=TIME0} \right]}{N}
\tag{3.2-60}$$

3.2.4 Εναλλάκτης θερμότητας σταθερής απόδοσης (Type 91)



Η μέγιστη δυνατή μεταφορά θερμότητας μεταξύ των ρευμάτων του εναλλάκτη υπολογίζεται με βάση το ρευστό με την ελάχιστη ολική θερμοχωρητικότητα και τις θερμοκρασιακές διαφορές στις εισόδους των ρευστών.

Ορολογία

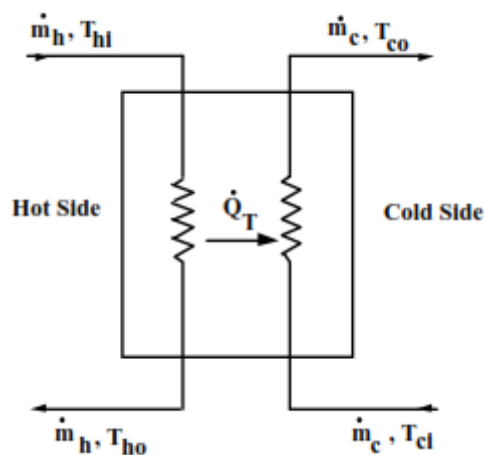
C_c ολική θερμοχωρητικότητα κρύου ρευστού $m_c * c_{pc}$

C_h ολική θερμοχωρητικότητα θερμού ρευστού $m_h * c_{ph}$

C_{\max}	Μέγιστη ολική θερμοχωρητικότητα
C_{\min}	Ελάχιστη ολική θερμοχωρητικότητα
c_{pc}	ειδική θερμοχωρητικότητα κρύου ρευστού
c_{ph}	ειδική θερμοχωρητικότητα θερμού ρευστού
ε	Βαθμός απόδοσης εναλλάκτη
m_c	Παροχή μάζας κρύου ρευστού
m_h	Παροχή μάζας θερμού ρευστού
Q_T	Συνολική μεταφορά θερμότητας στο εναλλάκτη
Q_{\max}	Μέγιστη μεταφορά θερμότητας στο εναλλάκτη
T_{ci}	Θερμοκρασία εισόδου κρύου ρευστού
T_{co}	Θερμοκρασία εξόδου κρύου ρευστού
T_{hi}	Θερμοκρασία εισόδου θερμού ρευστού
T_{ho}	Θερμοκρασία εξόδου θερμού ρευστού
UA	Συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του εναλλάκτη

3.2.4.1 Μαθηματική ανάλυση

Ο χρήστης εισάγει τον βαθμό απόδοσης του εναλλάκτη, τις θερμοκρασίες εισόδου των ρευστών και τις παροχές τους. Το μοντέλο στη συνέχεια υπολογίζει ποιο ρεύμα έχει την ελάχιστη ολική θερμοχωρητικότητα και υπολογίζει τη μεταφορά θερμότητας. Στη συνέχεια υπολογίζονται οι συνθήκες εξόδου των ρευστών:



Σχήμα 3.2-6: Εναλλάκτης θερμότητας σταθερής απόδοσης¹⁶

$$C_c = \dot{m}_c C_{pc} \quad 3.2-61$$

$$C_h = \dot{m}_h C_{ph} \quad 3.2-62$$

$$C_{\max} = \text{maximum value of } C_h \text{ and } C_c \quad 3.2-63$$

$$C_{\min} = \text{minimum value of } C_h \text{ and } C_c \quad 3.2-64$$

$$\text{If } C_{\min} = C_h, \quad \dot{Q}_{\max} = C_h (T_{hi} - T_{ci}) \quad 3.2-65$$

$$\text{If } C_{\min} = C_c, \quad \dot{Q}_{\max} = C_c (T_{hi} - T_{ci}) \quad 3.2-66$$

$$\dot{Q}_T = \varepsilon \dot{Q}_{\max} \quad 3.2-67$$

$$T_{ho} = T_{hi} - \left(\frac{\dot{Q}_T}{C_h} \right) \quad 3.2-68$$

$$T_{co} = T_{ci} + \left(\frac{\dot{Q}_T}{C_c} \right) \quad 3.2-69$$

3.2.5 Βοηθητική Πηγή θερμότητας (Type 6)



Η βοηθητική πηγή θερμότητας ανεβάζει τη θερμοκρασία ενός ρεύματος ρευστού χρησιμοποιώντας έλεγχο είτε εσωτερικό, είτε εξωτερικό είτε συνδυασμό αυτών. Ο θερμοαντής αυτός έχει σχεδιαστεί ώστε να προσθέτει θερμότητα στο ρεύμα ροής με ρυθμό ίσο ή μικρότερο της μέγιστης ισχύος \dot{Q}_{\max} , η οποία είναι καθορισμένη από τον χρήστη, όταν η συνάρτηση ελέγχου $\gamma = 1$ και η θερμοκρασία του ρεύματος είναι μικρότερη της T_{set}

Παρέχοντας σταθερή τιμή $\gamma = 1$ και μία επαρκώς μεγάλη τιμή της μέγιστη ισχύος \dot{Q}_{\max} το μοντέλο χρησιμοποιώντας των εσωτερικό θερμοστάτη θα διατηρεί τη θερμοκρασία εξόδου

του ρευστού στην ορισμένη θερμοκρασία T_{set} προσδίδοντας σε αυτό την απαραίτητη ενέργεια Q_{fluid} για την θέρμανσή του.

Ορολογία

c_{pf}	[kJ/kg K]	ειδική θερμοχωρητικότητα ρευστού
\dot{m}_l	[kg/hr]	Εισερχόμενη παροχή ρευστού
\dot{m}_o	[kg/hr]	Εξερχόμενη παροχή ρευστού
Q_{aux}	[kJ/hr]	Ρυθμός απαιτούμενης ενέργειας λαμβάνοντας υπόψιν την απόδοση
Q_{fluid}	[kJ/hr]	Ρυθμός πρόσδοσης ενέργειας στο ρευστό
Q_{loss}	[kJ/hr]	Ρυθμός απώλειας ενέργειας στο περιβάλλον
Q_{max}	[kJ/hr]	Μέγιστη ισχύς θερμαντήρα
T_{env}	[°C]	Θερμοκρασία περιβάλλοντος χώρου
T_i	[°C]	Θερμοκρασία εισόδου του ρευστού
T_o	[°C]	Θερμοκρασία εξόδου του ρευστού
T_{set}	[°C]	Θερμοκρασία ρύθμισης εσωτερικού θερμοστάτη
UA	[kJ/hr]	Συντελεστής απωλειών προς το περιβάλλοντα χώρο
γ	[-]	Εξωτερική συνάρτηση ελέγχου
η_{htr}	[0...1]	Βαθμός απόδοσης

3.2.5.1 Μαθηματική Ανάλυση

Αν $T_i \geq T_{set}$, $\dot{m}_i \leq 0$, ή $\gamma = 0$ τότε

$$T_o = T_i, \dot{m}_o = \dot{m}_i, \dot{Q}_{loss} = 0, \dot{Q}_{fluid} = 0, \text{ and } \dot{Q}_{aux} = 0$$

Διαφορετικά το ενεργειακό ισοζύγιο διαμορφώνεται ως εξής:

$$T_o = \frac{\dot{Q}_{max} \eta_{htr} + \dot{m} C_{pf} T_i + UA T_{env} - \frac{UA T_i}{2}}{\dot{m} C_{pf} + \frac{UA}{2}}$$

3.2-70

$$\dot{m}_o = \dot{m}_i \quad 3.2-71$$

$$\dot{Q}_{aux} = \dot{Q}_{max} \quad 3.2-72$$

$$\dot{Q}_{fluid} = \dot{m}_o C_{pf} (T_o - T_i) \quad 3.2-73$$

$$\bar{T} = \frac{(T_o + T_{in})}{2} \quad 3.2-74$$

$$\dot{Q}_{loss} = UA (\bar{T} - T_{env}) + (1 - \eta_{htr}) \dot{Q}_{max} \quad 3.2-75$$

Εκτός αν $T_o > T_{set}$, τότε

$$T_o = T_{set}, \quad 3.2-76$$

$$m_o = m_i, \quad 3.2-77$$

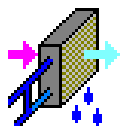
$$\dot{Q}_{fluid} = \dot{m}_o C_{pf} (T_{set} - T_i) \quad 3.2-78$$

$$\bar{T} = \frac{(T_{set} + T_{in})}{2} \quad 3.2-79$$

$$\dot{Q}_{aux} = \frac{\dot{m} C_{pf} (T_{set} - T_i) + UA (\bar{T} - T_{env})}{\eta_{htr}} \quad 3.2-80$$

$$\text{όπου: } Q_{aux} = Q_{loss} + Q_{fluid} \quad 3.2-81$$

3.2.6 Σωληνοειδές ψυκτικό στοιχείο (Type 508)



Το σωληνοειδές ψυκτικό στοιχείο μοντελοποιείται με τη χρήση κλάδου παράκαμψης στην οποία ο χρήστης καθορίζει ένα κλάσμα του αέρα εισαγωγής το οποίο παρακάμπτει το ψυκτικό στοιχείο. Το υπόλοιπο ρεύμα αέρα βγαίνει από το στοιχείο με τη μέση θερμοκρασία του ψυκτικού υγρού στο στοιχείο και σε συνθήκες κορεσμού. Τα δύο ρεύματα αέρα αναμιγνύονται μετά το στοιχείο.

Το ψυκτικό στοιχείο διαθέτει τέσσερις λειτουργίες. Στην ελεύθερη λειτουργία το ψυκτικό στοιχείο ψύχει και αφυγραίνει το ρεύμα αέρα όσο του επιτρέπουν οι συνθήκες εισαγωγής του αέρα και του ψυκτικού υγρού. Στις υπόλοιπες λειτουργίες δίνεται η δυνατότητα κλάδου παράκαμψης και του ψυκτικού υγρού έτσι ώστε η θερμοκρασία ξηρού βολβού του αέρα να είναι πάνω από την τιμή που καθορίζει ο χρήστης ή, διαφορετικά, η απόλυτη υγρασία του αέρα να μην ξεπεράσει μία τιμή, ή, τέλος, η τελική θερμοκρασία εξόδου του ρευστού να μην πέσει κάτω από μία τιμή.

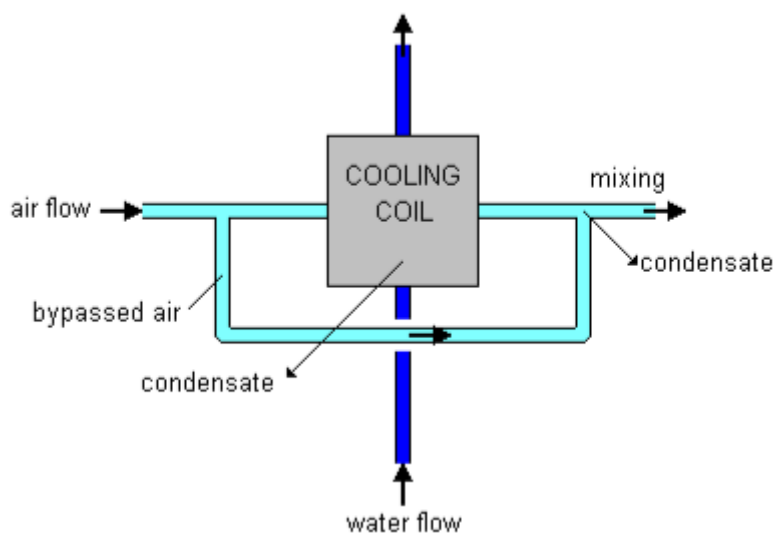
Ορολογία

m_{cond}	[kg/hr]	Παροχή μάζας συμπυκνώματος που εξέρχεται από το στοιχείο
m_{fluid}	[kg/hr]	Ολική παροχή μάζας ψυκτικού υγρού
m_{air}	[kg/hr]	Ολική παροχή αέρα
f_{bypass}	[0...1]	κλάσμα αέρα παράκαμψης
$\omega_{\text{air,out}}$	[kgH ₂ O/kgAir]	Απόλυτη υγρασία εξερχόμενου αέρα προ ανάμειξης με τον αέρα παράκαμψης
$\omega_{\text{air,in}}$	[kgH ₂ O/kgAir]	Απόλυτη υγρασία εισερχόμενου αέρα
$\omega_{\text{air,mix}}$	[kgH ₂ O/kgAir]	Απόλυτη υγρασία εξερχόμενου αέρα μετά την ανάμειξη με τον αέρα παράκαμψης
$h_{\text{air,out}}$	[kJ/kg]	Ενθαλπία εξερχόμενου αέρα προ ανάμειξης με τον αέρα παράκαμψης
$h_{\text{air,in}}$	[kJ/kg]	Ενθαλπία εισερχόμενου αέρα
$h_{\text{air,mix}}$	[kJ/kg]	Ενθαλπία εξερχόμενου αέρα μετά την ανάμειξη με τον αέρα παράκαμψης
h_{cond}	[kJ/kg]	Ενθαλπία συμπυκνώματος

Q_{fluid}	[kJ/hr]	Μεταφερόμενη ενέργεια από τον αέρα στο ψυκτικό υγρό
$c_{p,\text{fluid}}$	[kJ/kg K]	ειδική θερμοχωρητικότητα ψυκτικού υγρού
$T_{\text{fluid,out}}$	[°C]	Θερμοκρασία εξερχόμενου υγρού πριν την ανάμειξη με το υγρό παράκαμψης
$T_{\text{fluid,in}}$	[°C]	Θερμοκρασία εισερχόμενου υγρού

3.2.6.1 Μαθηματική Ανάλυση

Το σωληνοειδές ψυκτικό στοιχείο ψύχει και αφυγραίνει τον αέρα περνώντας τον ενδιάμεσα από συστοιχία σωλήνων που περιέχουν ψυχρό υγρό. Η ενέργεια μεταφέρεται από τον θερμό αέρα στο κρύο υγρό. Η υγρασία του αέρα μεταφέρεται με τη συμπύκνωση του υπάρχοντος νερού στον αέρα εκτός του στοιχείου μέσω απόληξης. Επειδή η επιφάνεια των σωλήνων είναι υγρή λόγω των συμπυκνωμάτων της υγρασίας του αέρα η μεταφορά θερμότητας μεταξύ του αέρα και του ψυκτικού υγρού δεν είναι εύκολο να προσδιορισθεί. Μία συνήθης μέθοδος για την μοντελοποίηση ενός ψυκτικού στοιχείου είναι η διαίρεση του ρεύματος αέρα σε δύο ρεύματα. Το ένα ρεύμα περνάει από τη συστοιχία των σωλήνων και εξέρχεται σε κατάσταση κορεσμού σε θερμοκρασία ίση με τη μέση θερμοκρασία του υγρού στους σωλήνες. Το άλλο ρεύμα αέρα παρακάμπτει τη συστοιχία και ξαναενώνεται με το πρώτο μετά από αυτή. Στο παρακάτω διάγραμμα φαίνεται αυτή η τεχνική μοντελοποίησης:



Σχήμα 3.2-7: Μοντέλο ελεύθερης λειτουργίας σωληνοειδούς ψυκτικού στοιχείου ¹⁷

Όπως φαίνεται στο σχήμα έχουμε δύο περιπτώσεις συμπύκνωσης. Η πρώτη συμπύκνωση γίνεται πάνω στους σωλήνες του ψυκτικού υγρού. Η δεύτερη γίνεται όταν ο αφυγραμένος αέρας από την επαφή του με τους σωλήνες αναμιγνύεται με τον αέρα της παράκαμψης. Στην ελεύθερη λειτουργία το μοντέλο λειτουργεί όπως ακριβώς στο παραπάνω σχήμα. Για να βρεθεί

¹⁷ Πηγή: TESS Library Documentation

η μέση θερμοκρασία του ψυκτικού υγρού στο στοιχείο γίνονται δοκιμές υποθέτοντας την θερμοκρασία εξόδου του ψυκτικού υγρού μέχρις ότου συγκλίνει η ενέργεια που μεταφέρεται από τον αέρα στο ψυκτικό υγρό με την ενέργεια που χάνει το ψυκτικό υγρό.

Η παροχή του συνολικού συμπυκνώματος που παράγεται είναι η εξής:

$$\dot{m}_{cond} = \dot{m}_{air} (1 - f_{bypass}) (\omega_{air,out} - \omega_{air,in}) \quad 3.2-82$$

Το συμπύκνωμα και ο αέρας εξέρχονται από το ψυκτικό στοιχείο με την ίδια θερμοκρασία. Μέσω της υπορουτίνας για τις ιδιότητες του ατμού του TRNSYS βρίσκεται η ενθαλπία του συμπυκνώματος.

Η ενέργεια που μεταφέρεται από τον αέρα στο υγρό υπολογίζεται ως εξής:

$$\dot{Q}_{fluid} = \dot{m}_{air} (1 - f_{bypass}) (h_{air,in} - h_{air,out}) - \dot{m}_{cond} h_{cond} \quad 3.2-83$$

Μία νέα θερμοκρασία εξόδου του ρευστού προκύπτει:

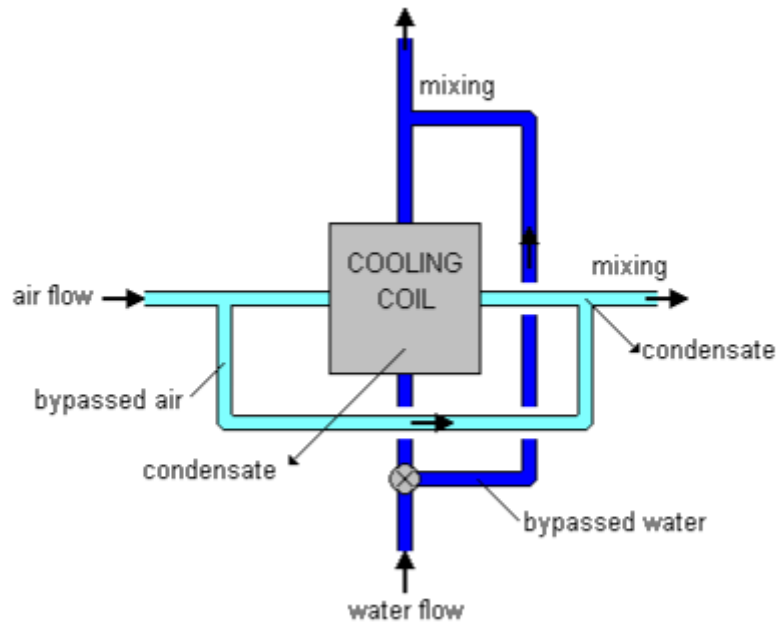
$$T_{fluid,out} = T_{fluid,in} + \frac{\dot{Q}_{fluid}}{\dot{m}_{fluid} C_{p,fluid}} \quad 3.2-84$$

Όταν συγκλίνει το σύστημα αυτών των εξισώσεων και βρεθεί η σωστή θερμοκρασία εξόδου του νερού το ρεύμα του αέρα παράκαμψης ενώνεται με το άλλο σύμφωνα με τις ακόλουθες εξισώσεις:

$$\begin{aligned} h_{air,mix} &= (1 - f_{bypass}) h_{air,out} + f_{bypass} h_{air,in} \\ \omega_{air,mix} &= (1 - f_{bypass}) \omega_{air,out} + f_{bypass} \omega_{air,in} \end{aligned} \quad 3.2-85$$

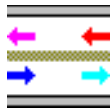
Με αυτές τις δύο τιμές και την πίεση εξόδου του αέρα (πίεση εισόδου μείον τις απώλειες πίεσεως λόγω τριβών στο εσωτερικό του στοιχείο, οι οποίες καθορίζονται από τον χρήστη) η ρουτίνα Ψυχομετρίας του TRNSYS καθορίζει τις υπόλοιπες ιδιότητες του αέρα. Στην περίπτωση που με την ανάμειξη των ρευμάτων προκύψει συμπύκνωμα τότε ενώνεται με το συμπύκνωμα των σωληνώσεων και απομακρύνονται.

Στο επόμενο σχήμα φαίνεται το μοντέλο λειτουργίας με χρήση παράκαμψης και του ψυκτικού υγρού για τον έλεγχο της θερμοκρασίας ξηρού βολβού του αέρα ώστε να είναι πάνω από την τιμή που καθορίζει ο χρήστης ή, διαφορετικά, τον έλεγχο της απόλυτης υγρασίας του αέρα ώστε να μην ξεπεράσει μία τιμή που ορίζει ο χρήστης, ή, τέλος, τον έλεγχο της τελικής θερμοκρασίας εξόδου του ρευστού ώστε να μην πέσει κάτω από μία τιμή που ορίζει ο χρήστης. Το ποσοστό του αέρα παράκαμψης ορίζεται όπως προηγουμένως από τον χρήστη ενώ η παράκαμψη του ψυκτικού υγρού ορίζεται εσωτερικά για την ικανοποίηση της συνθήκης που επιλέγεται.



Σχήμα 3.2-8: Μοντέλο ελεγχόμενης λειτουργίας σωληνοειδούς ψυκτικού στοιχείου ¹⁷

3.2.7 Εναλλάκτης θερμότητας αέρα – αέρα (Type 667)



Το μοντέλο εναλλάκτη αέρα – αέρα χρησιμοποιεί τη μέθοδο σταθερής απόδοσης εναλλάκτη με την ελάχιστη ολική θερμοχωρητικότητα όπως το μοντέλο 91, ο εναλλάκτης θερμότητας σταθερής απόδοσης. Στον εναλλάκτη αέρα – αέρα εισέρχονται δύο ρεύματα αέρα τα οποία μεταξύ τους εναλλάσσουν ενέργεια και πιθανώς υγρασία. Λόγω της μεθόδου μοντελοποιήσεις που χρησιμοποιείται μπορούν να προσομοιωθούν οποιοδήποτε τύποι εναλλακτών αέρα (παράλληλης ροής, σταυροειδούς ροής, αντιρροής κτλ.).

Ορολογία

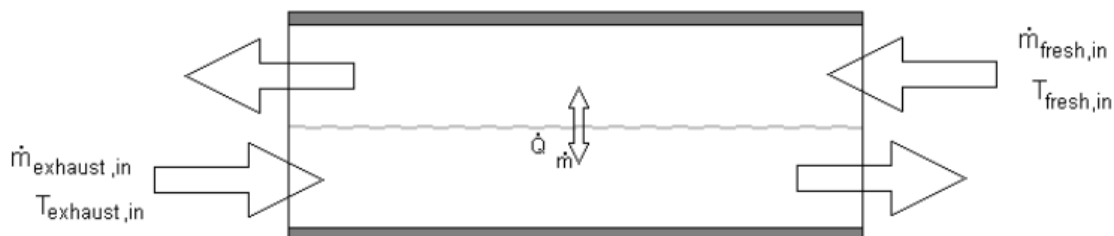
$m_{\text{fresh,in}}$	[kg/hr]	Παροχή μάζας νωπού αέρα εισόδου
$m_{\text{exhaust,in}}$	[kg/hr]	Παροχή μάζας απαγόμενου αέρα εισόδου
$m_{\text{fresh,out}}$	[kg/hr]	Παροχή μάζας νωπού αέρα εξόδου
$m_{\text{exhaust,out}}$	[kg/hr]	Παροχή μάζας απαγόμενου αέρα εξόδου
m_{min}	[kg/hr]	Ελάχιστη παροχή από τα δύο ρεύματα αέρα
$T_{\text{fresh,in}}$	[C]	Θερμοκρασία νωπού αέρα εισόδου

$T_{\text{exhaust,in}}$	[C]	Θερμοκρασία απαγόμενου αέρα εισόδου
$\omega_{\text{fresh,in}}$	[kgH ₂ O/kgAir]	Απόλυτη υγρασία νωπού αέρα εισόδου
$\omega_{\text{exhaust,in}}$	[kgH ₂ O/kgAir]	Απόλυτη υγρασία απαγόμενου αέρα εισόδου
$\omega_{\text{fresh,out}}$	[kgH ₂ O/kgAir]	Απόλυτη υγρασία νωπού αέρα εξόδου
$\omega_{\text{exhaust,out}}$	[kgH ₂ O/kgAir]	Απόλυτη υγρασία απαγόμενου αέρα εξόδου
$h_{\text{fresh,in}}$	[kJ/kg]	Ενθαλπία νωπού αέρα εισόδου
$h_{\text{exhaust,in}}$	[kJ/kg]	Ενθαλπία απαγόμενου αέρα εισόδου
$h_{\text{fresh,out}}$	[kJ/kg]	Ενθαλπία νωπού αέρα εξόδου
$h_{\text{exhaust,out}}$	[kJ/kg]	Ενθαλπία απαγόμενου αέρα εξόδου
$m_{\text{FreshToExhaust}}$	[kg/hr]	Παροχή μάζας της υγρασίας από το νωπό αέρα στον απαγόμενο. Αυτή η τιμή γίνεται 0 εάν η μάζα της υγρασίας μεταφέρεται από τον απαγόμενο στο νωπό
$m_{\text{ExhaustToFresh}}$	[kg/hr]	Παροχή μάζας της υγρασίας από τον απαγόμενο αέρα στο νωπό. Αυτή η τιμή γίνεται 0 εάν η μάζα της υγρασίας μεταφέρεται από το νωπό στον απαγόμενο
$h_{\text{vapor,fresh,in}}$	[kJ/kg]	Ενθαλπία ατμών στο νωπό ρεύμα αέρα εισόδου
$h_{\text{vapor,exhaust,in}}$	[kJ/kg]	Ενθαλπία ατμών στο απαγόμενο ρεύμα αέρα εισόδου
$m_{\text{MaxTransfer}}$	[kg/hr]	Μέγιστη δυνατή μεταφορά μάζας μεταξύ των ρευμάτων αέρα
C_{min}	[kJ/hr K]	Ελάχιστη ολική θερμοχωρητικότητα των ρευμάτων αέρα
$Q_{\text{tot,exhaust}}$	[kJ/hr]	Μεταβολή ενέργειας στο απαγόμενο ρεύμα αέρα
$Q_{\text{tot,fresh}}$	[kJ/hr]	Μεταβολή ενέργειας στο νωπό ρεύμα αέρα
Q_{sens}	[kJ/hr]	Αισθητή μεταφερόμενη θερμότητα μεταξύ των ρευμάτων
Q_{lat}	[kJ/hr]	Λανθάνουσα μεταφερόμενη θερμότητα μεταξύ των ρευμάτων
ϵ_{sens}	[0..1]	Αισθητός βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη
ϵ_{lat}	[0..1]	Λανθάνων βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη

3.2.7.1 Μαθηματική Ανάλυση

Ο χρήστης εισάγει τις συνθήκες εισόδου των ρευμάτων αέρα τα οποία είναι το ρεύμα φρέσκου αέρα και το ρεύμα του αέρα απαγωγής λόγω της διαδομένης χρήσης εναλλακτών αέρα –αέρα σε εγκαταστάσεις κλιματισμού για τον προκλιματισμού του νωπού αέρα που ενώνεται με τον

αέρα επιστροφής του χώρου και κλιματίζονται πριν την εισαγωγή τους στον χώρο. Ένα ποσό αέρα ίσο με τον νωπό από το χώρο απορρίπτεται στο περιβάλλον μέσω του εναλλάκτη και τα ρεύματα αυτά διαχωρίζονται συνήθως από μία διαπερατή μεμβράνη που επιτρέπει τη συναλλαγή θερμότητας και υγρασίας μεταξύ τους.



Σχήμα 3.2-9: Μοντέλο εναλλάκτη αέρα – αέρα¹⁷

Για να προσδιοριστούν οι υπόλοιπες συνθήκες εισόδου των ρευμάτων αέρα που δεν εισάγονται από το χρήστη το TRNSYS καλεί την υπορουτίνα ψυχομετρίας. Εάν κάποιο ρεύμα έχει μεγαλύτερη απόλυτη υγρασία από εκείνη του κορεσμού για την θερμοκρασία εισόδου, τότε το TRNSYS αλλάζει τη απόλυτη υγρασία εισόδου σε εκείνη του κορεσμού και εμφανίζει προειδοποίηση στο αρχείο list του TRNSYS. Μετά τον πλήρη καθορισμό των συνθηκών των ρευμάτων εισόδου υπολογίζεται η μεταφορά της αισθητής θερμότητας μεταξύ των ρευμάτων:

$$\dot{Q}_{sens} = \varepsilon_{sens} C_{min} (T_{exhaust,in} - T_{fresh,in}) \quad 3.2-86$$

Για τον υπολογισμό της ολικής θερμοχωρητικότητας $C = m * c_p$ των ρευμάτων και τον προσδιορισμό της μικρότερης εκ των δύο καλείται η ρου υπορουτίνα του TRNSYS, AIRPROPS για να καθορίσει την τιμή της ειδικής θερμοχωρητικότητας ανάλογα με την θερμοκρασία του αέρα.

Στη συνέχεια υπολογίζεται η ενθαλπία των ατμών στην είσοδο του κάθε ρεύματος μέσω της υπορουτίνας των ιδιοτήτων ατμού του TRNSYS. Η μεταφορά μάζας της υγρασίας από το ρεύμα απαγωγής στο ρεύμα του φρέσκου αέρα υπολογίζεται ως εξής:

$$\dot{m}_{transfer} = \varepsilon_{lat} \dot{m}_{min} (\omega_{exhaust,in} - \omega_{fresh,in}) \quad 3.2-87$$

Στην παραπάνω εξίσωση m_{min} είναι η ελάχιστη παροχή μάζας των δύο ρευμάτων. Εάν η μεταφορά της μάζας βγει αρνητική τότε μεταφέρεται υγρασία από τον νωπό αέρα στο αέρα απαγωγής. Σε κάθε περίπτωση το TRNSYS κρατάει ξεχωριστές τιμές για κάθε περίπτωση, 0 αν βγει αρνητική ή τη θετική όπως προέκυψε για κάθε μία από τις δύο πιθανές μεταφορές μάζας.

Με την μεταφορά υγρασίας γνωστή υπολογίζονται οι ενθαλπίες των ρευμάτων εξόδου:

$$h_{exhaust,out} = h_{exhaust,in} - \frac{\dot{Q}_{sens}}{\dot{m}_{exhaust}} + \dot{m}_{FreshToExhaust} \frac{h_{vapor,fresh,in}}{\dot{m}_{exhaust}} - \dot{m}_{ExhaustToFresh} \frac{h_{vapor,exhaust,in}}{\dot{m}_{exhaust}} \quad 3.2-88$$

$$h_{fresh,out} = h_{fresh,in} + \frac{\dot{Q}_{sens}}{\dot{m}_{fresh}} - \dot{m}_{FreshToExhaust} \frac{h_{vapor,fresh,in}}{\dot{m}_{fresh}} + \dot{m}_{ExhaustToFresh} \frac{h_{vapor,exhaust,in}}{\dot{m}_{fresh}} \quad 3.2-89$$

Οι απόλυτες υγρασίες των ρευμάτων απαγωγής υπολογίζονται ως εξής:

$$\omega_{exhaust,out} = \omega_{exhaust,in} + \frac{\dot{m}_{FreshToExhaust}}{\dot{m}_{exhaust}} - \frac{\dot{m}_{ExhaustToFresh}}{\dot{m}_{exhaust}} \quad 3.2-90$$

$$\omega_{fresh,out} = \omega_{fresh,in} - \frac{\dot{m}_{FreshToExhaust}}{\dot{m}_{fresh}} + \frac{\dot{m}_{ExhaustToFresh}}{\dot{m}_{fresh}} \quad 3.2-91$$

Οι υπόλοιπες συνθήκες των ρευμάτων εξόδου υπολογίζονται μέσω της ρουτίνας ψυχομετρίας (θερμοκρασία και σχετική υγρασία) και αν κάποιο ρεύμα είναι σε κατάσταση κορεσμού. Εάν είναι το μοντέλο περιορίζει το ποσό της επιτρεπόμενης μεταφοράς μάζας ατμού μεταξύ των ρευμάτων στην τιμή για την οποία το ένα ρεύμα είναι οριακά κορεσμένο και η υπόλοιπη παραμένει στο αρχικό ρεύμα. Για να προσδιοριστεί η τιμή αυτή χρησιμοποιείται η ακόλουθη εξίσωση για την μέγιστη μεταφορά μάζας υγρασίας:

$$\dot{m}_{MaxTransfer} = MIN\left(\dot{m}_{exhaust} \left| \omega_{exhaust,in} - \omega_{exhaust,out} \right|, \dot{m}_{fresh} \left| \omega_{fresh,out} - \omega_{fresh,in} \right| \right) \quad 3.2-92$$

Οι εξισώσεις των ενθαλιπών 3.2-88 και 3.2-89 υπολογίζονται ξανά με την τιμή $\dot{m}_{MaxTransfer}$ να αντικαθιστά την τιμή $\dot{m}_{FreshToExhaust}$ ή την τιμή $\dot{m}_{ExhaustToFresh}$ (αυτήν που προέκυψε θετική από την εξίσωση 3.2-87 και η διαδικασία επαναλαμβάνεται για τον τελικό προσδιορισμό των συνθηκών των ρευμάτων αέρα.

Τελικά, η ολική ενέργεια που μεταφέρεται από το ρεύμα του νωπού αέρα στο ρεύμα του απαγόμενου είναι:

$$\dot{Q}_{tot,exhaust} = \dot{m}_{exhaust} (h_{exhaust,in} - h_{exhaust,out}) \quad 3.2-93$$

και η οποία είναι ίση με την μεταφερόμενη ενέργεια από τον απαγόμενο αέρα στον νωπό:

$$\dot{Q}_{tot,fresh} = \dot{m}_{fresh} (h_{fresh,out} - h_{fresh,in}) \quad 3.2-94$$

Η λανθάνουσα θερμότητα που μεταφέρεται προκύπτει από το ισοζύγιο:

$$\dot{Q}_{latent} = \dot{Q}_{tot} - \dot{Q}_{sens} \quad 3.2-95$$

3.2.8 Αντλία – Κυκλοφορητής μεταβλητών στροφών η ανεμιστήρας – μοτέρ χωρίς επίδραση υγρασίας (Type 3)



Το μοντέλο αυτό υπολογίζει τη ροή μάζας χρησιμοποιώντας μία συνάρτηση ελέγχου, η οποία μπορεί να μεταβληθεί από 0 έως 1, και τη μέγιστη χωρητικότητα μάζας, η οποία προσδιορίζεται από το χρήστη. Η ενέργεια που καταναλώνεται μπορεί επίσης να υπολογιστεί, είτε ως γραμμική συνάρτηση της ροής μάζας είτε ως σχέση, προσδιοριζόμενη από το χρήστη, μεταξύ της ροής και της ενεργειακής κατανάλωσης. Ο χρήστης μπορεί να εισάγει κλάσμα της καταναλισκόμενης ενέργειας που μεταφέρεται με μορφή θερμότητας στο ρευστό.

Σε πολλά συστήματα, δεν υπάρχει συνεχής ροή και η συνάρτηση ελέγχου είναι 0 ή 1. Σε αυτή την περίπτωση, η ροή εξόδου και η ισχύς που χρησιμοποιούνται είναι είτε μηδέν είτε παίρνουν τη μέγιστη τιμή τους.

Σημείωση: Η παροχή της αντλίας εξαρτάται μόνο από την ονομαστική της τιμή η οποία εισάγεται ως παράμετρος. Η παροχή εισόδου χρησιμοποιείται μόνο για την σύγκλιση των μεταβλητών σε κάθε χρονικό βήμα.

Ορολογία

c_p	Ειδική θερμοχωρητικότητα του ρευστού
f_{par}	Κλάσμα της καταναλισκόμενης ενέργειας της αντλίας που μεταφέρεται στο ρευστό
m	Παροχή μάζας αντλίας
m_{max}	Μέγιστη παροχή μάζας αντλίας όταν $\gamma=1$
P	Κατανάλωση ενέργειας αντλίας
P_{max}	Μέγιστη κατανάλωση ενέργειας αντλίας
T_i	Θερμοκρασία εισόδου του ρευστού
T_o	Θερμοκρασία εξόδου του ρευστού
γ	Συνάρτηση ελέγχου από 0 έως 1

3.2.8.1 Μαθηματική ανάλυση

Η θερμοκρασία εξόδου υπολογίζεται ως:

$$T_o = T_i + \frac{P * f_{par}}{\dot{m} C_p} \quad 3.2-96$$

Η ροή μάζας στην έξοδο είναι:

$$\dot{m}_o = \gamma \dot{m}_{max} \quad 3.2-97$$

Αν μόνο οι απαραίτητες παράμετροι παρέχονται, τότε υποθέτουμε μια γραμμική σχέση μεταξύ της ροής μάζας και της ενεργειακής κατανάλωσης:

$$P = \gamma P_{max} \quad 3.2-98$$

Εάν παρέχονται και παραπάνω συντελεστές ($c_0, c_1, c_2, c_3, \dots$) της πολυωνυμικής εξίσωσης της καταναλισκόμενης ενέργειας τότε:

$$P = 0, T_o = T_{in} \quad \text{εάν } m=0 \quad 3.2-99$$

ή

$$P = P_{max} [c_0 + c_1 \gamma + c_2 \gamma^2 + \dots + c_i \gamma^i] \quad \text{εάν } m > 0 \quad 3.2-100$$

3.2.9 Τρίοδη βάνα ανάμιξης, τρίοδη βάνα διαχωρισμού, τρίοδη

ρυθμιζόμενη βάνα ανάμιξης και θερμοστατική βάνα (Type 11)

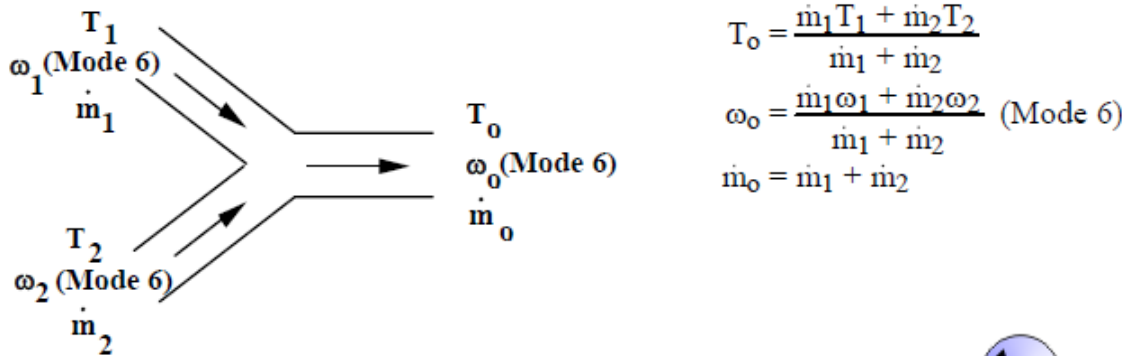
Η χρήση εξαρτημάτων σωλήνων τύπου T, οι βάνες ανάμιξης, και οι βάνες διαχωρισμού που υπόκεινται σε εξωτερικό έλεγχο είναι - συχνά - χρήσιμες σε θερμικά συστήματα. Αυτό το μοντέλο διαθέτει 10 διαφορετικούς τρόπους λειτουργίας. Οι λειτουργίες από 1 ως 5, χρησιμοποιούνται συνήθως για ρευστά με μία σημαντική παράμετρο όπως η θερμοκρασία. Οι λειτουργίες από 6 ως 10, είναι για ρευστά, όπως ο υγρός αέρας, με δύο σημαντικές παραμέτρους όπως η θερμοκρασία και η υγρασία. Οι λειτουργίες 1 ως 6 προσομοιώνουν την λειτουργία ενός T (tee-piece), το οποίο αναμιγνύει πλήρως δύο ρεύματα εισόδου ίδιου ρευστού σε διαφορετικές θερμοκρασίες και/ή υγρασίες. Οι λειτουργίες 2 και 7 προσομοιώνουν την λειτουργία μιας τρίοδης βάνας διαχωρισμού με μία είσοδο, η οποία χωρίζει το ρεύμα εισόδου αναλογικά μεταξύ δύο πιθανών εξόδων ανάλογα με την τιμή του γ . Οι λειτουργίες 3

και 8, προσομοιώνουν την λειτουργία μίας τρίοδης βάνας ανάμιξης, της οποίας η παροχή εξόδου, η θερμοκρασία και/ή υγρασία καθορίζονται από την μίξη των δύο πιθανών εισόδων σε αναλογία που καθορίζεται από την τιμή του γ . Στην λειτουργία 2, 3, 7 και 8, το γ πρέπει να έχει μία τιμή μεταξύ 0 & 1. Στην λειτουργία 4, 5, 9 και 10 είναι τρίοδες βάνες διαχωρισμού ελεγχόμενες από την θερμοκρασία και μπορούν χρησιμοποιηθούν για να μοντελοποιήσουν θερμοστατικές βάνες.

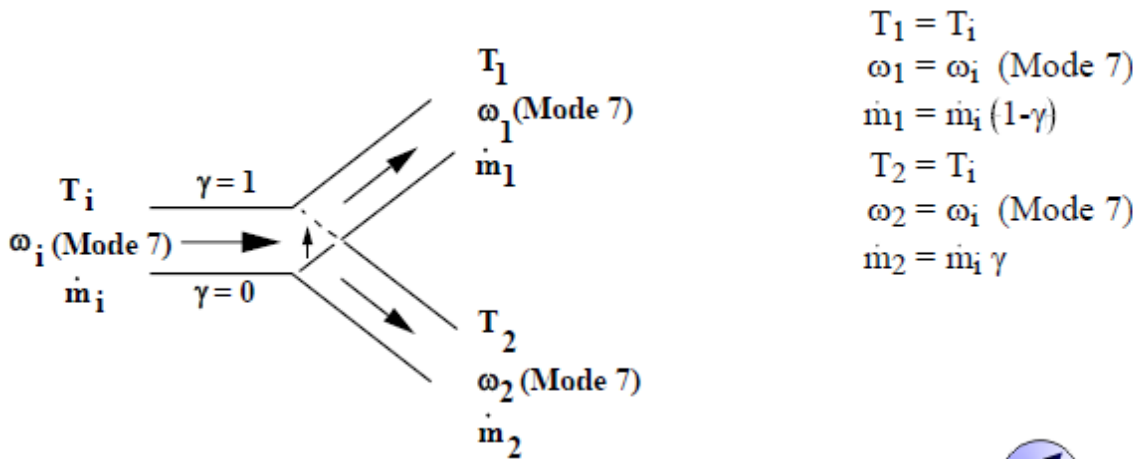
Ορολογία

m_i	παροχή μάζας ρευστού στην είσοδο
m_c	παροχή μάζας ρευστού στην έξοδο
m_1	παροχή μάζας ρευστού στη θέση 1
m_2	παροχή μάζας ρευστού στη θέση 2
T_h	θερμοκρασία ρευστού από την πηγή θερμότητας
T_i	θερμοκρασία ρευστού στην είσοδο
T_o	θερμοκρασία ρευστού στην έξοδο
T_{set}	μέγιστη θερμοκρασία ρευστού που πηγαίνει στην κατανάλωση
T_1	θερμοκρασία ρευστού στη θέση 1
T_2	θερμοκρασία ρευστού στη θέση 2
γ	σήμα ελέγχου με μία τιμή μεταξύ 0 και 1
ω_1	ποσοστό υγρασίας στη θέση 1
ω_2	ποσοστό υγρασίας στη θέση 2
ω_i	ποσοστό υγρασίας του ρευστού στην είσοδο
ω_o	ποσοστό υγρασίας του ρευστού στην έξοδο

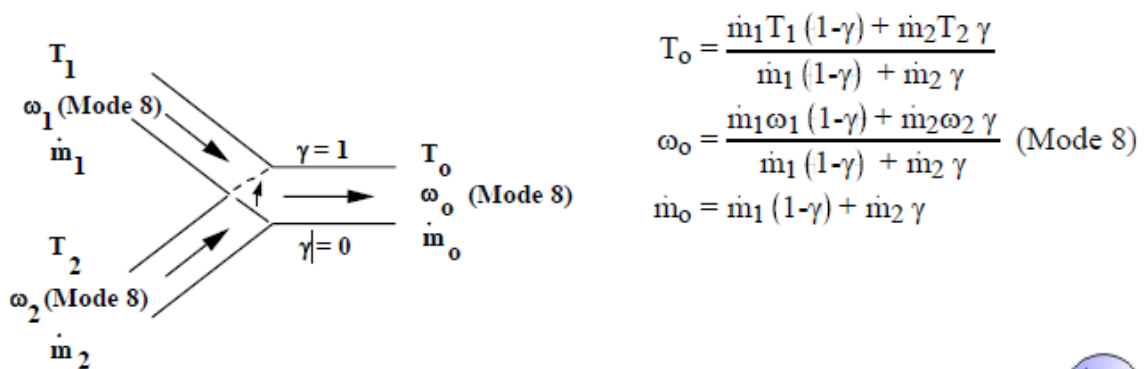
3.2.9.1 Μαθηματική ανάλυση



Σχήμα 3.2-10: Τρίοδη βάνα ανάμειξης (λειτουργίες 1 και 6)¹⁶



Σχήμα 3.2-11: Τρίοδη βάνα διαχωρισμού (λειτουργίες 2 και 7)¹⁶



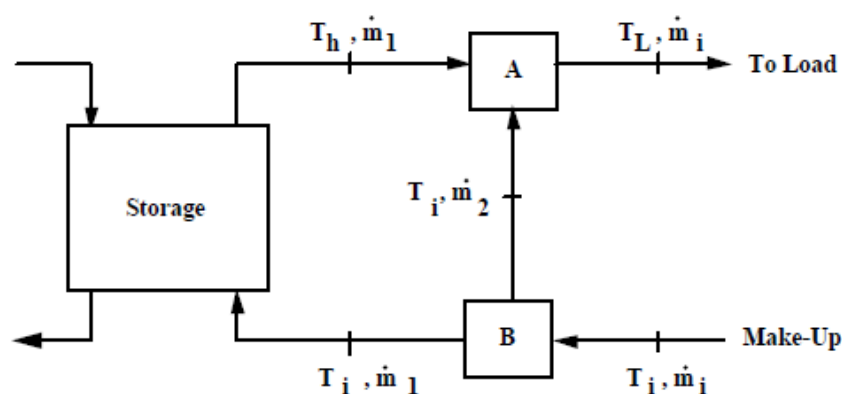
Σχήμα 3.2-12: Τρίοδη ρυθμιζόμενη βάνα ανάμειξης (λειτουργίες 3 και 8)¹⁶



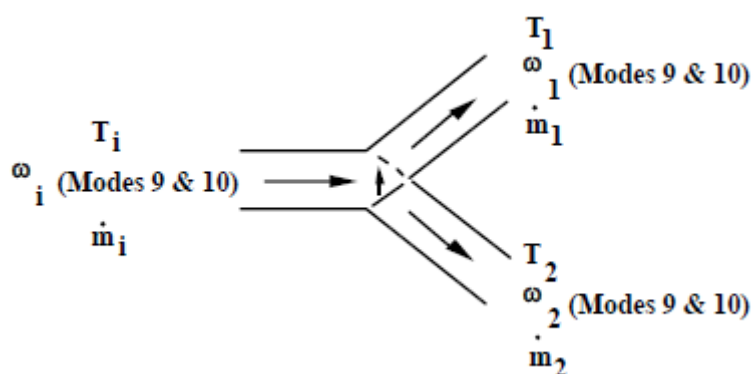
Οι θερμοκρασίες εξόδου έχουν παραμείνει ίδιες από την προηγούμενη κλήση κάτω από συνθήκες ηρεμίας για να αποφευχθούν μη χρήσιμες κλήσεις στα μοντέλα κατάντι αυτού. Κατόπιν τούτου, οι θερμοκρασίες δεν θα πρέπει να χρησιμοποιούνται για όποιες επιλογές ελέγχου.

Οι λειτουργίες 4, 5, 9 και 10 είναι όμοιες με τις λειτουργίες 2 και 7 εκτός ότι το γ υπολογίζεται από τη ρουτίνα του μοντέλου. Σε θερμικές εφαρμογές συνηθίζεται ωστόσο να αναμιγνύουμε θερμό ρευστό με χαμηλότερης θερμοκρασίας ώστε το ρεύμα που καταλήγει στην κατανάλωση να μην είναι θερμότερο από την απαιτούμενη. Αυτό συνήθως επιτυγχάνεται με την τοποθέτηση θερμοστατικής βαλβίδας στο ρεύμα εξόδου (θέση A στο παρακάτω σχήμα).

Αν και θερμικά ισοδύναμο, είναι καλύτερο για λόγους προσομοίωσης να τοποθετηθεί μία θερμικά ελεγχόμενη βάνα διαχωρισμού στη θέση B από το να τοποθετηθεί μία θερμικά ελεγχόμενη βάνα ανάμιξης στη θέση A. Οι λειτουργίες 4 και 5 έχουν σχεδιαστεί για αυτό το σκοπό. Η συνάρτηση ελέγχου γ ορίζεται ώστε αν το ρεύμα 1 αναμιχθεί με το θερμό ρεύμα η θερμοκρασία τους να ξεπεράσει την καθορισμένη θερμοκρασία T_{set} . Οι λειτουργίες 4 και 9 διαφέρουν από τις λειτουργίες 5 και 10 γιατί στέλνουν ολόκληρη τη ροή στην έξοδο 1 όταν $T_h < T_i$ ενώ οι 5 και 10 στην έξοδο 2.



Σχήμα 3.2-13: Παράδειγμα χρήσης θερμοστατικής βάνας¹⁶



Σχήμα 3.2-14: Θερμοστατική βάνα (λειτουργία 4, 5, 9 και 10)¹⁶



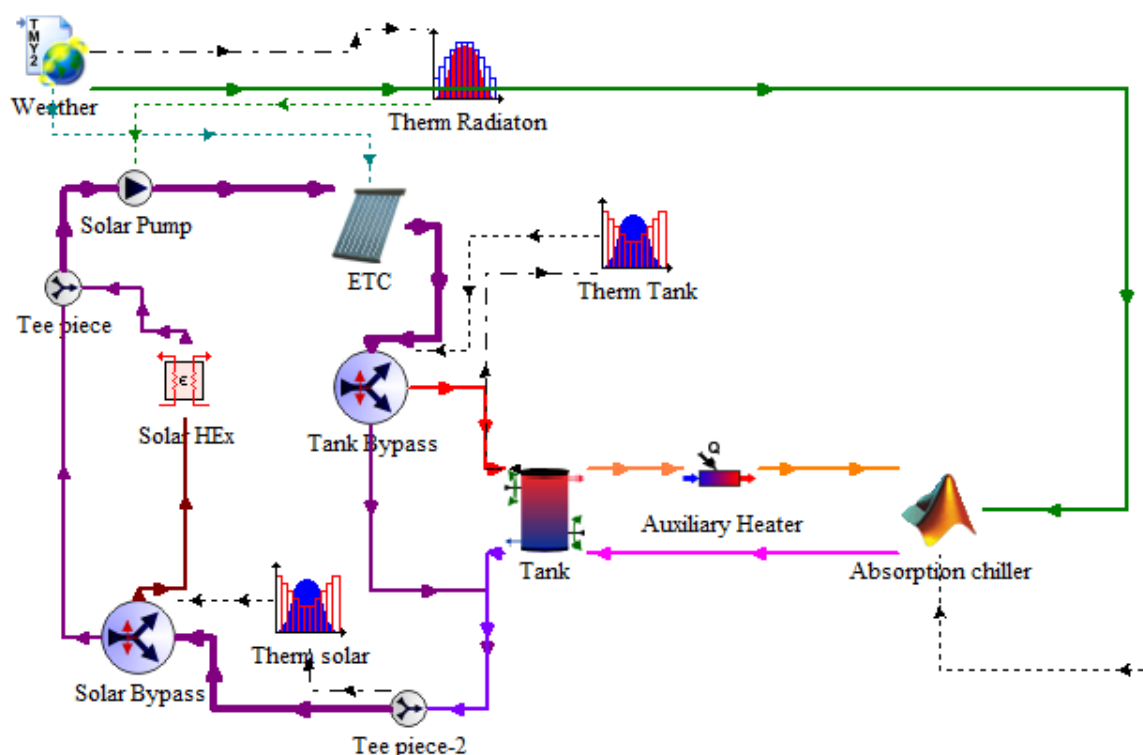
3.3 Διαμόρφωση του ηλιακού συστήματος τροφοδοσίας του ψύκτη απορρόφησης στο TRNSYS

Σε αυτό το κεφάλαιο θα αναλύσουμε το σύστημα τροφοδοσίας του μοντέλου του ψύκτη απορρόφησης που κατασκευάσαμε στη Matlab. Ο ψύκτης μας θα τροφοδοτείται με ζεστό νερό από το δοχείο αποθήκευσης θερμού νερού στον αναγεννητή. Το δοχείο αποθήκευσης θα έχει μία είσοδο ρευστού από πηγή θερμότητα η οποία θα είναι οι ηλιακοί συλλέκτες σωλήνων κενού.

Ακόμα προστίθεται κλάδος παράκαμψης του δοχείου από τους ηλιακούς όταν αυτό πιάσει την επιθυμητή θερμοκρασία και κλάδος παράκαμψης προς εναλλάκτη με νερό δικτύου για προληπτικούς λόγους σε ακραίες περιπτώσεις υπερθέρμανσης του νερού των συλλεκτών προς αποφυγή της καταστροφής τους.

Τέλος υπάρχει βοηθητική πηγή θερμότητας για την θέρμανση του νερού προς τον ψύκτη απορρόφησης όταν η θερμοκρασία του είναι κάτω από τη επιθυμητή

Το ηλιακό σύστημα τροφοδοσίας στο TRNSYS simulation studio χωρίς τα στοιχεία εξόδου των αποτελεσμάτων διαμορφώνεται ως εξής:



Σχήμα 3.3-1: Σχεδιάγραμμα τροφοδοσίας ψύκτη απορρόφησης

3.3.1 Επιλογή ηλιακών συλλεκτών

Οι ηλιακοί συλλέκτες θα είναι συλλέκτες σωλήνων κενού λόγω της υψηλής επιθυμητής θερμοκρασίας λειτουργίας τους. Όπως είδαμε στο Διάγραμμα 2.2-13: COP - θερμοκρασίες αναγέννησης T_g , για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης T_c οι επιθυμητές θερμοκρασίες αναγέννησης κυμαίνονται μεταξύ $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ και $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ περίπου. Αυτό σημαίνει ότι το θερμό νερό τροφοδοσίας από το δοχείο θα πρέπει να έχει θερμοκρασία πάνω $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ κατ' ελάχιστο λαμβάνοντας υπόψιν την θερμοκρασιακή διαφορά της θερμοκρασίας εισόδου του νερού στον ψύκτη απορρόφησης από την θερμοκρασία αναγέννησης όπως έχουμε αναλύσει στο κεφάλαιο 2.2.4 «Επικοινωνία ψύκτη απορρόφησης με εξωτερικές πηγές χαμηλής και υψηλής θερμοκρασίας». Συνεπώς για να φτάσει η θερμοκρασία του πάνω στρώματος του δοχείου σε αυτές τις τιμές, από το οποίο λαμβάνουμε το θερμό νερό, το νερό που θα θερμαίνει το δοχείο και θα προέρχεται από τους ηλιακούς συλλέκτες θα πρέπει να είναι άνω των $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ κατ' ελάχιστο. Για αυτές τις θερμοκρασίες λειτουργίας οι κατάλληλοι συλλέκτες είναι οι συλλέκτες σωλήνων κενού όπως φαίνεται στον παρακάτω Πίνακας 3.3-1 καθώς έχουν εύρος λειτουργίας $50 - 200\text{ }^{\circ}\text{C}$

Solar energy collectors

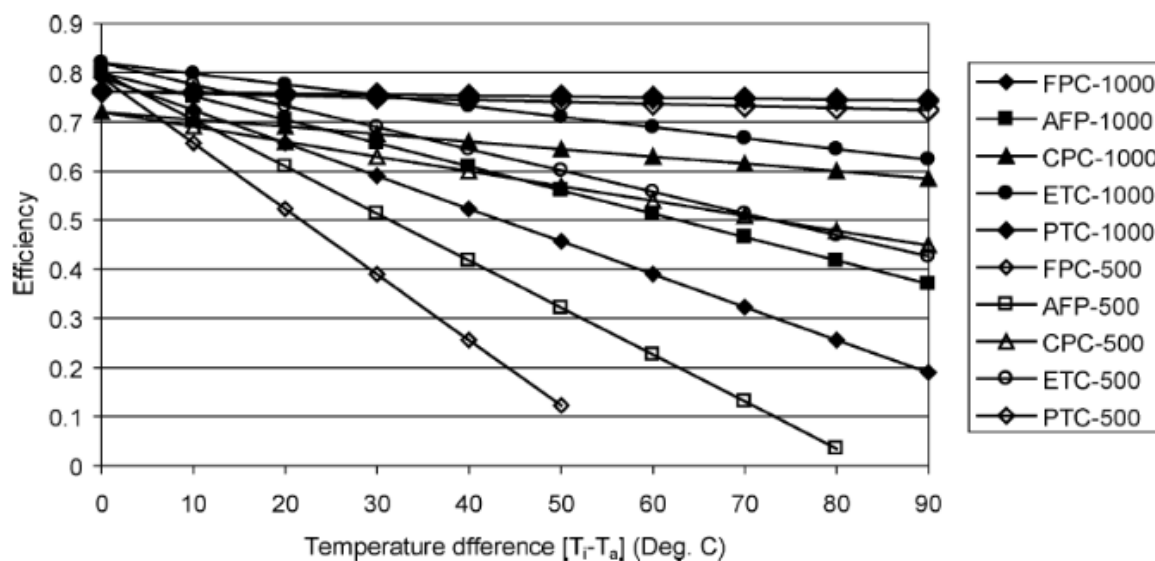
Motion	Collector type	Absorber type	Indicative temperature range ($^{\circ}\text{C}$)
Stationary	Flat plate collector (FPC)	Flat	30–80
	Evacuated tube collector (ETC)	Flat	50–200
	Compound parabolic collector (CPC)	Tubular	60–240
Single-axis tracking			60–300
	Linear Fresnel reflector (LFR)	Tubular	60–250
	Parabolic trough collector (PTC)	Tubular	60–300
	Cylindrical trough collector (CTC)	Tubular	60–300
Two-axes tracking	Parabolic dish reflector (PDR)	Point	100–500
	Heliostat field collector (HFC)	Point	150–2000

Πίνακας 3.3-1: Πίνακας ενδεικτικά θερμοκρασιακά εύρη λειτουργίας διάφορων τύπων συλλεκτών¹⁸

Σε αυτόν τον πίνακα βλέπουμε ότι το ενδεικτικό εύρος λειτουργίας των επίπεδων συλλεκτών (FPC) δεν καλύπτει τα επιθυμητά εύρη λειτουργίας καθώς είναι $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ έως $80\text{ }^{\circ}\text{C}$. Οι παραβολικοί συλλέκτες (CPC) είναι πολύπλοκης και ογκώδους κατασκευής και δεν ενδείκνυνται για κτιριακές εφαρμογές. Οι συλλέκτες παρακολούθησης του ηλίου μονού και διπλού άξονα είναι εξαιρετικά πολύπλοκες και ογκώδεις κατασκευές και ιδιαίτερος ακριβοί με αποτέλεσμα να χρησιμοποιούνται σε βιομηχανικές εφαρμογές.

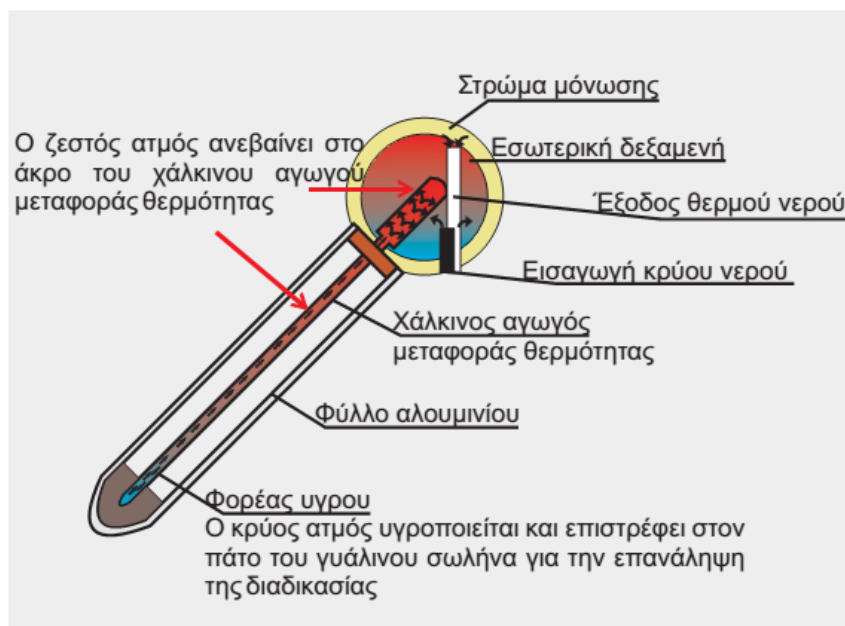
Μία άλλη παράμετρος που μας βοηθάει στην επιλογή των ETC είναι η καμπύλη απόδοσης των συλλεκτών συναρτήσει της διαφοράς θερμοκρασίας εισόδου του νερού στους συλλέκτες και της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος όπως φαίνεται στο παρακάτω διάγραμμα:

¹⁸ Πηγή: Solar thermal collectors and applications, Soteris A. Kalogirou, 2004



Διάγραμμα 3.3-1: Ενδεικτικό διάγραμμα σύγκρισης του βαθμού απόδοσης των διάφορων συλλεκτών για προσπίπτουσες ηλιακές ακτινοβολίες 500 W/m^2 και 1000 W/m^2 ¹⁸

Λόγω της υψηλής επιθυμητής θερμοκρασίας του νερού στους συλλέκτες η διαφορά με τη θερμοκρασία περιβάλλοντος σίγουρα θα έχει έντονες διακυμάνσεις. Συγκεκριμένα εάν υποθέσουμε ότι το κατώτερο στρώμα του δοχείου θα έχει θερμοκρασία $70 \text{ }^\circ\text{C}$ από το οποίο στέλνεται το νερό στους συλλέκτες (μικρή τιμή σε σχέση με την πραγματικότητα, αφού το δοχείο μας θα είναι διαστρωματομένο και το ανώτερο στρώμα επιθυμούμε να έχει τουλάχιστον $90 \text{ }^\circ\text{C}$ θερμοκρασία) και η θερμοκρασία του περιβάλλοντος στην Ελλάδα για τους θερινούς μήνες την ημέρα κυμαίνεται περίπου μεταξύ $25 \text{ }^\circ\text{C}$ έως $35 \text{ }^\circ\text{C}$ η θερμοκρασιακή διαφορά $T_i - T_a$ θα έχει έντονες διακυμάνσεις και θα είναι άνω των $35 \text{ }^\circ\text{C}$. Για προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία 500 W/m^2 οι επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες παρουσιάζουν πολύ μεγαλύτερο ρυθμό πτώσης του βαθμού απόδοσης όπως φαίνεται στο διάγραμμα και χαμηλότερο βαθμό απόδοσης σε σχέση με τους ETC για τέτοιες θερμοκρασιακές διαφορές. Για 1000 W/m^2 οι FPC υπερτερούν των ETC αλλά οι διαφορές στον βαθμό απόδοσης και τον ρυθμό πτώσης του είναι αρκετά μικρότερες σε σχέση με τα 500 W/m^2 . Το συμπέρασμα λοιπόν είναι ότι οι ETC παρουσιάζουν μεγαλύτερη σταθερότητα στις διακυμάνσεις της ηλιακής ακτινοβολία αλλά και της θερμοκρασιακής διαφοράς $T_i - T_a$. Συνδυάζοντας λοιπόν και το κριτήριο του εύρους λειτουργίας που αναφέραμε προηγουμένως οι ETC επαληθεύονται ως η καταλληλότερη επιλογή.



Σχήμα 3.3-2: Λειτουργία ηλιακών συλλεκτών σωλήνων κενού ¹⁹



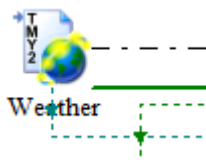
Εικόνα 3.3-1: Φωτογραφίες ηλιακών συλλεκτών σωλήνων κενού ²⁰

¹⁹ Πηγή: www.ecosense.gr

²⁰ Πηγή: www.solarpro.gr

3.3.2 Διαμόρφωση των βασικών στοιχείων του ηλιακού συστήματος

3.3.2.1 Στοιχείο μετεωρολογικών δεδομένων (Type 109)



Παράμετροι

Το μοντέλο υπολογισμού της διάχυτης ηλιακής ακτινοβολίας επιλέγεται να είναι το μοντέλο του Perez (mode 4), το οποίο θεωρείται και το καλύτερο. Επειδή οι συλλέκτες μας δεν διαθέτουν μηχανισμό παρακολούθησης του ηλίου ορίζουμε τη λειτουργία παρακολούθησης 1 για σταθερή επιφάνεια.

(final2.tpf) Weather

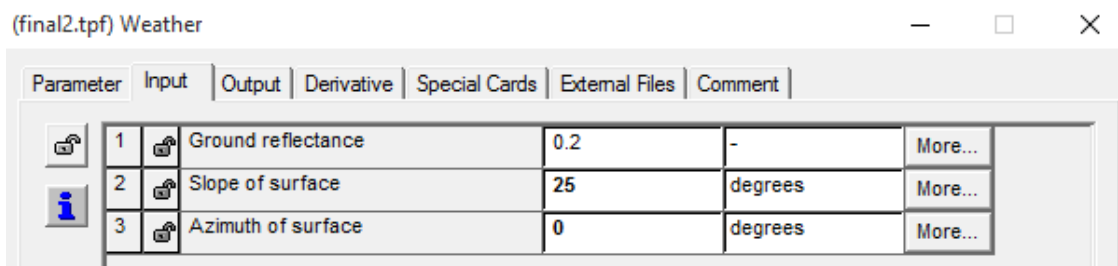
Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Data Reader Mode	2	-	More...		
2	Logical unit	45	-	More...		
3	Sky model for diffuse radiation	4	-	More...		
4	Tracking mode	1	-	More...		

Εικόνα 3.3-2: Παράμετροι στοιχείου μετεωρολογικών δεδομένων (Type 109)

Είσοδοι

Η ανακλαστικότητα του εδάφους ορίζεται 0.2 και η κλίση της επιφάνειας β για τους θερινούς μήνες είναι $\beta = \varphi - 15^\circ$ όπου φ είναι το γεωγραφικό πλάτος. Η Αθήνα έχει γεωγραφικό πλάτος περίπου 40° οπότε θέτουμε $\beta = 25^\circ$ ²¹. Το αζιμούθιο της επιφάνειας επιλέγουμε να είναι μηδέν για να έχουμε μέγιστη προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία στους συλλέκτες.

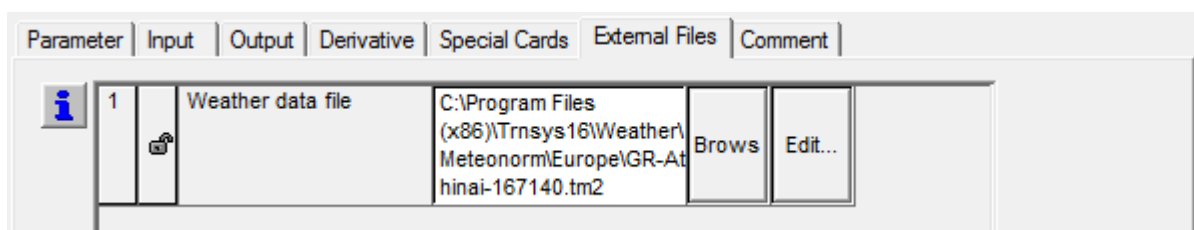
²¹ Πηγή: (Αντωνόπουλος, ΘΕΡΜΙΚΑ - ΗΛΙΑΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ, Μέρος πρώτο, 2011)



Εικόνα 3.3-3: Είσοδοι στοιχείου μετεωρολογικών δεδομένων (Type 109)

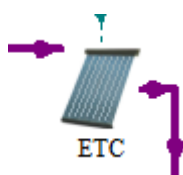
Εξωτερικά αρχεία

Το εξωτερικό αρχείο της τοποθεσίας λαμβάνεται από την βιβλιοθήκη του TRNSYS για την Αθήνα:



Εικόνα 3.3-4: Εξωτερικό αρχείο στοιχείου μετεωρολογικών δεδομένων για την Αθήνα (Type 109)

3.3.2.2 Στοιχείο ηλιακών συλλεκτών σωλήνων κενού (Type 71)



Παράμετροι

Η επιφάνεια των συλλεκτών αποτελεί παράμετρο της βελτιστοποίησης του συστήματος και η τελική επιλογή της θα γίνει στη συνέχεια. Υποθέτουμε ότι χρησιμοποιούμε έναν ενιαίο συλλέκτη για λόγους μοντελοποίησης. Οι υπόλοιπες παράμετροι θα οριστούν ως εξής (Kalogirou, Solar thermal collectors and applications, 2004):

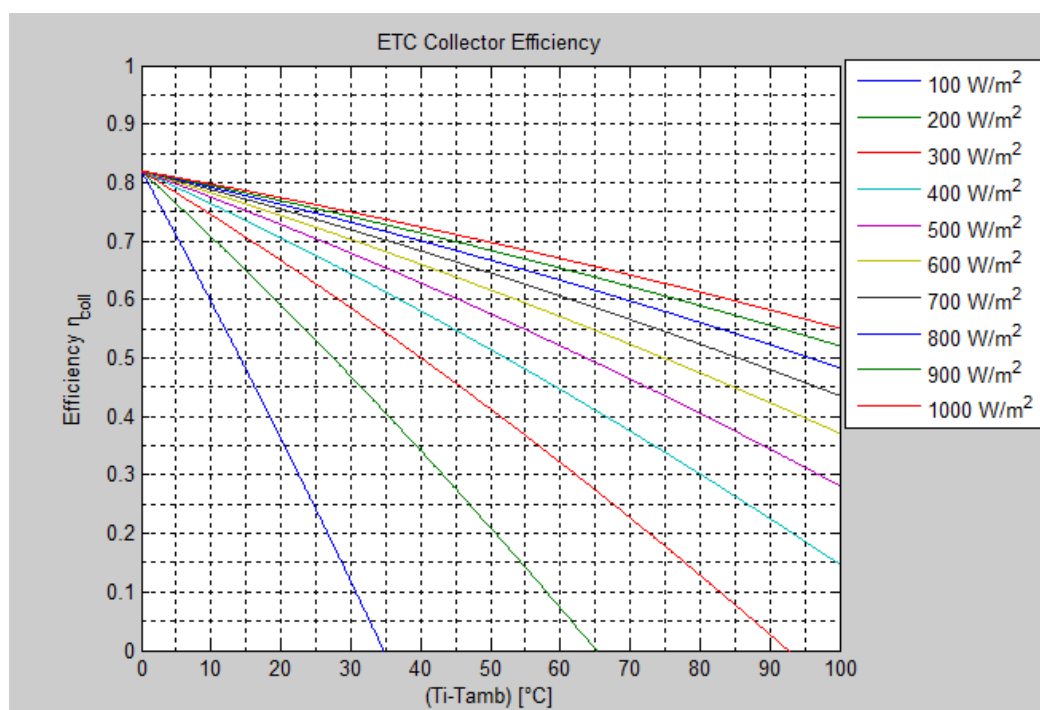
- Ειδική θερμοχωρητικότητα κυκλοφορούντος ρευστού: 4.190 kJ/kg K γιατί έχουμε νερό
- Λειτουργία απόδοσης: 1 καθώς οι παράμετροι που θα ορίσουμε θα είναι για τον υπολογισμό απόδοσης συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου του νερού στο συλλέκτη
- Παροχή μάζας στις συνθήκες δοκιμής: 50.4 kg/hr m²

- Μέγιστη απόδοση συλλέκτη: 0,82
- Αρνητικός συντελεστής πρώτης τάξης της απόδοσης του συλλέκτη: 2,19
- Αρνητικός συντελεστής δεύτερης τάξης της απόδοσης του συλλέκτη: 0,005

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Number in series	1	-			More...
2	Collector area	300	m ²			More...
3	Fluid specific heat	4.190	kJ/kg.K			More...
4	Efficiency mode	1	-			More...
5	Flow rate at test conditions	50.4	kg/hr.m ²			More...
6	Intercept efficiency	0.82	-			More...
7	Negative of first order efficiency coefficient	2.19	W/m ² .K			More...
8	Negative of second order efficiency coefficient	0.005	W/m ² .K ²			More...
9	Logical unit of file containing bi axial	57				

Εικόνα 3.3-5: Παράμετροι στοιχείου Ηλιακών συλλεκτών σωλήνων κενού (Type 71)

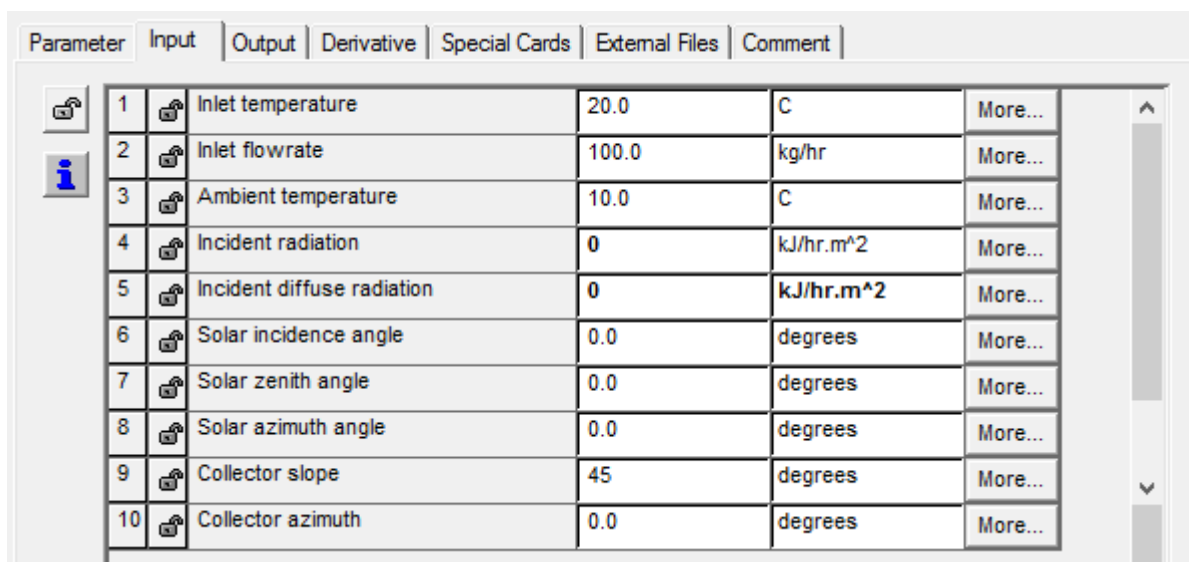
Για τις παραμέτρους αυτές με βάση την εξίσωση θεωρητικού βαθμού απόδοσης των ηλιακών συλλεκτών 3.2-38, το διάγραμμα βαθμού απόδοσης είναι το ακόλουθο:



Διάγραμμα 3.3-2: Θεωρητικός βαθμός απόδοσης επιλεγμένων ηλιακών συλλεκτών κενού συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου του νερού

Είσοδοι

Στις εισόδους δεν χρειάζεται να καθορίσουμε κάποια τιμή καθώς όλες θα προέλθουν από τις συνδέσεις με τα υπόλοιπα στοιχεία. Το μόνο που θα χρειαστεί να αλλάξουμε είναι οι μονάδες στην είσοδο της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας σε kJ/hr m^2 ώστε να συμφωνούν με την αντίστοιχη έξοδο του στοιχείου των μετεωρολογικών δεδομένων.

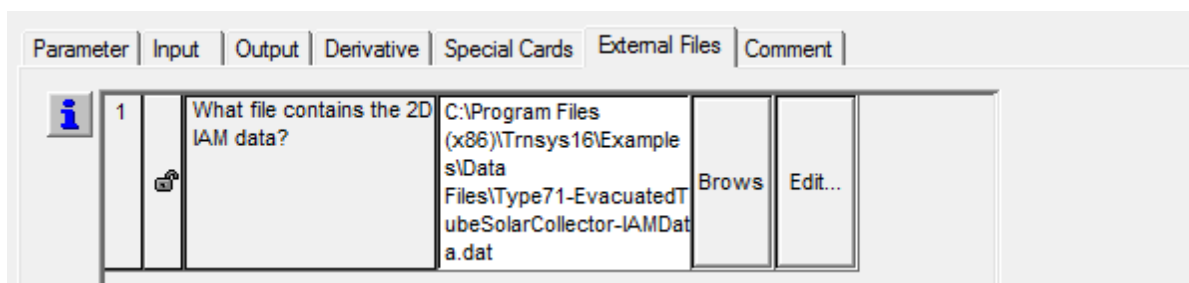


Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Inlet temperature	20.0	C	More...		
2	Inlet flowrate	100.0	kg/hr	More...		
3	Ambient temperature	10.0	C	More...		
4	Incident radiation	0	kJ/hr.m ²	More...		
5	Incident diffuse radiation	0	kJ/hr.m ²	More...		
6	Solar incidence angle	0.0	degrees	More...		
7	Solar zenith angle	0.0	degrees	More...		
8	Solar azimuth angle	0.0	degrees	More...		
9	Collector slope	45	degrees	More...		
10	Collector azimuth	0.0	degrees	More...		

Εικόνα 3.3-6: Είσοδοι στοιχείου Ηλιακών συλλεκτών σωλήνων κενού (Type 71)

Εξωτερικά αρχεία

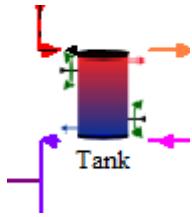
Το εξωτερικό αρχείο IAM data λαμβάνεται από τον φάκελο του TRNSYS:
 “\Trnsys16\Examples\Data Files\Type71-EvacuatedTubeSolarCollector-IAMData.dat”



Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	What file contains the 2D IAM data?	C:\Program Files (x86)\Trnsys16\Examples\Data Files\Type71-EvacuatedTubeSolarCollector-IAMData.dat	Brows	Edit...		

Εικόνα 3.3-7: Εξωτερικό αρχείο IAM data του στοιχείου Ηλιακών συλλεκτών σωλήνων κενού (Type 71)

3.3.2.3 Δοχείο θερμικής αποθήκευσης (Type 4)



Το νερό από τους ηλιακούς συλλέκτες θα βρίσκεται σε κλειστό κύκλωμα και θα προσδίδει θερμότητα στο δοχείο μέσω των σωληνώσεων στο εσωτερικό του.



Εικόνα 3.3-8: Δοχείο θερμικής αποθήκευσης εντός κτιρίου



Εικόνα 3.3-9: Δοχείο θερμικής αποθήκευσης εντός του εδάφους



Εικόνα 3.3-10: Εσωτερικές σωληνώσεις σε δοχείο θερμικής αποθήκευσης

Παράμετροι

Το δοχείο θερμικής αποθήκευσης αποτελεί δοχείο διαστρωμάτωσης όπως αναλύθηκε. Οι παράμετροι που θα αλλάξουμε στο δοχείο είναι οι ισχύεις των θερμαντικών στοιχείων τις οποίες θα μηδενίσουμε αφού θα χρησιμοποιήσουμε εξωτερική βοηθητική πηγή θερμότητας. Επίσης θα θεωρήσουμε ότι το δοχείο είναι υπό πίεση καθώς το νερό σε ατμοσφαιρικές συνθήκες έχει θερμοκρασία βρασμού 100°C η οποία πρακτικά είναι η επιθυμητή θερμοκρασία του νερού που θα στέλνουμε στον ψύκτη. Η πίεση αυτή θα οριστεί στα 10 bar, μία λογική τιμή, στην οποία η θερμοκρασία ατμοποίησης είναι περίπου 180°C. Η διαστρωμάτωση του δοχείου θα γίνει με 6 στρώματα και το ύψος του κάθε στρώματος θα οριστεί στα 0.5 m.

Ο όγκος του δοχείου θα αποτελέσει παράμετρο βελτιστοποίησης και η τελική τιμή του θα διαμορφωθεί μέσα από αυτή.

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Variable inlet positions	2	-			More...
2	Tank volume	25	m ³			More...
3	Fluid specific heat	4.190	kJ/kg.K			More...
4	Fluid density	1000.0	kg/m ³			More...
5	Tank loss coefficient	2.5	kJ/hr.m ² .K			More...
6	Height of node-1	0.5	m			More...
7	Height of node-2	0.5	m			More...
8	Height of node-3	0.5	m			More...
9	Height of node-4	0.5	m			More...
10	Height of node-5	0.5	m			More...
11	Height of node-6	0.5	m			More...
12	Auxiliary heater mode	1	-			More...
13	Node containing heating element -1	1	-			More...
14	Node containing thermostat -1	1	-			More...
15	Set point temperature for element-1	60	C			More...
16	Deadband for heating element-1	5	deltaC			More...
17	Maximum heating rate of element -1	0	kJ/hr			More...
18	Node containing heating element -2	1	-			More...
19	Node containing thermostat -2	1	-			More...
20	Set point temperature for element-2	60.0	C			More...
21	Deadband for heating element-2	5.0	deltaC			More...
22	Maximum heating rate of element -2	0	kJ/hr			More...
23	Not used (Flue UA)	0.0	W/K			More...
24	Not used (Tflue)	20.0	C			More...
25	Boiling point	180	C			More...

1	How many temperature levels (nodes) should be used in the tank?	6
2	How many heating elements to be modeled in this tank?	2

Εικόνα 3.3-11: Παράμετροι δοχείου θερμικής αποθήκευσης (Type 4)

Είσοδοι

Στις εισόδους δεν ορίζουμε τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος χώρου στους 25 °C καθώς τέτοια δοχεία είναι συνήθως σε μεγάλα λεβητοστάσια εντός του κτιρίου ή θαμμένα στο έδαφος. Οι υπόλοιπες εισόδοι θα συνδεθούν με εξόδους άλλων στοιχείων.

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1		Hot-side temperature	45.0	C	More...	
2		Hot-side flowrate	0	kg/hr	More...	
3		Cold-side temperature	15	C	More...	
4		Cold-side flowrate	7200	kg/hr	More...	
5		Environment temperature	20	C	More...	
6		Control signal for element-1	0	-	More...	
7		Control signal for element-2	0.0	-	More...	

Εικόνα 3.3-12: Είσοδοι δοχείου θερμικής αποθήκευσης (Type 4)

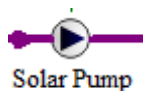
Αρχικές θερμοκρασίες στρωμάτων – Derivatives

Θα ορίσουμε τις αρχικές θερμοκρασίες των στρωμάτων ξεκινώντας με 95°C στο ανώτερο στρώμα του δοχείου και στα υπόλοιπα ανά 5 βαθμούς μικρότερη. Ο λόγος που ορίζουμε υψηλές θερμοκρασίες είναι για να εξετάσουμε το σύστημά μας χωρίς καθυστερήσεις στην προσομοίωση για να ζεσταθεί το νερό του δοχείου, ώστε να δούμε τη συμπεριφορά του συστήματος στην πλήρη λειτουργία του από την αρχή της κάθε προσομοίωσης.

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1		Initial temperature of node-1	95	C	More...	
2		Initial temperature of node-2	90	C	More...	
3		Initial temperature of node-3	80	C	More...	
4		Initial temperature of node-4	75	C	More...	
5		Initial temperature of node-5	75	C	More...	
6		Initial temperature of node-6	65	C	More...	
1		How many temperature levels (nodes) should be used in the tank?	6			

Εικόνα 3.3-13: Αρχικές θερμοκρασίες δοχείου θερμικής αποθήκευσης (Type 4)

3.3.2.4 Αντλία νερού ηλιακών συλλεκτών (Type 3)



Παράμετροι

Στην αντλία νερού των συλλεκτών η μόνη τιμή που θα αλλάζουμε είναι η μέγιστη παροχή η οποία εξαρτάται από την επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών καθώς η επιφάνεια θα αποτελέσει τιμή παραμετροποίησης για την βελτιστοποίηση του συστήματος. Συγκεκριμένα η ονομαστική παροχή θα είναι το γινόμενο της παροχής των συλλεκτών σε συνθήκες δοκιμής επί την συνολική επιφάνεια των συλλεκτών έτσι ώστε οι συλλέκτες να λειτουργούν με την ονομαστική παροχή τους κάθε φορά:

$$m_{\max} [\text{kg/hr}] = m_{\text{test,collector}} [\text{kg/hr m}^2] * A_{\text{collector}} [\text{m}^2] \quad 3.3-1$$

Ακόμα η κατανάλωση ενέργειας από όλες τις αντλίες θα θεωρηθούν αμελητέες στην μελέτη μας και για αυτό δεν επεμβαίνουμε και στην μέγιστη ισχύ τις αντλίας και τους υπόλοιπους συντελεστές ενέργειας.

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Maximum flow rate	15120	kg/hr	More...		
2	Fluid specific heat	4.190	kJ/kg.K	More...		
3	Maximum power	240	kJ/hr	More...		
4	Conversion coefficient	0.05	-	More...		
5	Power coefficient	0.5	-	More...		

Εικόνα 3.3-14: Παράμετροι αντλίας νερού ηλιακών συλλεκτών (Type 3)

Στο συγκεκριμένο παράδειγμα της εικόνας από πάνω, η μέγιστη παροχή έχει οριστεί 15120 kg/hr για 300 m² συνολική επιφάνεια συλλεκτών αφού $m_{\text{test,collector}} = 50.4 \text{ kg/hr m}^2$.

Είσοδοι

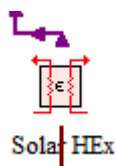
Οι είσοδοι της αντλίας θα συνδεθούν με άλλα στοιχεία του συστήματος. Αξίζει να υπενθυμίσουμε ότι η εισερχόμενη ροή στην αντλία χρησιμοποιείται μόνο για λόγους σύγκλισης της προσομοίωσης και ότι η αντλία δουλεύει σταθερά στην μέγιστη παροχή της.

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Inlet fluid temperature	20	C	More...		
2	Inlet mass flow rate	100	kg/hr	More...		
3	Control signal	1	-	More...		

Εικόνα 3.3-15: Είσοδοι αντλίας νερού ηλιακών συλλεκτών (Type 3)

3.3.2.5 Εναλλάκτης θερμότητας με νερό δικτύου σε περίπτωση

υπερθέρμανσης του συστήματος (Type 91)



Στα ηλιακά συστήματα με μεγάλη συλλεκτική επιφάνεια υπάρχει πάντα ο κίνδυνος υπερθέρμανσης του νερού όταν δεν υπάρχει απαίτηση φορτίου στο δοχείο θερμικής αποθήκευσης για μεγάλο διάστημα και το νερό των συλλεκτών συνεχώς θερμαίνει το αποθηκευμένο νερό σε υψηλότερες θερμοκρασίες με αποτέλεσμα και αυτό διαρκώς να αυξάνει τη θερμοκρασία του αφού ουσιαστικά θα βγαίνει όλο και θερμότερο από το δοχείο για να πάει στους συλλέκτες.

Εάν δεν έχουν σχεδιαστεί μέτρα πρόβλεψης η υπερθέρμανση των ηλιακών συλλεκτών μπορεί να οδηγήσει μέχρι και στην καταστροφή τους. Για αυτό το λόγο πρέπει τα μέτρα που θα ληφθούν να κρυώνουν το νερό όταν αυτό ξεπεράσει μία μέγιστη θερμοκρασία πριν εισέλθει στους συλλέκτες. Η μέγιστη αυτή τιμή ορίζεται με βάση τη θερμοκρασία κορεσμού του συλλέκτη. Η θερμοκρασία κορεσμού υπολογίζεται από τον μηδενισμό του βαθμού απόδοσης στην εξίσωση 3.2-38 και τη λύση ως προς τη θερμοκρασία εισόδου του ρευστού στους συλλέκτες:

$$T_{stag} = \frac{\sqrt{G \cdot \eta_0 \cdot a_2 + (a_1/2)^2} - a_1}{a_2} + T_a \quad 3.3-2$$

G_T [W/m ²]	η_0	α_1 [W/m ² K]	α_2 [W/m ² K ²]	T_a [°C]	T_{stag} [°C]
1000	0,82	2,19	0,005	20	261,3922241
1000	0,82	2,19	0,005	30	271,3922241
1000	0,82	2,19	0,005	35	276,3922241
1000	0,82	2,19	0,005	40	281,3922241
800	0,82	2,19	0,005	20	224,2741428
800	0,82	2,19	0,005	30	234,2741428
800	0,82	2,19	0,005	35	239,2741428
800	0,82	2,19	0,005	40	244,2741428
500	0,82	2,19	0,005	20	161,5010402
500	0,82	2,19	0,005	30	171,5010402

500	0,82	2,19	0,005	35	176,5010402
500	0,82	2,19	0,005	40	181,5010402

Πίνακας 3.3-2: Θερμοκρασίες κορεσμού των συλλεκτών σωλήνων κενού

Η οριακή θερμοκρασία, μετά την οποία υπάρχει κίνδυνος καταστροφής των συλλεκτών, συνήθως λαμβάνεται ίση με την θερμοκρασία κορεσμού για $G = 1000 \text{ W/m}^2$. Λαμβάνοντας υπόψιν την ελάχιστη για $T_a = 20^\circ\text{C}$ έχουμε $T_{\text{overheat}} = 260^\circ\text{C}$.

Στο σύστημά μας ίσως εμφανιστεί υπερθέρμανση κατά τους μήνες που δεν θα απαιτείται κλιματισμός του κτιρίου ή το κτίριο θα παραμείνει κλειστό για αρκετές μέρες με αποτέλεσμα ο ψύκτης να μην λειτουργεί και να μην απαιτεί ζεστό νερό από το δοχείο.

Η αντιμετώπιση του κινδύνου αυτού θα γίνει με την παράκαμψη του νερού των ηλιακών μέσω τρίοδης βάνας ελεγχόμενη από θερμοστάτη και το πέρασμά του από εναλλάκτη θερμότητας με κρύο νερό δικτύου πριν εισέλθει στους ηλιακούς συλλέκτες ώστε να πέσει η θερμοκρασία του.

Ένα παράδειγμα αντιμετώπισης του κινδύνου αυτού με τον ίδιο τρόπο που θα χρησιμοποιήσουμε έχει υιοθετήσει μία ζυθοποιία στην Αυστρία η οποία χρησιμοποιούσε σύστημα ηλιακών συλλεκτών 1500 m^2 και δοχείο 200 m^3 (Elimar Frank, Franz Mauthner, Stephan Fischer, 2015).

Παράμετροι

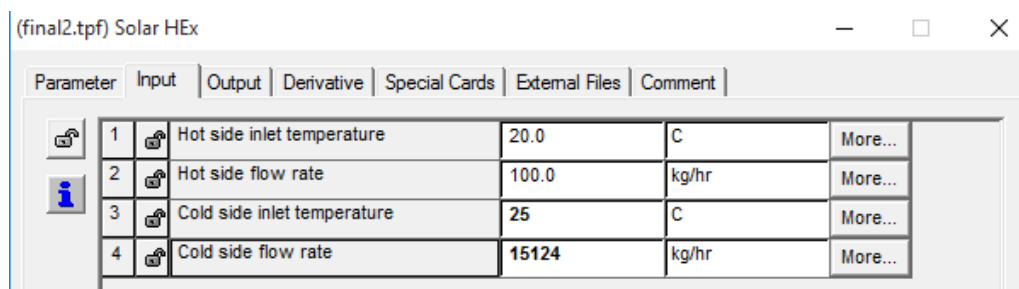
Οι παράμετροι του εναλλάκτη αφήνονται οι ίδιες με τις προκαθορισμένες καθώς τα προκαθορισμένα ρεύματα στον εναλλάκτη είναι και τα δύο νερό και ο εναλλάκτης αυτός δεν μας ενδιαφέρει από πλευρά απόδοσης στην παρούσα μελέτη.

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Heat exchanger effectiveness	0.6	-			More...
2	Specific heat of hot side fluid	4.19				kJ/kg.K More...
3	Specific heat of cold side fluid	4.19				kJ/kg.K More...

Εικόνα 3.3-16: Παράμετροι εναλλάκτη θερμότητας με νερό δικτύου σε περίπτωση υπερθέρμανσης του συστήματος (Type 91)

Είσοδοι

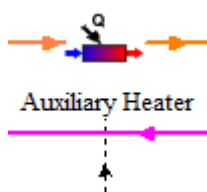
Στις εισόδους θα επέμβουμε στην θερμοκρασία του κρύου νερού καθώς επιθυμούμε να είναι νερό δικτύου το οποίο θα υποθέσουμε ότι έχει σταθερή θερμοκρασία 25°C . Όσον αφορά την παροχή του κρύου νερού θα την ορίζουμε κάθε φορά ίση με την παροχή του νερού στους συλλέκτες.



Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Hot side inlet temperature	20.0	C	More...		
2	Hot side flow rate	100.0	kg/hr	More...		
3	Cold side inlet temperature	25	C	More...		
4	Cold side flow rate	15124	kg/hr	More...		

Εικόνα 3.3-17: Είσοδοι εναλλάκτη θερμότητας με νερό δικτύου σε περίπτωση υπερθέρμανσης του συστήματος (Type 91)

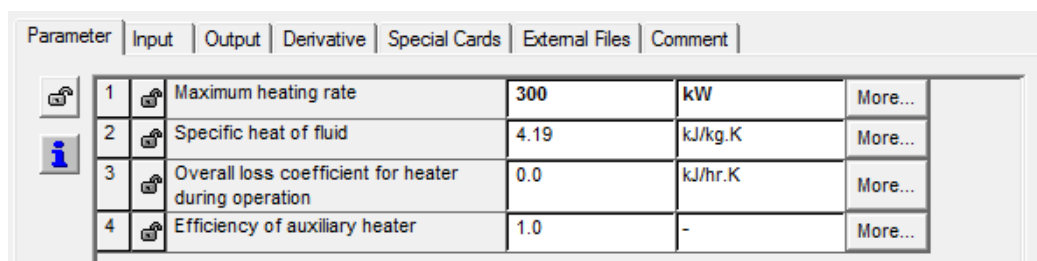
3.3.2.6 Βοηθητική πηγή θερμότητας (Type 6)



Ο κύριος λόγος που χρησιμοποιούμε βοηθητική πηγή θερμότητας αντί για εσωτερικά θερμαντικά στοιχεία είναι για να έχουμε καλύτερη εποπτεία της απαιτούμενης επιπλέον καταναλισκόμενης ενέργειας που δεν προέρχεται από τους ηλιακούς συλλέκτες και ουσιαστικά είναι αυτή που καλούμαστε να ελαχιστοποιήσουμε με τη μελέτη αυτή. Συγκεκριμένα η ενέργεια από την βοηθητική πηγή θερμότητας στην πραγματικότητα μεταφράζεται είτε ηλεκτρική ενέργεια από πιθανή αντλία θερμότητας είτε θερμική ενέργεια από καύσιμο για τη λειτουργία καυστήρα. Στην περίπτωση των εσωτερικών θερμαντικών στοιχείων ίσως θερμαίναμε μεγαλύτερη μάζα νερού από όση χρειάζεται για να λειτουργήσει ο ψύκτης καθώς όπως αναλύσαμε στο κεφάλαιο 3.2.3 τα θερμαντικά στοιχεία σε ένα δοχείου θερμαίνουν ολόκληρη τη μάζα νερού σε ένα στρώμα του δοχείου μέχρι η μέση θερμοκρασία του στρώματος να φτάσει στην επιθυμητή θερμοκρασία.

Παράμετροι

Η μέγιστη θερμικής ισχύς της πηγής θερμότητας ορίζεται στα 300kW ώστε να μπορεί σίγουρα να καλυφθεί η απαιτούμενη επιπλέον θερμότητα και να μπορεί να λειτουργεί το σύστημά μας σε όλες τις περιπτώσεις. Η ειδική θερμοχωρητικότητα του ρευστού παραμένει στα 4.19 kJ/kg K αφού έχουμε νερό στο δοχείο. Οι συντελεστές απώλειών στο περιβάλλον και ο βαθμός απόδοσης ορίζονται 0 και 1 αντίστοιχα καθώς η πηγή θερμότητας δεν αποτελεί κάποιο ρεαλιστικό στοιχείο θέρμανσης νερού αλλά την χρησιμοποιούμε για λογιστικούς λόγους.



Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Maximum heating rate	300	kW	More...		
2	Specific heat of fluid	4.19	kJ/kg.K	More...		
3	Overall loss coefficient for heater during operation	0.0	kJ/hr.K	More...		
4	Efficiency of auxiliary heater	1.0	-	More...		

Εικόνα 3.3-18: Παράμετροι βοηθητικής πηγής θερμότητας (Type 6)

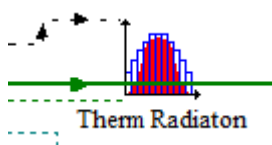
Είσοδοι

Η εισερχόμενη θερμοκρασία νερού και η παροχή του θα ορίζονται από το δοχείο θερμικής αποθήκευσης κάθε φορά. Η συνάρτηση ελέγχου θα είναι ίδια με του ψύκτη απορρόφησης και θα εξαρτάται από θερμοστάτη στο εσωτερικό του κτιρίου για την απαίτηση ή όχι κλιματισμού. Η τελική τιμή της επιθυμητής θερμοκρασία θα οριστεί στο κεφάλαιο 4.3 ύστερα από τη μελέτη συμπεριφοράς του ψύκτη απορρόφησης. Η θερμοκρασία του περιβάλλοντος χώρου παραμένει ως έχει καθώς ο συντελεστής απωλειών προς το περιβάλλον έχει οριστεί 0.

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Inlet fluid temperature	20.0	C	More...		
2	Fluid mass flow rate	100.0	kg/hr	More...		
3	Control Function	1	-	More...		
4	Set point temperature	95	C	More...		
5	Temperature of surroundings	20.0	C	More...		

Εικόνα 3.3-19: Παράμετροι στοιχείου βοηθητικής πηγής θερμότητας (Type 6)

3.3.2.7 Αισθητήρας ηλιακής ακτινοβολίας (Type 672)



Για την ενεργοποίηση της αντλίας νερού των ηλιακών συλλεκτών ώστε να ξεκινήσει η θέρμανση του δοχείου θα χρησιμοποιηθεί αισθητήρας ηλιακής ακτινοβολίας ο οποίος θα μοντελοποιηθεί στο TRNSYS με θερμοστάτη για εφαρμογές ψύξης δηλαδή όταν η προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία ξεπεράσει μία τιμή ο θερμοστάτης θα δίνει σήμα μέσω συνάρτησης ελέγχου αντλία να ξεκινήσει τη λειτουργία της. Αυτό σήμα είναι στην ουσία 0 ή 1 και αποτελεί τη συνάρτηση ελέγχου που παράγεται από τέτοιου είδους θερμοστάτες. Με αυτόν τον τρόπο θα επιτύχουμε λειτουργία των ηλιακών καθ' όλη τη διάρκεια ηλιοφάνειας μέσα στη μέρα και συνεπώς μέγιστη εκμετάλλευση της ηλιακής ακτινοβολίας.

Παράμετροι

Οι θερμοστάτες αυτοί δίνουν την επιλογή για περισσότερα από ένα επίπεδα ψύξης ώστε εάν τιμή ελέγχου ξεπεράσει αρχικά το πρώτο όριο και στη συνέχεια και το δεύτερο να δώσει και δεύτερο σήμα ελέγχου για εφαρμογή περαιτέρω ενεργειών. Όμοια γίνεται και για περισσότερα από 2 επίπεδα ψύξης. Στην περίπτωση μας αυτό δεν χρειάζεται και η τιμή παραμένει στο 1. Η παράμετρος staged cooling αναφέρεται στην προηγούμενη λειτουργία και αν είναι 1 το σήμα των προηγούμενων σταδίων από αυτό που έχει ενεργοποιηθεί παραμένει 1, ενώ αν αυτή η παράμετρος είναι 0 τότε τα σήματα των προηγούμενων σταδίων μηδενίζονται. Η παράμετρος των επαναλήψεων προτού δοθεί το σήμα ελέγχου παραμένει ως έχει. Τέλος η παράμετρος

θερμοκρασιακής ανοχής χρησιμοποιείται για την πραγματοποίηση επιδράσεων υστέρησης του θερμοστάτη και τη θέτουμε 0.

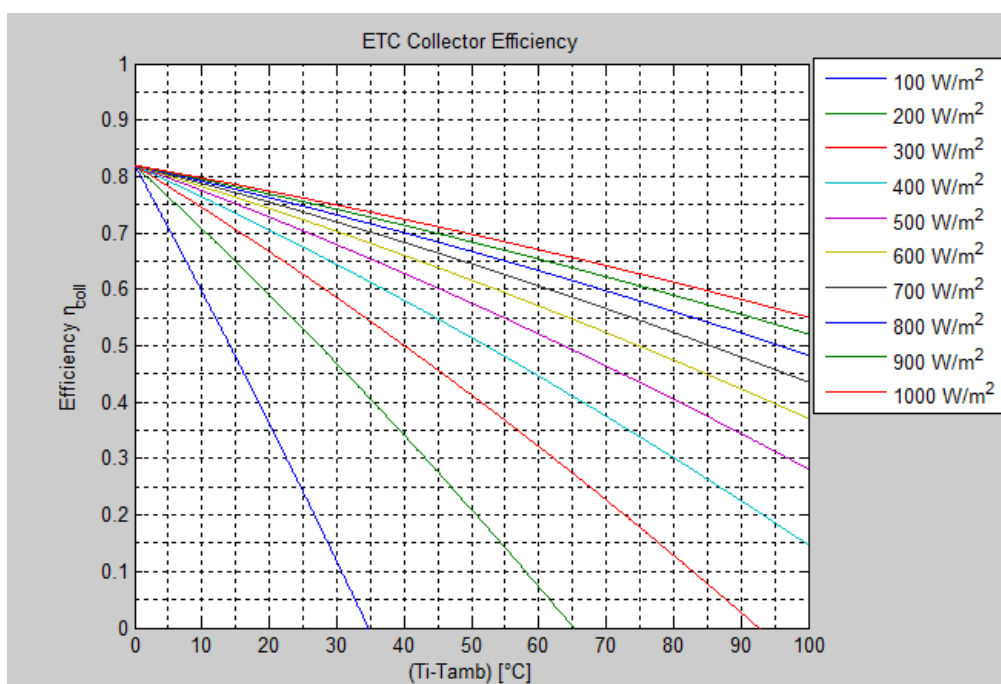
Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Number of Levels	1	-			More...
2	# oscillations permitted	5	-			More...
3	Staged Cooling?	1	-			More...
4	Controller dead band	0		any		More...

Εικόνα 3.3-20: Παράμετροι αισθητήρα ηλιακής ακτινοβολίας (Type 672)

Είσοδοι

Η τιμή παρακολούθησης θα συνδεθεί με την ολική προσπίπτουσα ακτινοβολία του μοντέλο καιρού και η τιμή ενεργοποίησης θα οριστεί $300 \text{ W/m}^2 = 3600/1000 \cdot 300 \text{ kJ/hr m}^2 = 1080 \text{ kJ/hr m}^2$ ώστε να συμφωνούν οι μονάδες εξόδου του μοντέλου καιρού.

Η τιμή αυτή προέκυψε σύμφωνα με το Διάγραμμα 3.3-2: Θεωρητικός βαθμός απόδοσης επιλεγμένων ηλιακών συλλεκτών κενού συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου του νερού. Όσο μεγαλώνει η διαφορά τόσο πέφτει ο βαθμός απόδοσης συναρτήσει των ηλιακών ακτινοβολιών. Αυτό σημαίνει για μεγαλύτερες διαφορές θερμοκρασίας χρειάζονται μεγαλύτερες ακτινοβολίες για την επίτευξη του ίδιου βαθμού απόδοσης μεταξύ των διάφορων προσπιπτουσών ακτινοβολιών. Εάν ο βαθμός απόδοσης γίνει αρνητικός η θερμοκρασία του νερού να μικραίνει αντί να αυξάνεται στους συλλέκτες συνεπώς να χάνουμε ενέργεια στο δοχεία αντί να κερδίζουμε από τα ηλιακά. Δηλαδή για μικρότερες τιμές ηλιακής ακτινοβολίας οι ηλιακοί συλλέκτες ακτινοβολούν θερμότητα προς το περιβάλλον αντί να απορροφούν.



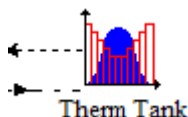
Η ελάχιστη δυνατή ηλιακή ακτινοβολία ώστε να μην έχουμε αρνητικό βαθμό απόδοσης για καμία θερμοκρασιακή διαφορά είναι τα $300 \text{ W/m}^2 = 1080 \text{ kJ/hr m}^2$.

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Value to watch	20.0		any		More...
2	Setpoint	1080		any		More...

Εικόνα 3.3-21: Είσοδοι αισθητήρα ηλιακής ακτινοβολίας (Type 672)

3.3.2.8 Θερμοστάτης τρίοδης βάνας παράκαμψης του δοχείου αποθήκευσης

(Type 671)



Ο θερμοστάτης που χρησιμοποιείται για την τρίοδη βάνα παράκαμψης του δοχείου αποθήκευσης από τον νερό που προέρχεται από τους ηλιακούς, είναι θερμοστάτης θέρμανσης και η λειτουργία του είναι πανομοιότυπη με τον θερμοστάτη ψύξης με τη διαφορά ότι ενεργοποιείται όταν η τιμή παρακολούθησης γίνει μικρότερη της καθορισμένης αντί μεγαλύτερη. Ο θερμοστάτης αυτός δίνει σήμα στην τρίοδη βάνα παράκαμψης του δοχείου να παρακάμψει το νερό των ηλιακών από το δοχείο όταν η θερμοκρασία του νερού εξόδου προς το φορτίο σε αυτό ξεπεράσει μία τιμή.

Παράμετροι

Ορίζουμε τις παραμέτρους όμοια με τον θερμοστάτη ψύξεως καθώς δεν επιθυμούμε πολλαπλά επίπεδα θέρμανσης ή επιδράσεις υστέρησης.

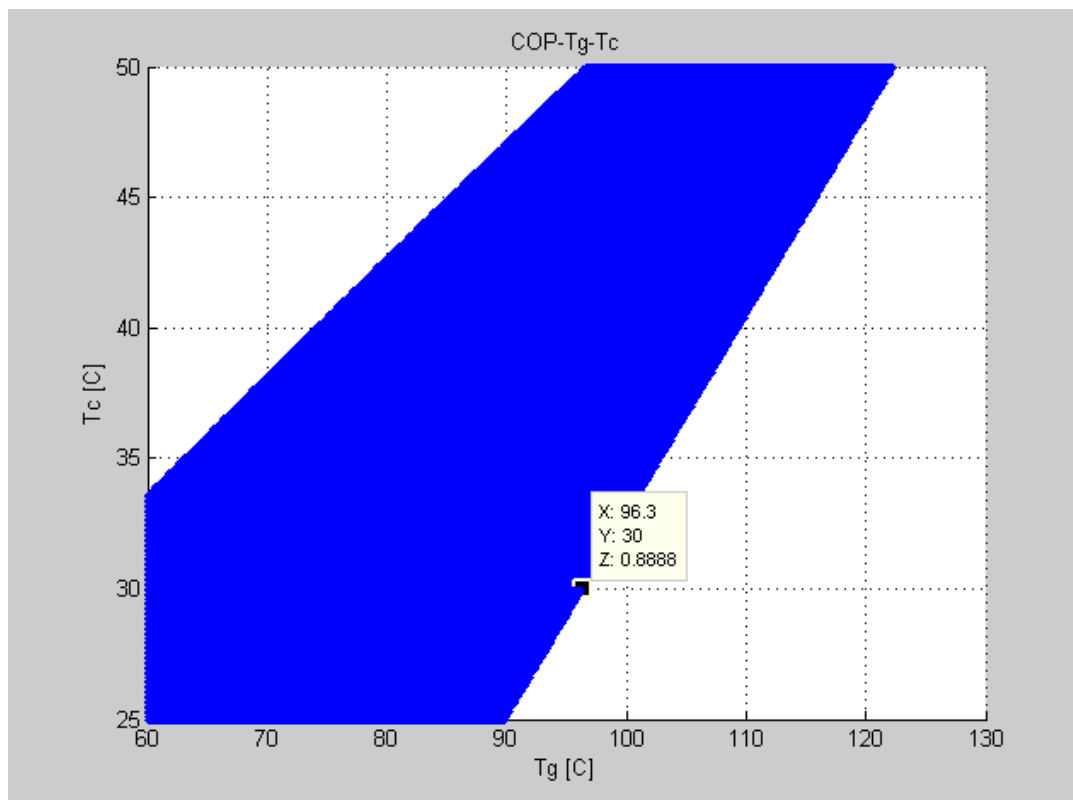
Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Number of levels	1		-		More...
2	Number of oscillations permitted	5		-		More...
3	Staged heating control mode	1		-		More...
4	Controller dead band	0		any		More...

Εικόνα 3.3-22: Παράμετροι θερμοστάτη τρίοδης βάνας παράκαμψης του δοχείου αποθήκευσης (Type 671)

Είσοδοι

Η τιμή παρακολούθησης όπως είπαμε είναι η θερμοκρασία εξόδου του ζεστού νερού από το δοχείο προς τον ψύκτη απορρόφησης. Το όριο που θα θέσουμε είναι 105°C . Από την παραμετροποίηση που έγινε στον ψύκτη απορρόφησης στο κεφάλαιο 2.2.3.1.1 δημιουργήσαμε το διάγραμμα COP – T_g – T_c με όλους πιθανούς συνδυασμούς λειτουργίας του ψύκτη απορρόφησης

Όπως αναφέραμε στο κεφάλαιο 2.3 η ελάχιστη θερμοκρασία συμπύκνωσης του μοντέλου μας είναι 30°C. Για αυτή τη θερμοκρασία από το Διάγραμμα 2.2-11 λαμβάνουμε την μέγιστη θερμοκρασία αναγέννησης (για $\eta_{ev} = 0.7$ και $T_{ev} = 10^\circ\text{C}$):

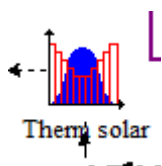


Η μέγιστη θερμοκρασία αναγέννησης είναι 96.3 °C. Μία τυπική αυτής διαφορά θερμοκρασίας με την θερμοκρασία εισαγωγής θερμού νερού στον ψύκτη είναι περίπου οι 10 °C που είναι και η τιμή για τον βαθμό απόδοσης αναφοράς του εσωτερικού εναλλάκτη του αναγεννητή (κεφάλαιο 2.2.4.2). Συνεπώς η τιμή 105 °C στον θερμοστάτη της τρίοδης βάνας είναι σωστή καθώς αποτελεί οριακή περίπτωση για $T_{amb} = 23^\circ\text{C}$ (αφού $T_c = T_{amb} + 7^\circ\text{C}$) η οποία είναι σχετικά χαμηλή για την θερινή περίοδο. Συνήθως η θερμοκρασία περιβάλλοντος θα είναι μεγαλύτερη από 23 °C με αποτέλεσμα να αυξάνεται και η θερμοκρασία συμπύκνωσης όπου θα έχουμε μεγαλύτερες επιτρεπτές θερμοκρασίες εισόδου ζεστού νερού στον ψύκτη απορρόφησης όπως φαίνεται στο παραπάνω διάγραμμα.

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Value to watch	20.0	any	More...		
2	Set point	105	any	More...		

Εικόνα 3.3-23: Είσοδοι θερμοστάτη τρίοδης βάνας παράκαμψης του δοχείου αποθήκευσης (Type 671)

3.3.2.9 Θερμοστάτης τρίοδης βάνας παράκαμψης προς εναλλάκτη κρύου νερού σε περίπτωσης υπερθέρμανσης (Type 671)



Ο θερμοστάτης της τρίοδης βάνας θα παρακάμπτει το νερό και θα το περνάει μέσα από τον εναλλάκτη όπως αναλύσαμε στην παράγραφο 3.3.2.5.

Παράμετροι

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Number of levels	1	-	More...		
2	Number of oscillations permitted	5	-	More...		
3	Staged heating control mode	1	-	More...		
4	Controller dead band	0	any	More...		

Εικόνα 3.3-24: Παράμετροι θερμοστάτη τρίοδης βάνας παράκαμψης προς εναλλάκτη κρύου νερού (Type 671)

Είσοδοι

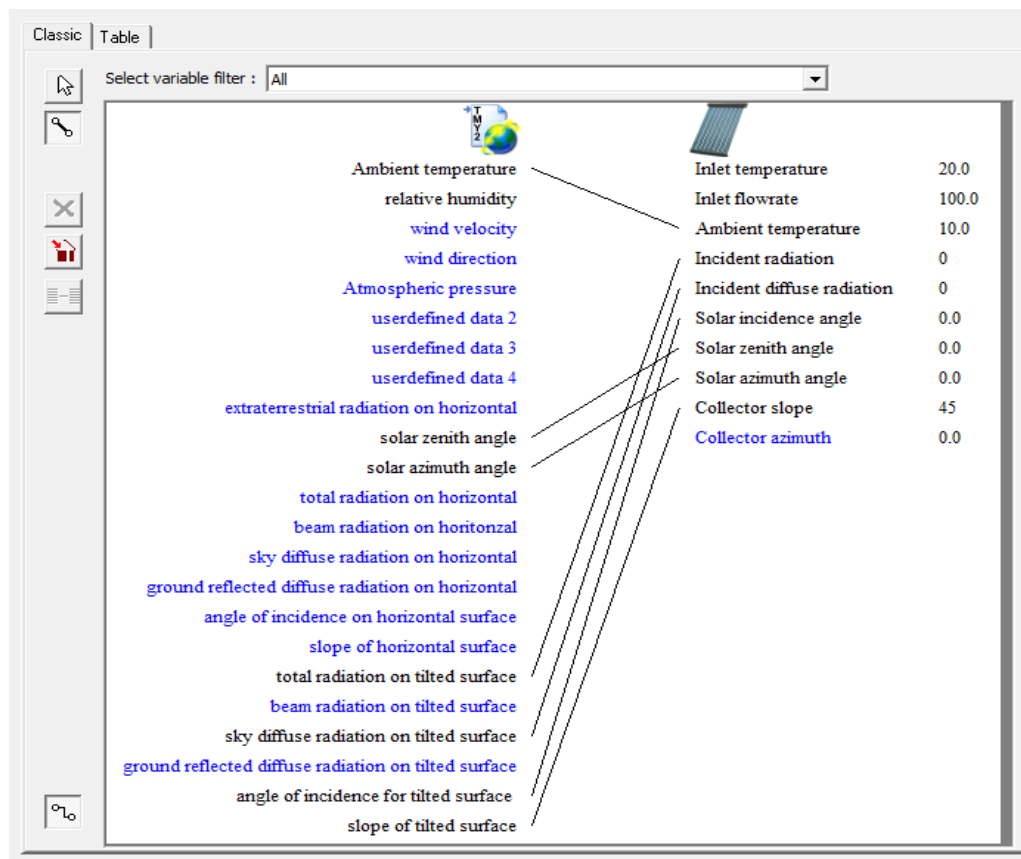
Όπως αναλύσαμε στην παράγραφο 3.3.2.5 η μέγιστη θερμοκρασία του νερού πριν πάει στους συλλέκτες για να μην υπερθερμανθούν και ενδεχομένως υποστούν ζημιές είναι 260 °C

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Value to watch	20.0	any	More...		
2	Set point	260	any	More...		

Εικόνα 3.3-25: Είσοδοι θερμοστάτη τρίοδης βάνας παράκαμψης προς εναλλάκτη κρύου νερού (Type 671)

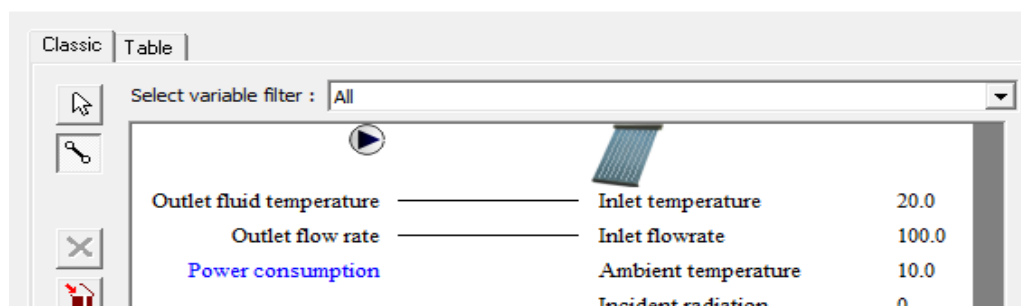
3.3.3 Συνδέσεις των βασικών στοιχείων του ηλιακού συστήματος

3.3.3.1 Μοντέλο καιρού - ηλιακοί συλλέκτες σωλήνων κενού



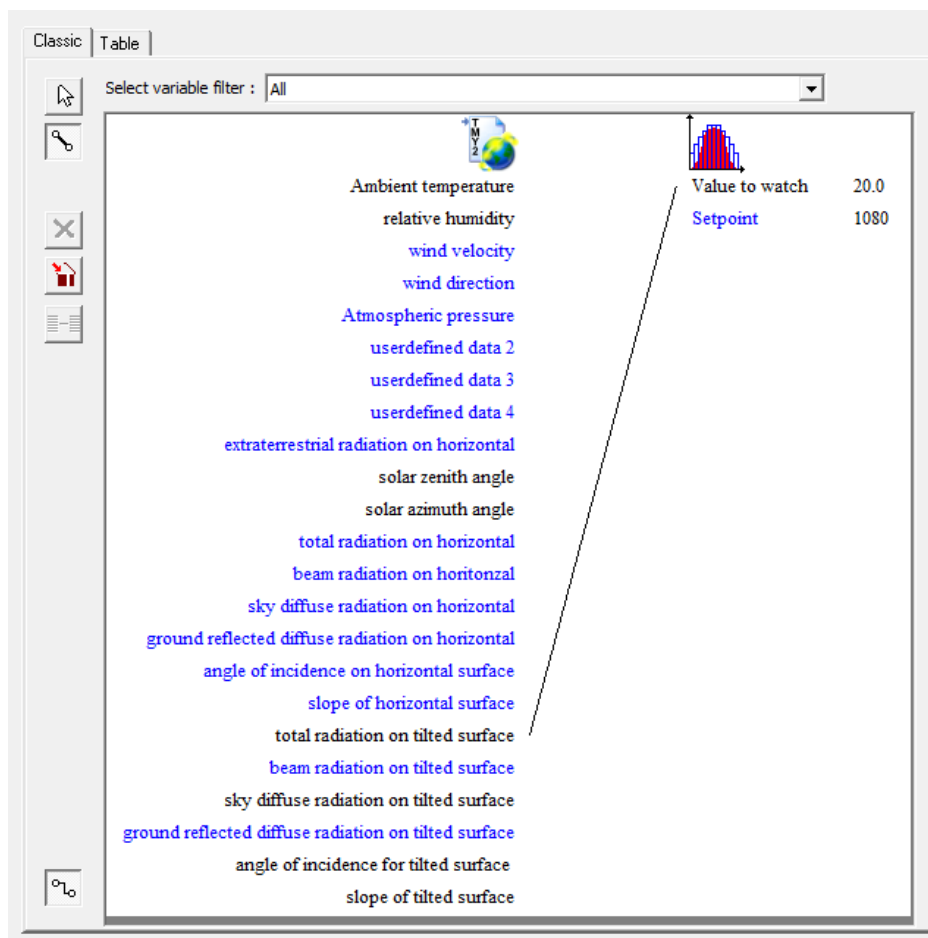
Εικόνα 3.3-26: Σύνδεση του μοντέλου καιρού με τους ηλιακούς συλλέκτες σωλήνων κενού

3.3.3.2 Αντλία νερού ηλιακών συλλεκτών – ηλιακοί συλλέκτες σωλήνων κενού



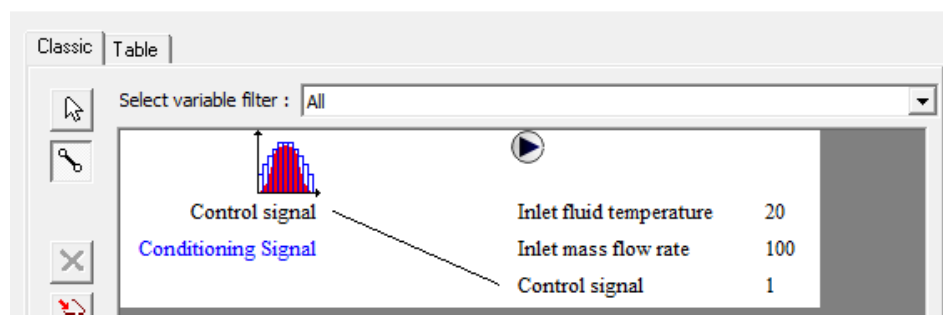
Εικόνα 3.3-27: Σύνδεση της αντλίας νερού των ηλιακών συλλεκτών με τους ηλιακούς συλλέκτες σωλήνων κενού

3.3.3.3 Μοντέλο καιρού – αισθητήρας ηλιακής ακτινοβολίας



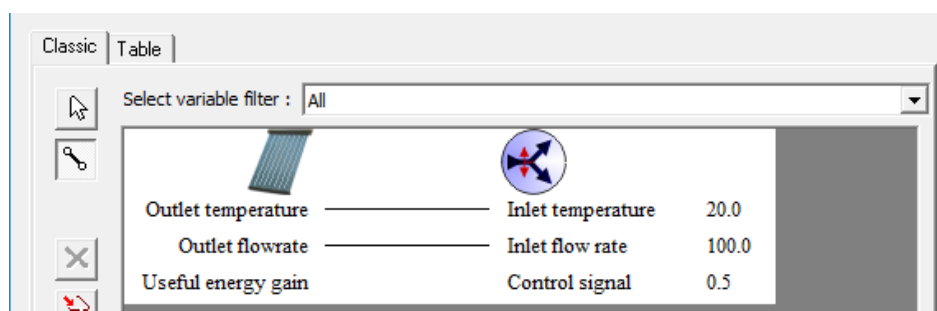
Εικόνα 3.3-28: Σύνδεση του μοντέλου καιρού με τον αισθητήρα ηλιακής ακτινοβολίας

3.3.3.4 Αισθητήρας ηλιακής ακτινοβολίας – Αντλία νερού ηλιακών συλλεκτών



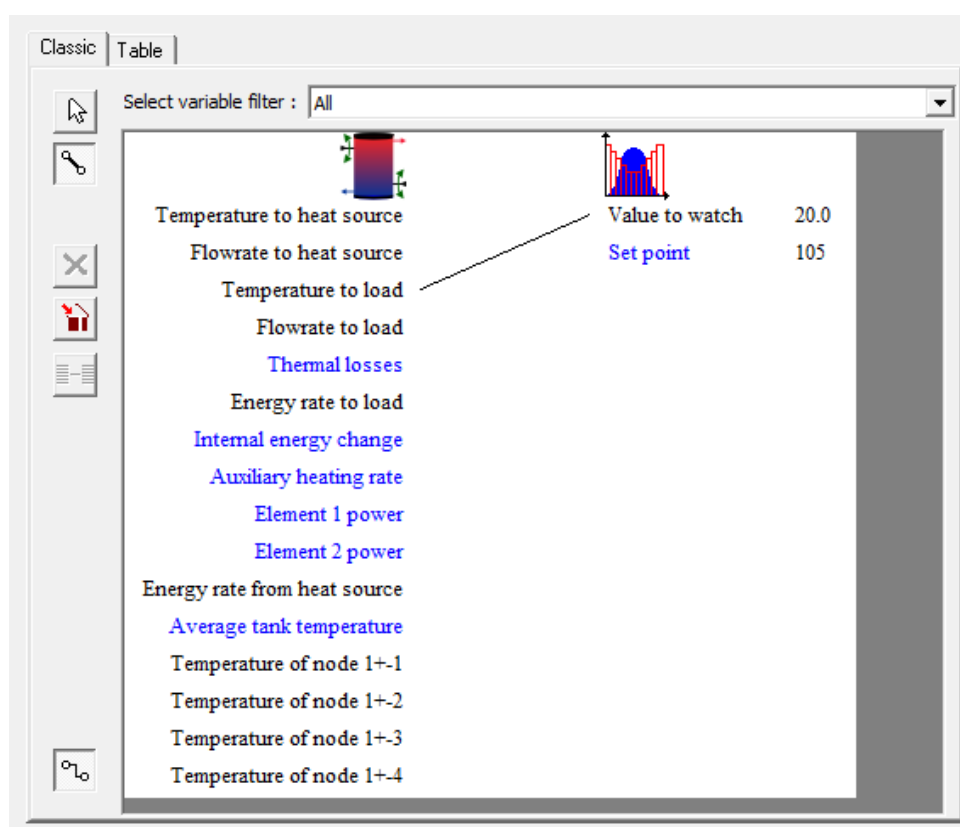
Εικόνα 3.3-29: Σύνδεση στοιχείου αισθητήρα ηλιακής ακτινοβολίας με το στοιχείο της αντλίας νερού των ηλιακών συλλεκτών

3.3.3.5 Ηλιακοί συλλέκτες σωλήνων κενού – τρίοδη βάννα παράκαμψης του δοχείου αποθήκευσης



Εικόνα 3.3-30: Σύνδεση του στοιχείου των ηλιακών συλλεκτών κενού με το στοιχείο της τρίοδης βάννας παράκαμψης του δοχείου θερμικής αποθήκευσης

3.3.3.6 Δοχείο θερμικής αποθήκευσης – Θερμοστάτης βάννας παράκαμψης του δοχείου

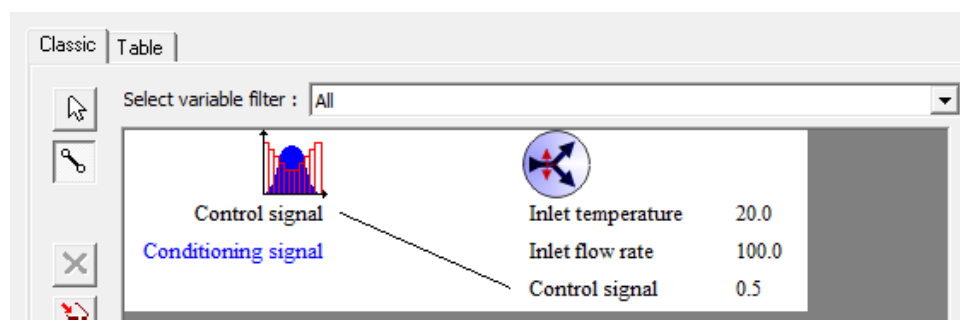
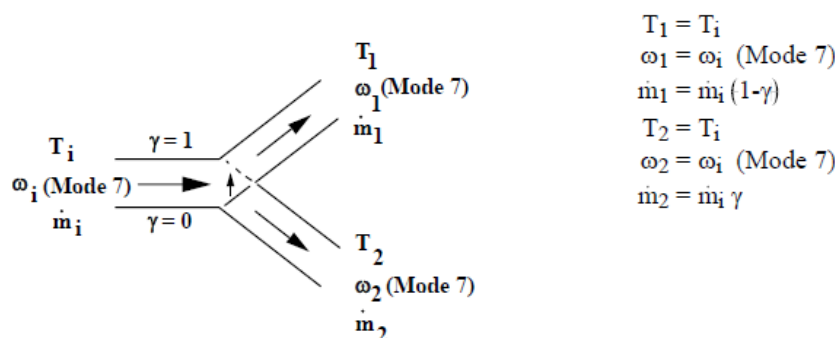


Εικόνα 3.3-31: Σύνδεση του δοχείου θερμικής αποθήκευσης με το θερμοστάτη της βάννας παράκαμψης του δοχείου

3.3.3.7 Θερμοστάτης βάνας παράκαμψης του δοχείου - τρίοδη βάνα

παράκαμψης του δοχείου αποθήκευσης

Το μοντέλο τρίοδης βάνας στέλνει όλο το νερό στην έξοδο 2 όταν το σήμα ελέγχου της είναι 1 και όλο το νερό στην έξοδο 1 όταν αυτό είναι 0. Ωστόσο μπορούν να μοντελοποιηθούν και οι ενδιάμεσες καταστάσεις όταν το σήμα ελέγχου είναι μεταξύ 0 και 1 όπως περιγράφεται στο Σχήμα 3.2-11:

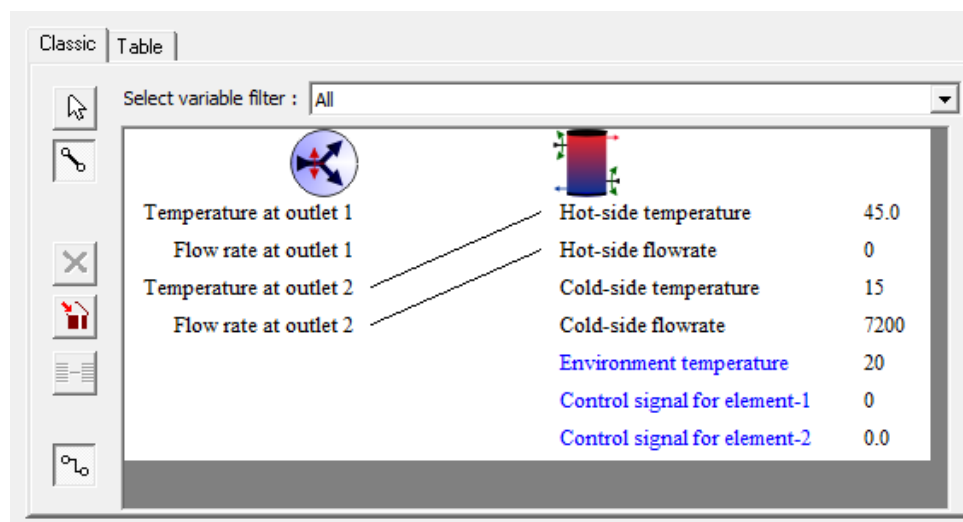


Εικόνα 3.3-32: Σύνδεση του θερμοστάτη της τρίοδης βάνας παράκαμψης με την τρίοδη βάνα παράκαμψης του δοχείου θερμικής αποθήκευσης

3.3.3.8 Τρίοδη βάνα παράκαμψης του δοχείου αποθήκευσης – δοχείο

αποθήκευσης

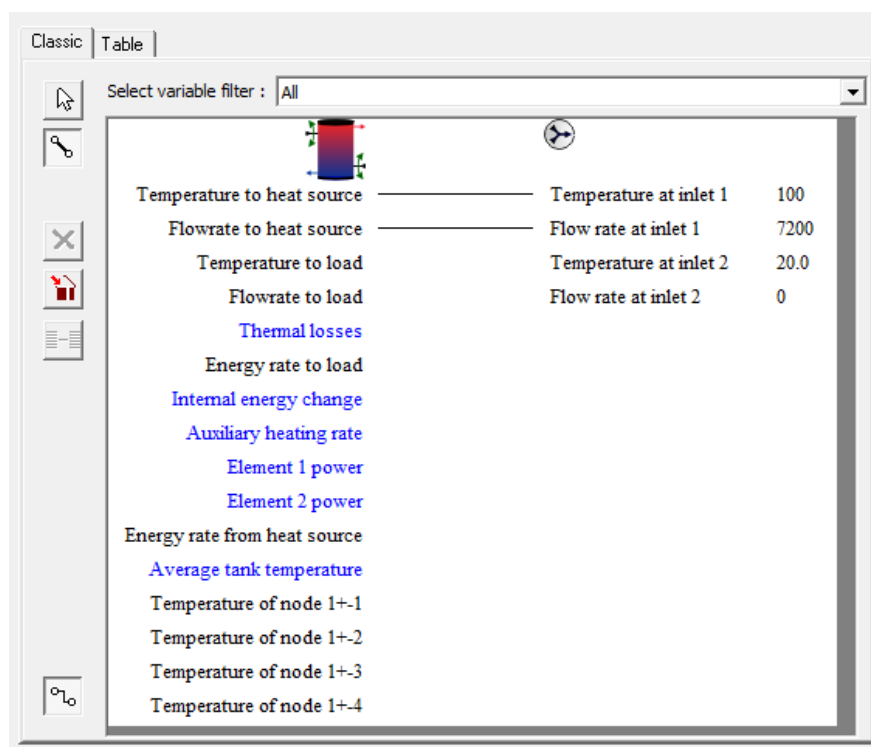
Όσο η θερμοκρασία του δοχείου στην έξοδο προς το φορτίο είναι κάτω της καθορισμένης θερμοκρασίας του θερμοστάτη της βάνας, δηλαδή το σήμα ελέγχου είναι 1, θέλουμε το νερό από τους ηλιακούς συλλέκτες να περνάει από το δοχείο. Για αυτό συνδέουμε την έξοδο 2 της βάνας με το δοχείο.



Εικόνα 3.3-33: Σύνδεση της τρίοδης βάνας παράκαμψης του δοχείου θερμικής αποθήκευσης με το δοχείο θερμικής αποθήκευσης

3.3.3.9 Δοχείο θερμικής αποθήκευσης – τρίοδη βάνα ανάμιξης 2

Ουσιαστικά η τρίοδος βάνα ανάμιξης δεν κάνει ανάμιξη ρευμάτων αφού κάθε φορά όλο το νερό στέλνεται μέσω τους ενός εκ των δύο κλάδων της τρίοδου βάνας παράκαμψης.



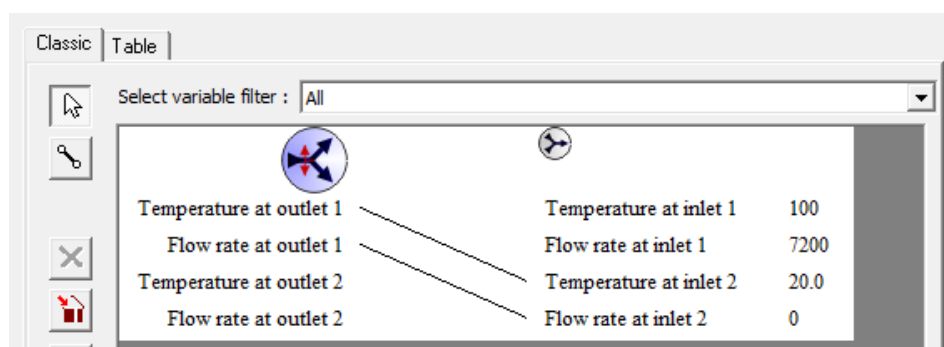
Εικόνα 3.3-34: Σύνδεση του δοχείου θερμικής αποθήκευσης με την τρίοδη βάνα ανάμιξης 2

3.3.3.10 Τρίοδη βάνα παράκαμψης του δοχείου αποθήκευσης – τρίοδη

βάνα ανάμιξης 2

Η έξοδος 1 ενώνεται με την βάνα ανάμιξης έτσι ώστε όταν το σήμα ελέγχου γίνει 0, δηλαδή η θερμοκρασία εξόδου του νερού από το δοχείο προς την βοηθητική πηγή θερμότητας υπερβεί τους 105 °C όλο το νερό των ηλιακών να στέλνεται μέσω της εξόδου 1 κατευθείαν στην τρίοδη βάνα ανάμιξης 2 χωρίς να περνάει από το δοχείο θερμικής αποθήκευσης και να αυξήσει κι άλλο τη θερμοκρασία του δοχείου προς την βοηθητική πηγή θερμότητας.

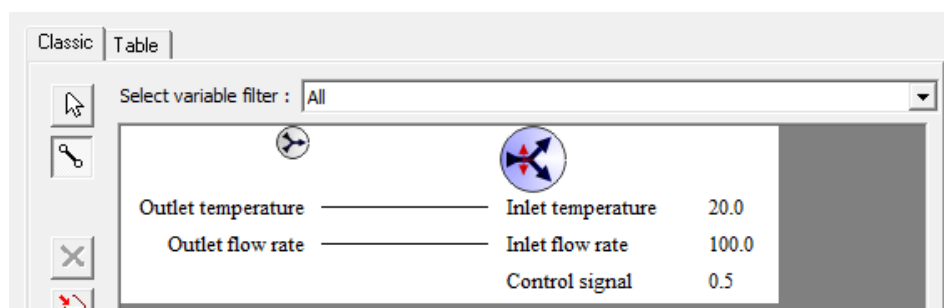
Ουσιαστικά η τρίοδος βάνα ανάμιξης δεν κάνει ανάμιξη ρευμάτων αφού κάθε φορά όλο το νερό στέλνεται μέσω τους ενός εκ των δύο κλάδων της τρίοδου βάνας παράκαμψης.



Εικόνα 3.3-35: Σύνδεση της τρίοδης βάνας παράκαμψης του δοχείου θερμικής αποθήκευσης την τρίοδη βάνας ανάμιξης 2

3.3.3.11 Τρίοδη βάνα ανάμιξης 2 – Τρίοδη βάνα παράκαμψης προς

εναλλάκτη κρύου νερού

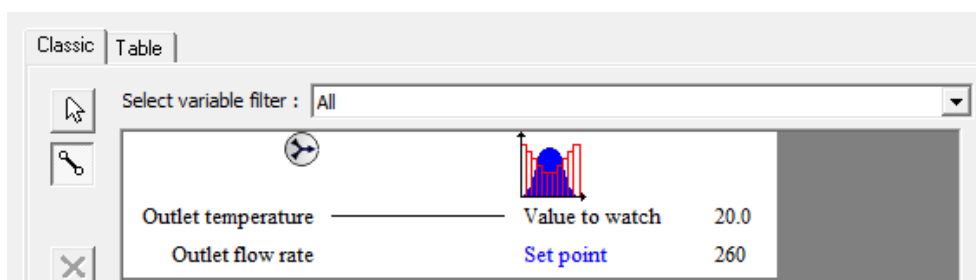


Εικόνα 3.3-36: Σύνδεση της τρίοδης βάνας ανάμιξης 2 με την τρίοδη βάνα παράκαμψης προς τον εναλλάκτη κρύου νερού

3.3.3.12 Τρίοδη βάνα ανάμιξης 2 – θερμοστάτης τρίοδης βάνας

παράκαμψης προς εναλλάκτη κρύου νερού

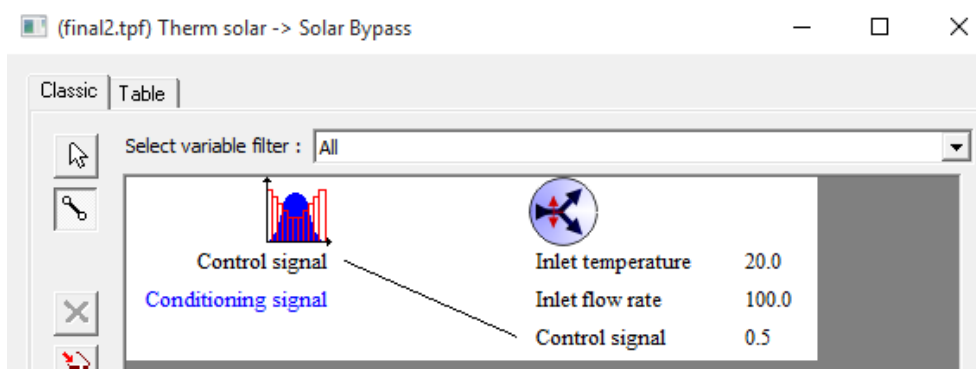
Η θερμοκρασία εξόδου από την τρίοδη βάνα ανάμιξης αποτελεί την παρακολουθούμενη θερμοκρασία από τον θερμοστάτη της βάνας παράκαμψης του νερού των ηλιακών προς τον εναλλάκτη κρύου νερού για την ψύξη του πριν την εισαγωγή του στους ηλιακούς συλλέκτες στην περίπτωση υπερθέρμανσης.



Εικόνα 3.3-37: Σύνδεση της τρίοδης βάνας ανάμιξης 2 με το θερμοστάτη της τρίοδης βάνας παράκαμψης προς τον εναλλάκτη κρύου νερού

3.3.3.13 Θερμοστάτης τρίοδης βάνας παράκαμψης προς εναλλάκτη

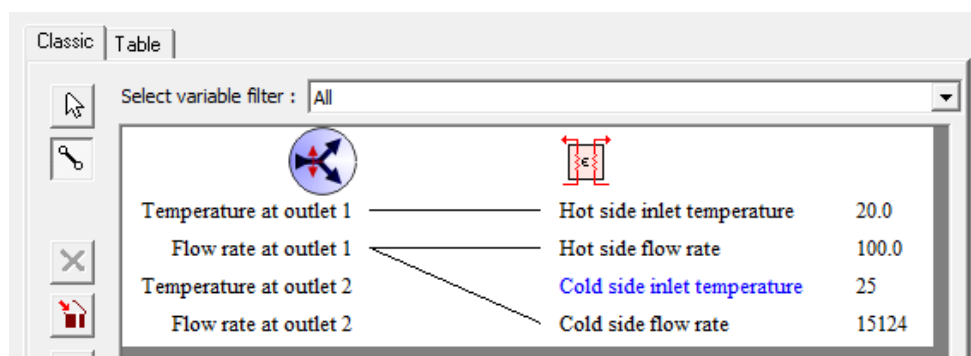
κρύου νερού - Τρίοδη βάνα παράκαμψης προς εναλλάκτη κρύου νερού



Εικόνα 3.3-38: Σύνδεση του θερμοστάτη της τρίοδης βάνας παράκαμψης προς τον εναλλάκτη κρύου νερού με το στοιχείο της τρίοδης βάνας παράκαμψης προς εναλλάκτη κρύου νερού

3.3.3.14 Τρίοδη βάνα παράκαμψης προς εναλλάκτη κρύου νερού – εναλλάκτης κρύου νερού

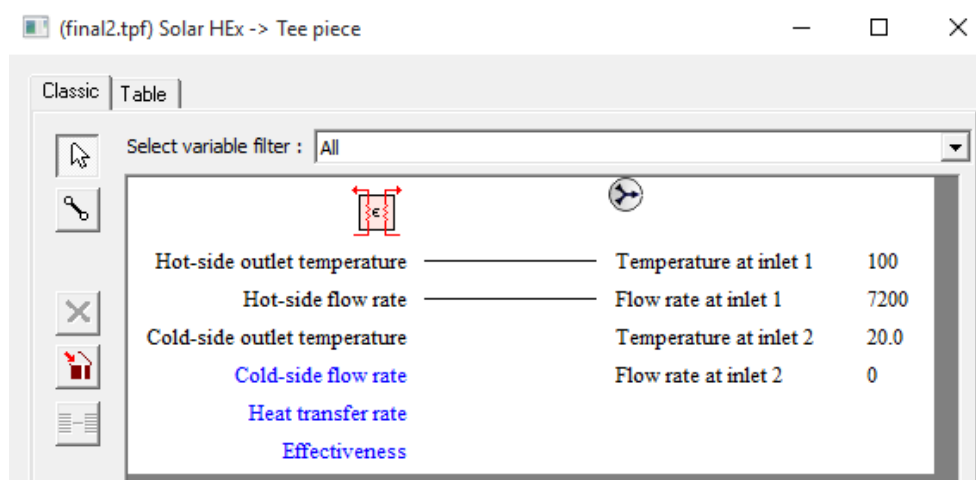
Όταν το νερό των ηλιακών υπερβεί τους 260⁰C προτού εισέλθει ξανά σε αυτούς θέλουμε κρυώσει για να μην προκαλέσει φθορές όπως αναλύσαμε στην παράγραφο 3.3.2.5. Δηλαδή όταν ο θερμοστάτης της τρίοδης βάνας παράκαμψης προς εναλλάκτη κρύου νερού δώσει σε αυτή σήμα 0 να ξεκινήσει η παράκαμψη. Όταν το σήμα γίνει 0 η βάνα στέλνει το νερό στην έξοδο 1. Για αυτό και συνδέουμε την είσοδο του θερμού νερού του εναλλάκτη με την έξοδο 1 της βάνας. Ακόμα για να έχουμε ίση παροχή κρύου νερού στον συλλέκτη θα συνδέσουμε την έξοδο 1 και με την είσοδο κρύου νερού του εναλλάκτη.



Εικόνα 3.3-39: Σύνδεση της τρίοδης βάνας παράκαμψης προς εναλλάκτη κρύου νερού με τον εναλλάκτη κρύου νερού

3.3.3.15 Εναλλάκτης θερμότητας κρύου νερού - τρίοδη βάνα ανάμιξης 1

Ουσιαστικά η τρίοδος βάνα ανάμιξης δεν κάνει ανάμιξη ρευμάτων αφού κάθε φορά όλο το νερό στέλνεται μέσω τους ενός εκ των δύο κλάδων της τρίοδου βάνας παράκαμψης.



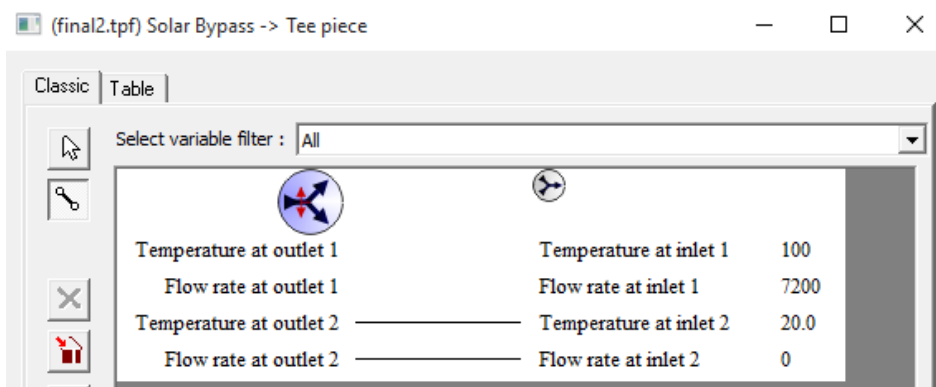
Εικόνα 3.3-40: Σύνδεση του εναλλάκτη θερμότητας κρύου νερού με την τρίοδη βάνα ανάμιξης 1

3.3.3.16 Τρίοδη βάνα παράκαμψης προς εναλλάκτη κρύου νερού -

τρίοδη βάνα ανάμιξης 1

Όταν η θερμοκρασία του νερού των ηλιακών δεν έχει ξεπεράσει τους 260 °C (δηλαδή το σήμα ελέγχου του θερμοστάτη για βάνα παράκαμψης είναι 1) θέλουμε να μην γίνεται καμία παράκαμψη του νερού και να στέλνεται απευθείας στους ηλιακούς συλλέκτες. Όταν λοιπόν το σήμα είναι 1 όλο το νερό στέλνεται μέσω της εξόδου 2 και για αυτό τη συνδέουμε απευθείας με τη βάνα ανάμιξης 1.

Ουσιαστικά η τρίοδος βάνα ανάμιξης δεν κάνει ανάμιξη ρευμάτων αφού κάθε φορά όλο το νερό στέλνεται μέσω τους ενός εκ των δύο κλάδων της τρίοδου βάνας παράκαμψης.



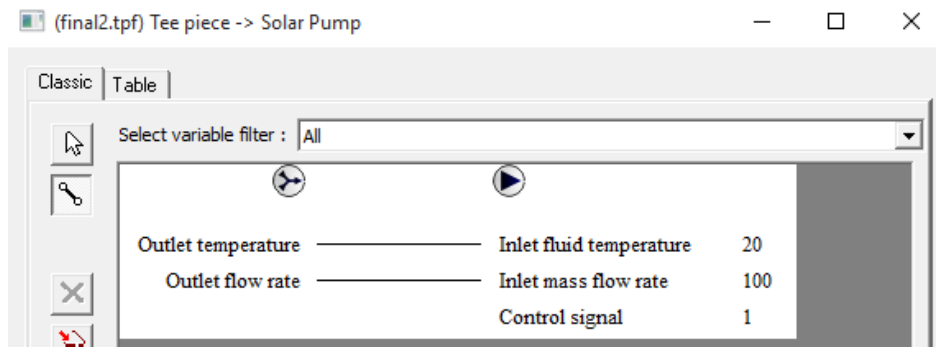
Classic Table		
Select variable filter : All		
Temperature at outlet 1	Temperature at inlet 1	100
Flow rate at outlet 1	Flow rate at inlet 1	7200
Temperature at outlet 2	Temperature at inlet 2	20.0
Flow rate at outlet 2	Flow rate at inlet 2	0

Εικόνα 3.3-41: Σύνδεση της τρίοδης βάνας παράκαμψης προς εναλλάκτη κρύου νερού με την τρίοδη βάνα ανάμιξης 1

3.3.3.17 Τρίοδη βάνα ανάμιξης 1 – αντλία νερού ηλιακών συλλεκτών

σωλήνων κενού

Με αυτή τη σύνδεση ολοκληρώνεται ο κύκλος του νερού των ηλιακών συλλεκτών σωλήνων κενού πίσω στην αντλία νερού.



Classic Table		
Select variable filter : All		
Outlet temperature	Inlet fluid temperature	20
Outlet flow rate	Inlet mass flow rate	100
	Control signal	1

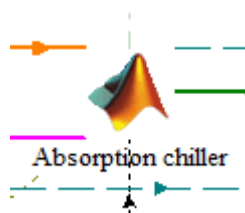
Εικόνα 3.3-42: Σύνδεση της τρίοδης βάνας ανάμιξης 1 με την αντλία νερού των ηλιακών συλλεκτών κενού

3.3.3.18 Δοχείο θερμικής αποθήκευσης - βοηθητική πηγή θερμότητας

Tank Variables		Heat Source Variables	
Temperature to heat source		Inlet fluid temperature	20.0
Flowrate to heat source		Fluid mass flow rate	100.0
Temperature to load		Control Function	1
Flowrate to load		Set point temperature	95
Thermal losses		Temperature of surroundings	20.0
Energy rate to load			

Εικόνα 3.3-43: Σύνδεση του δοχείου θερμικής αποθήκευσης με την βοηθητική πηγή θερμότητας

3.4 Συνδυασμός του λογισμικού TRNSYS με τη Matlab



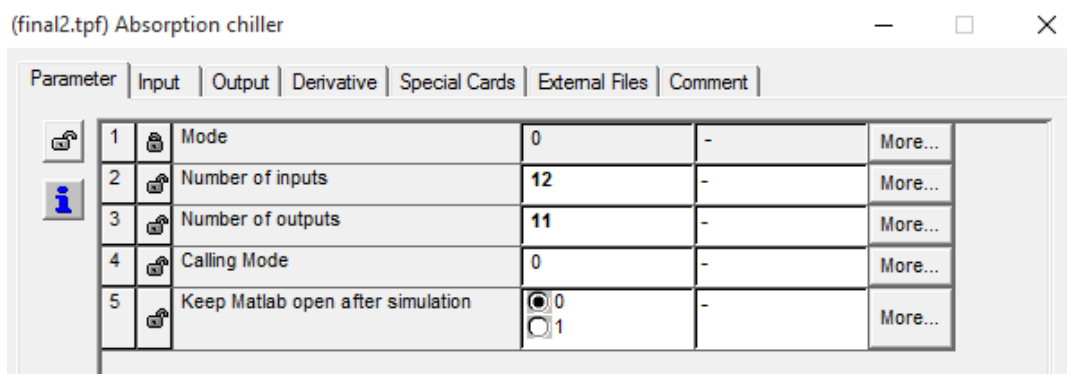
Το λογισμικό TRNSYS δίνει τη δυνατότητα στο χρήστη να κάνει δυναμικές προσομοιώσεις χρησιμοποιώντας τη γλώσσα προγραμματισμού MATLAB. Ο συνδυασμός αυτός γίνεται με τη χρήση του μοντέλου 155 (Type 155). Το μοντέλο αυτό κατά την προσομοίωση δημιουργεί μία σύνδεση με το πρόγραμμα της Matlab το οποίο εκκινείται από το TRNSYS ως ξεχωριστή διαδικασία. Η ρουτίνα της FORTRAN, που χρησιμοποιεί το TRNSYS, επικοινωνεί με τη MATLAB μέσω διεπαφής COM (Component Object Model).

3.4.1 Ρύθμιση συστήματος Ηλεκτρονικού Υπολογιστή για την επίτευξη σύνδεσης της Matlab με το TRNSYS

Προκειμένου να μπορεί το TRNSYS να επικοινωνεί με τη Matlab και να την εκκινεί ως ξεχωριστή διαδικασία κατά την προσομοίωση πρέπει να κάνουμε ορισμένες ρυθμίσεις στον Ηλεκτρονικό Υπολογιστή μας. Οι απαιτούμενες ρυθμίσεις είναι οι ακόλουθες:

- Εγκατάσταση προγράμματος Matlab έκδοσης 32 bit
- Εγκατάσταση του προγράμματος JAVA έκδοσης 32 bit
- Αντιγραφή των αρχείων βιβλιοθήκης libeng.lib, libmat.lib, libmex.lib, libmx.lib από το φάκελο βιβλιοθηκών της MATLAB “\extern\lib\win32\microsoft” στο φάκελο πηγαίου κώδικα του TRNSYS “\SourceCode\Optional”
- Προσθήκη της διεύθυνσης του φακέλου «\bin\win32” της Matlab στο Windows Search Path
- Προσθήκη του αρχείου DLL του TRNSYS για τον μοντέλο 155 για την αντίστοιχη έκδοση της Matlab που χρησιμοποιούμε στον φάκελο του TRNSYS των βιβλιοθηκών του χρήστη “UserLib”.

3.4.2 Διαμόρφωση στοιχείου 155

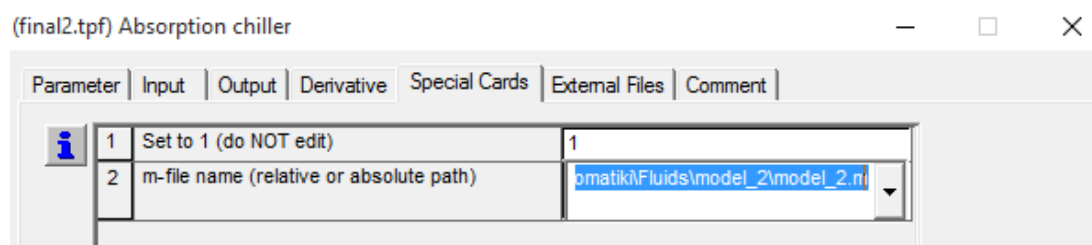


Εικόνα 3.4-1: Παράμετροι στοιχείου 155 για τη σύνδεση του TRNSYS με τη Matlab

Στην καρτέλα των παραμέτρων η λειτουργία τους είναι η ακόλουθη:

- Η παράμετρος 1 είναι το είδος της λειτουργίας και αποτελεί μεταβλητή συστήματος του TRNSYS χωρίς να μπορούμε να επεμβούμε.
- Η παράμετρος 2 είναι ο αριθμός των εισόδων που θα στέλνουμε στη Matlab. Όπως αναλύσαμε στο κεφάλαιο 2.3 «Τελικό μοντέλο ψύκτη απορρόφησης μίας βαθμίδας διαλύματος Βρωμιούχου Λιθίου στη Matlab» οι εισοδοί που θα στέλνουμε στη Matlab θα είναι 12.
- Η παράμετρος 3 είναι ο αριθμός των εξόδων που θα λαμβάνουμε από τη Matlab. Όπως αναλύσαμε στο κεφάλαιο 2.3 οι εξοδοί που θα παίρνουμε από τη Matlab θα είναι 11.
- Η παράμετρος 4 καθορίζει την επαναληπτική συμπεριφορά του μοντέλου 155 και λαμβάνει τις τιμές 0 ή 10
- 0: Κλασσική επαναληπτική λειτουργία όπου το στοιχείο 155 καλείται σε όποιο στάδιο του κάθε χρονικού βήματος χρειαστεί.
- 10: Μη επαναληπτική λειτουργία όπου το στοιχείο 155 καλείται στο τέλος του κάθε χρονικού βήματος μετά τους ολοκληρωτές ποσοτήτων και τα στοιχεία εξόδου (εκτυπωτές και Online Plotters). Εμείς θα θέσουμε την παράμετρο αυτή 0 αφού ο ψύκτης απορρόφησης πρέπει να καλείται κατά τη διάρκεια των υπολογισμών μας.
- Παράμετρος 5: Καθορίζει εάν το TRNSYS θα αφήνει ανοικτή τη μηχανή της Matlab, δηλαδή το Command Window, μετά την προσομοίωση ή θα την κλείνει. Η παράμετρος αυτή πρέπει να γίνει 1 όταν επιθυμούμε η Matlab να μας υπολογίζει ξεχωριστά από μόνη της κάποια έξοδο στο τέλος της προσομοίωσης όπως κάποιο διάγραμμα.

Το εξωτερικό αρχείο που χρησιμοποιεί το στοιχείο 155 είναι το αρχείο .m που περιλαμβάνει τον κώδικα που θέλουμε να τρέξει η Matlab. Έτσι δηλώνουμε την διεύθυνσή του στην καρτέλα ειδικών καρτών του στοιχείου.



Εικόνα 3.4-2: Εξωτερικό αρχείο του στοιχείου 155 Matlab m - file

3.4.3 Αρχείο Matlab m-file

Οι εισοδοί του μοντέλου 155 στέλνονται στη Matlab σε μορφή πίνακα ο οποίος ονομάζεται «trnInputs». Αντίστοιχα οι εξοδοί του στοιχείου λαμβάνονται σε μορφή πίνακα, τον «trnOutputs».

Ωστόσο η Matlab κατά τη σύνδεσή της με το TRNSYS δέχεται και άλλες μεταβλητές από αυτό πέρα από τις εισόδους που έχουμε ορίσει. Αυτές είναι:

- Ο πίνακας trnInfo ο οποίος θα αναλυθεί στη συνέχεια
- Η μεταβλητή trnTime που είναι ο τρέχων χρόνος της προσομοίωσης

- Η μεταβλητή `trnStartTime` που είναι ο χρόνος εκκίνησης της προσομοίωσης
- Η μεταβλητή `trnStopTime` που είναι ο χρόνος τέλους της προσομοίωσης
- Η μεταβλητή `trnTimeStep` που είναι το χρονικό βήμα της προσομοίωσης
- Η μεταβλητή `mFileErrorCode` που είναι μία μεταβλητή για την εκσφαλμάτωση του κώδικα της Matlab. Βάζουμε τη μεταβλητή αυτή να παίρνει διαφορετικές τιμές σε διαφορετικά σημεία του σώματος του κώδικα ώστε εάν υπάρξει λάθος και τερματιστεί η προσομοίωση να δούμε την τιμή αυτή στον Error manager του TRNSYS και να ξέρουμε που να ανατρέξουμε στον κώδικα. Στην έναρξη της προσομοίωσης η μεταβλητή αυτή ορίζεται 1 και κατά τη διάρκεια του κώδικα αλλάζει τιμές μέχρι το τέλος του όπου πριν επιστρέψει στο TRNSYS παίρνει την τιμή 0. Εάν κάποια φορά κατά τη διάρκεια της προσομοίωσης, που καλείται το μοντέλο 155 και τρέχει η Matlab τον κώδικά που έχουμε ορίσει, δεν επιστρέψει στο TRNSYS με τιμή 0 αλλά διαφορετική (κάποια από αυτές ορίζουμε στο σώμα του κώδικα) η προσομοίωση σταματάει και μας εμφανίζει μήνυμα λάθους με την τιμή του `mFileErrorCode`.

Ο πίνακας `trnInfo` περιλαμβάνει 15 κελιά τα οποία αναλύονται ως εξής:

trnInfo(i)	Λειτουργία										
1	Ο αριθμός του στοιχείου στο TRNSYS simulation studio										
2	Ο αριθμός του μοντέλου (Type 155)										
3	Αριθμός εισόδων για αυτό το στοιχείο στο αρχείο Deck										
4	Αριθμός παραμέτρων για αυτό το στοιχείο στο αρχείο Deck										
5	Αριθμός Derivatives για αυτό το στοιχείο στο αρχείο Deck										
6	Αριθμός εξόδων για αυτό το στοιχείο στο αρχείο Deck										
7	Αριθμός της φορές που καλούμε το στοιχείο 155 σε το τρέχων χρονικό βήμα: <table border="1" data-bbox="391 1393 1359 1904"> <tbody> <tr> <td>-2</td> <td>Ειδική κλήση του στοιχείου στην αρχή της προσομοίωσης για την εκκίνηση της σύνδεσης με τη Matlab. Σε αυτήν την κλήση καθορίζεται μόνο η τιμή του <code>trnInfo(13)</code>.</td> </tr> <tr> <td>-1</td> <td>Ειδική κλήση στην αρχή της προσομοίωσης για ρύθμιση της συνδέσεως με τη Matlab. Ορίζονται οι τιμές των <code>trnInfo(6)</code>, <code>trnInfo(9)</code>, <code>trnInfo(10)</code></td> </tr> <tr> <td>0</td> <td>Πρώτη κλήση στο τρέχων χρονικό βήμα του στοιχείου 155</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>Πρώτη επαναληπτική κλήση και δεύτερη συνολική στο τρέχων χρονικό βήμα του στοιχείου 155.</td> </tr> <tr> <td>n</td> <td>Επαναληπτική κλήση n και n+1 συνολική.</td> </tr> </tbody> </table>	-2	Ειδική κλήση του στοιχείου στην αρχή της προσομοίωσης για την εκκίνηση της σύνδεσης με τη Matlab. Σε αυτήν την κλήση καθορίζεται μόνο η τιμή του <code>trnInfo(13)</code> .	-1	Ειδική κλήση στην αρχή της προσομοίωσης για ρύθμιση της συνδέσεως με τη Matlab. Ορίζονται οι τιμές των <code>trnInfo(6)</code> , <code>trnInfo(9)</code> , <code>trnInfo(10)</code>	0	Πρώτη κλήση στο τρέχων χρονικό βήμα του στοιχείου 155	1	Πρώτη επαναληπτική κλήση και δεύτερη συνολική στο τρέχων χρονικό βήμα του στοιχείου 155.	n	Επαναληπτική κλήση n και n+1 συνολική.
-2	Ειδική κλήση του στοιχείου στην αρχή της προσομοίωσης για την εκκίνηση της σύνδεσης με τη Matlab. Σε αυτήν την κλήση καθορίζεται μόνο η τιμή του <code>trnInfo(13)</code> .										
-1	Ειδική κλήση στην αρχή της προσομοίωσης για ρύθμιση της συνδέσεως με τη Matlab. Ορίζονται οι τιμές των <code>trnInfo(6)</code> , <code>trnInfo(9)</code> , <code>trnInfo(10)</code>										
0	Πρώτη κλήση στο τρέχων χρονικό βήμα του στοιχείου 155										
1	Πρώτη επαναληπτική κλήση και δεύτερη συνολική στο τρέχων χρονικό βήμα του στοιχείου 155.										
n	Επαναληπτική κλήση n και n+1 συνολική.										
8	Αριθμός της φορές που καλούμε το στοιχείο 155 σε ολόκληρη την προσομοίωση										

	Μετά το τέλος της προσομοίωσης γίνεται μία τελευταία κλήση στο στοιχείο 155 για κλείσιμο της Matlab, εμφάνιση τελικών διαγραμμάτων και άλλων διαδικασιών όπως αναφέραμε παραπάνω.
9	Ορίζει τη σειρά με την οποία πρέπει να καλεστεί το στοιχείο 155 στην προσομοίωση
10	Το κελί αυτό χρησιμοποιείται στο TRNSYS 15 μόνο
11	Ορίζει τον αριθμό ξεχωριστών μεταβλητών ελέγχου και χρησιμοποιείται μόνο σε ειδικές ρυθμίσεις του συστήματος προσομοίωσης.
12	Έκδοση του TRNSYS στην οποία δημιουργήθηκε το στοιχείο
13	Δείχνει εάν έχουν συγκλίνει τα στοιχεία της προσομοίωσης ή όχι. Είναι μηδέν κατά τις επαναληπτικές κλήσεις και 1 κατά την κλήση μετά τη σύγκλιση.
14	Κρατημένη θέση για μελλοντική χρήση
15	Κρατημένη θέση για μελλοντική χρήση

Κατά τη σύνταξη του κώδικα χρησιμοποιούμε μόνο τα κελιά 3, 6, 7, 8 και 13. Η αλλαγή των τιμών του πίνακα trnInfo φαίνεται παρακάτω:

Call description	Time	INFO element								
		6	7	8	9	10	11	12	13	
Version signing call	Start	0	-2	1	1	-10	0	0	0	
Initialization call	Start	0	-1	2	1	-10	0	16	0	
Start (initial conditions)	Start	nO	0	3	S	0	0	16	0	
1 st step, 1 st call	Start+Step	nO	0	4	S	0	0	16	0	
1 st step, 2 nd call (1 st iter.)	Start+Step	nO	1	5	S	0	0	16	0	
1 st step, 3 rd call (2 nd iter.)	Start+Step	nO	2	6	S	0	0	16	0	
1 st step, post-convergence	Start+Step	nO	3	7	S	0	0	16	1	
2 nd step, 1 st call	Start+2*Step	nO	0	8	S	0	0	16	0	
2 nd step, 2 nd call (1 st iter.)	Start+2*Step	nO	1	9	S	0	0	16	0	
2 nd step, 3 rd call (2 nd iter.)	Start+2*Step	nO	2	10	S	0	0	16	0	
2 nd step, post-convergence	Start+2*Step	nO	3	11	S	0	0	16	1	
etc.	S	0	0	16	...	
Last step, 1 st call	Stop	nO	0	nCalls-3	S	0	0	16	0	
Last step, 2 nd call (1 st iter.)	Stop	nO	1	nCalls-2	S	0	0	16	0	
Last step, 3 rd call (2 nd iter.)	Stop	nO	2	nCalls-1	S	0	0	16	0	
Last step, post-converg.	Stop	nO	3	nCalls	S	0	0	16	1	
Very last call (after "OK")	Stop	nO	0	-1	S	0	0	16	1	

Πίνακας 3.4-1: Παράδειγμα μεταβολή πίνακα trnInfo κατά τη διάρκεια μίας προσομοίωσης²²

²² Πηγή: TRNYS 16 Documentation, Volume 8: Programmer's Guide

Ένα παράδειγμα της συνοπτικής δομής του αρχείου m που διαβάζει και εκτελεί η Matlab κατά την προσομοίωση και θα μας βοηθήσει να καταλάβουμε είναι το ακόλουθο ²²:

```
% Type155_CallingMatlab.m
% -----
%
%
% Data passed from / to TRNSYS
% -----
%
% trnTime (1x1)      : simulation time
% trnInfo (15x1)    : TRNSYS info array
% trnInputs (nIx1)  : TRNSYS inputs
% trnStartTime (1x1) : TRNSYS Simulation Start time
% trnStopTime (1x1) : TRNSYS Simulation Stop time
% trnTimeStep (1x1) : TRNSYS Simulation time step
% mFileErrorCode (1x1) : Error code for this m-file. It is set to
1 by TRNSYS and the m-file should set it to 0 at the
%
%          end to indicate that the call was
successful. Any non-zero value will stop the simulation
% trnOutputs (nOx1) : TRNSYS outputs
%
%
% TRNSYS sets mFileErrorCode = 1 at the beginning of the M-File
for error detection
% This file increments mFileErrorCode at different places. If an
error occurs in the m-file the last succesful step will
% be indicated by mFileErrorCode, which is displayed in the TRNSYS
error message
% At the very end, the m-file sets mFileErrorCode to 0 to indicate
that everything was OK
mFileErrorCode = 100;      % Beginning of the m-file
```

```
% --- Process Inputs and global parameters -----  
-----  
% -----  
-----  
  
nI = trnInfo(3);  
nO = trnInfo(6);  
  
MyInput = trnInputs(1);  
  
mFileErrorCode = 110;    % After processing inputs  
  
% --- First call of the simulation: initial time step (no  
iterations) -----  
% -----  
  
% (note that Matlab is initialized before this at the info(7) = -1  
call, but the m-file is not called)  
  
if ( (trnInfo(7) == 0) & (trnTime-trnStartTime < 1e-6) )  
  
    % This is the first call (Counter will be incremented later  
for this very first call)  
    iCall = 0;  
  
    % This is the first time step  
    iStep = 1;  
  
    % Do some initialization stuff, e.g. initialize history of the  
variables for plotting at the end of the simulation  
    % (uncomment lines if you wish to store variables)  
    nTimeSteps = (trnStopTime-trnStartTime)/trnTimeStep + 1;  
    history.inputs = zeros(nTimeSteps,nI);
```

```
% No return, normal calculations are also performed during
this call

mFileErrorCode = 120    % After initialization call

end

% --- Very last call of the simulation (after the user clicks
"OK") -----
% -----
% -----

if ( trnInfo(8) == -1 )

    mFileErrorCode = 1000;

    % Do stuff at the end of the simulation, e.g. calculate stats,
draw plots, etc...

    mFileErrorCode = 0; % Tell TRNSYS that we reached the end of
the m-file without errors

    return

end

% --- Post convergence calls: store values -----
% -----
% -----

if (trnInfo(13) == 1)

    mFileErrorCode = 200;    % Beginning of a post-convergence call
```



```
% This is the extra call that indicates that all Units have
converged. You should do things like:

% - calculate control signal that should be applied at next
time step

% - Store history of variables

history.inputs(iStep) = MyInput;

% Note: If Calling Mode is set to 10, Matlab will not be
called during iterative calls.

% In that case only this loop will be executed and things like
incrementing the "iStep" counter should be done here

mFileErrorCode = 0; % Tell TRNSYS that we reached the end of
the m-file without errors
return % Do not update outputs at this call

end

% --- All iterative calls -----
-----
% -----
-----

% --- If this is a first call in the time step, increment counter
---

if ( trnInfo(7) == 0 )
    iStep = iStep+1;
end

% --- Process Inputs ---

mFileErrorCode = 130; % Beginning of iterative call
```

```

% Do calculations here
MyResult = MyInput*2;

% --- Set outputs ---

trnOutputs(1) = MyResult;

mFileErrorCode = 0; % Tell TRNSYS that we reached the end of the
m-file without errors

return

```

3.4.4 Διαμόρφωση κώδικα ψύκτη απορρόφησης Βρωμιούχου

*λιθίου μίας βαθμίδας σε κατάλληλη μορφή m-file για την
συνεργασία με το TRNSYS*

Ο κώδικας που αναπτύχθηκε στο κεφάλαιο 2.3 «Τελικό μοντέλο ψύκτη απορρόφησης μίας βαθμίδας διαλύματος Βρωμιούχου Λιθίου στη Matlab» μετατρέπεται στην απαιτούμενη μορφή του m-file για το μοντέλο 155 του TRNSYS:

```

% Absorption chiller
% -----
% (M-file called by TRNSYS type 155)
%
% Data passed from / to TRNSYS
% -----
% trnTime (1x1)      : simulation time
% trnInfo (15x1)    : TRNSYS info array
% trnInputs (nIx1)  : TRNSYS inputs

```

```

% trnStartTime (1x1) : TRNSYS Simulation Start time
% trnStopTime (1x1) : TRNSYS Simulation Stop time
% trnTimeStep (1x1) : TRNSYS Simulation time step
% mFileErrorCode (1x1) : Error code for this m-file. It is set to 1
%                          by TRNSYS and the m-file should set it to 0 at
%                          the end to indicate that the call was
%                          successful.
%                          Any non-zero value will stop the simulation
% trnOutputs (nOx1) : TRNSYS outputs
% TRNSYS sets mFileErrorCode = 1 at the beginning of the M-File for error
% detection

mFileErrorCode = 100 % Beginning of the m-file

% --- Process Inputs -----
% Δεν διαβάζουμε τους βαθμούς απόδοσης των εναλλακτών του αναγεννητή και
% του ατμοποιητή γιατί θέλουμε να οριστούν μία φορά στην αρχή της
% προσομοίωσης και να μην αλλάζουν σε κάθε
% χρονικό βήμα.
Tsin = trnInputs(1);
hen = trnInputs(2);
Tamb = trnInputs(3);
Cp = trnInputs(4);
Tcin = trnInputs(5);
ctrl =trnInputs(6); % σήμα ελέγχου για τον ψύκτη απορρόφησης
mw = trnInputs(7)/3600; %input in kg/hr
Qevo=trnInputs(8);
Tevo=trnInputs(9);
% hG=trnInputs(10);
% hE=trnInputs(11);
ms=trnInputs(12)/3600; %input in kg/hr
mFileErrorCode = 120 ; % After processing inputs

% --- First call of the simulation: initial time step (no iterations)

```

```

% -----
if ( (trnInfo(7) == 0) && (trnTime-trnStartTime < 1e-6) )
    % This is the first call (Counter will be incremented later for this
    % very first call)

    nCall = 0;

    % This is the first time step

    nStep = 1;

    % Initialize history of the variables for plotting at the end of the
    % simulation:

    % Φτιάχνουμε τους πίνακες χρόνου και θερμοκρασίας για τους χρόνους
    % που χρησιμοποιούμε την παραδοχή για την θερμοκρασία συμπύκνωσης
    % Tc >= 30 C ώστε να φτιάξει η Matlab διάγραμμα στο τέλος της
    % προσομοίωσης

    nTimeSteps = (trnStopTime-trnStartTime)/trnTimeStep + 1;
    Tc30= zeros(nTimeSteps,1);
    Time= zeros(nTimeSteps,1);
    mFileErrorCode = 13;

    % Υπολογισμός των απαραίτητων NTU από τους βαθμούς απόδοσης των
    % εναλλακτών του αναγεννητή και ατμοποιητή.

    % Μόνο στο πρώτο κάλεσμα θα διαβάσουμε τους B.A. ώστε αν δεν έχουν
    % οριστεί διαφορετικά από το χρήστη και είναι <0 να μην χρειάζεται
    % να υπολογίζουμε τα NTU σε συνθήκες αναφοράς σε κάθε κλήση, αλλά μόνο
    % στην πρώτη και να παραμένουν ίδια σε όλη την προσομοίωση.

    hG=trnInputs(10);
    hE=trnInputs(11);

    if hG<0 || hE<0 %Εάν δεν ορίζει ο χρήστης β.α. αναγεννητή ατμοποιητή.

        Tsino=100;
        Tgo=Tsino-10;
        Tco=37;
        Tsouto=Tsino-7;
        Tcino=18;
    end

```

```

Tcouto=Tcino-5;

%-----NTU = UA/(m*Cp) στις συνθήκες αναφοράς που ορίσαμε-----
NTUE=log((Tcino-Tevo)/(Tcouto-Tevo));
NTUG=log((Tsino-Tgo)/(Tsouto-Tgo));
hE=1-exp(-NTUE);
hG=1-exp(-NTUG);

else
    NTUE=-log(1-hE);
    NTUG=-log(1-hG);

    mFileErrorCode = 130;    % After initialization
end
end

% --- Very last call of the simulation (after the user clicks "OK"):
% Δημιουργούμε το διάγραμμα χρόνου για τις παραδοχές που χρησιμοποιήσαμε
% για την ελάχιστη θερμοκρασία συμπύκνωσης (Tc>=30 C)
if ( trnInfo(8) == -1 )

    mFileErrorCode = 1000;

    figure
    title('Tc<30')
    plot(Time,Tc30, '.')
    xlabel('Time [hours]')
    ylabel('Tc')

    mFileErrorCode = 0; % Tell TRNSYS that we reached the end of the
                        % m-file without errors

return

```

```
end

% --- Post convergence calls: store values -----
% -----

if (trnInfo(13) == 1)

    mFileErrorCode = 140;    % Beginning of a post-convergence call

    % Σε αυτό το στάδιο δεν κάνουμε κάποιο υπολογισμό

    mFileErrorCode = 0; % Tell TRNSYS that we reached the end of the m-file
without errors

    return % Do not update outputs at this call

end

% --- All iterative calls -----
% -----

% --- If this is a first call in the time step, increment counter ---

if ( trnInfo(7) == 0 )
    nStep = nStep+1;
end

% --- Get TRNSYS Inputs ---

nI = trnInfo(3);    % For bookkeeping
nO = trnInfo(6);    % For bookkeeping
```

```

Tsin = trnInputs(1);
hen = trnInputs(2);
Tamb = trnInputs(3);
Cp = trnInputs(4);
Tcin = trnInputs(5);
ctrl =trnInputs(6);
mw = trnInputs(7)/3600; %input in kg/hr
Qevo=trnInputs(8);
Tev=trnInputs(9);
%hG=trnInputs(10); Δεν τις ξαναδιαβάζω για να μην γίνουν -1
%hE=trnInputs(11);
ms=trnInputs(12)/3600; %input in kg/hr

mFileErrorCode = 150; % After reading inputs

%-----Calculations-----

%-----Εύρεση Tg -----

Tc=Tamb+7;
Tev=Tev;

if Tc<30 && ctrl==1 %Παραδοχή για Tc
    Tc=30;
end

if ctrl==1 % Εάν ο ψύκτης είναι ανοικτός

    if ms>0 % Εάν χρησιμοποιήσουμε το μοντέλο σταθερής παροχής θερμού
        % νερού από το δοχείο αποθήκευσης βρίσκουμε την Tg μέσω
        % επαναληπτικής διαδικασίας
        Tgi=-1; % Τιμή που μας υποδεικνύει αν βρέθηκε Tg
    end
end

```

```

Tg=Tsin-2; % Tg εκκίνησης

while Tgi== -1 && Tg>=60 % Όσο δεν έχει βρεθεί Tg με κατώτατο όριο
    % αναζήτησης 60 C

    Tabs=Tc;
    Tcout=Tev+(Tcin-Tev)*exp(-NTUE);
    Tsout=Tg+(Tsin-Tg)*exp(-NTUG);
    mFileErrorCode = 221;
    Plow=XSteam('psat_T',Tev); %bar
    Phigh=XSteam('psat_T',Tc);
    mFileErrorCode = 231;
    T1=Tabs;
    T6=Tc;
    T7=XSteam('Tsat_p',Plow); % C
    T8=Tev;
    mFileErrorCode = 261;
    Xa=LiBrH2Oa(Tabs,Plow*100); %bar -> kPa
    Xi=LiBrH2Oa(Tg,Phigh*100);
    if Xa~-1 && Xi~-1
        mFileErrorCode = 241;
        h1=EqLiBrH2O(Xa,Tabs);
        mFileErrorCode = 251;
        h12=h1;
        h4=EqLiBrH2O(Xi,Tg);
        T3=TLiBrH2O(Xa,Phigh*100);
        h3=XSteam('h_pT',Phigh,T3);
        h6=XSteam('hL_T',T6);
        h7=h6;
        h8=XSteam('hV_p',Plow);
        AI=Xi/Xa ; %mA/mI
        h45=h4-hen*(h4-h12); % (h4-h45)/(h4-h12)
        h2=1/AI*(h4-h45)+h12; %mA(h2-h12)=mI(h4-h45)
        h5=h45;
        COP=(h8-h7)/(h3+h4*Xa/(Xi-Xa)-h2*Xi/(Xi-Xa));
    end
end

```



```

        if mw<0
            mw=Qevo/ (Cp*(Tcin-Tcout));
            Qev=Qevo;
            if mw>Qevo/4.19/5
                mw=Qevo/4.19/5;
                Qev=mw*Cp*(Tcin-Tcout);
            end
        else
            Qev=mw*Cp*(Tcin-Tcout);
        end

        COP2=(mw*hE*(Tcin-Tev))/(ms*hG*(Tsin-Tg));

    else
        COP=-1;
        COP2=0;
    end

    fl2=0;
    if abs(COP-COP2)<=0.01 % σύγκλιση COP
        Tgi=Tg;
    end
    Tg=Tg-0.1;
end

else % Μοντέλο μεταβλητής παροχής όπου έχουμε είσοδο ms<0
    Tgi=Tsin-10; % υποθέτουμε σταθερή θερμοκρασιακή πτώση
    mFileErrorCode = 254;
end

%
%-----Absorption Process-----
%
```

```

Tev=Tev0;
Tg=Tgi; % Ορίζουμε Tg την τιμή που βρέθηκε
Tc=Tamb+7;
Tsout=Tg+(Tsin-Tg)*exp(-NTUG);
Tcout=Tev+(Tcin-Tev)*exp(-NTUE);

if Tc<30 % αποθήκευση τιμών για το διάγραμμα
    Tc30(nStep)=Tc;
    Tc=30;
end
if nStep<=nTimeSteps
    Time(nStep)=trnTime;
end

Tabs=Tc;
mFileErrorCode = 220;
Plow=XSteam('psat_T',Tev); %bar
Phigh=XSteam('psat_T',Tc);
mFileErrorCode = 230;
T1=Tabs;
T6=Tc;
T7=XSteam('Tsat_p',Plow); % C
T8=Tev;
mFileErrorCode = 260;
Xa=LiBrH2Oa(Tabs,Plow*100); %bar -> kPa
Xi=LiBrH2Oa(Tg,Phigh*100);
if Xa~=-1 && Xi~=-1
    mFileErrorCode = 240;
    h1=EqLiBrH2O(Xa,Tabs);
    mFileErrorCode = 250;
    h12=h1;
    h4=EqLiBrH2O(Xi,Tg);

```

```

T3=TLiBrH2O(Xa, Phigh*100);
h3=XSteam('h_pT', Phigh, T3);
h6=XSteam('hL_T', T6);
h7=h6;
h8=XSteam('hV_p', Plow);

AI=Xi/Xa ; %mA/mI

h45=h4-hen*(h4-h12); % (h4-h45)/(h4-h12)
h2=1/AI*(h4-h45)+h12; %mA(h2-h12)=mI(h4-h45)
h5=h45;

COP=(h8-h7)/(h3+h4*Xa/(Xi-Xa)-h2*Xi/(Xi-Xa));

if mw<0
    mw=Qevo/(Cp*(Tcin-Tcout));
    Qev=Qevo;
    if mw>Qevo/4.19/5
        mw=Qevo/4.19/5;
        Qev=mw*Cp*(Tcin-Tcout);
    end
else
    Qev=mw*Cp*(Tcin-Tcout);
end

Qs = Qev/COP;
if ms<0
    ms = Qs/(Cp*(Tsin-Tsout));
end

mr=Qev/(h8-h7);
mA=Xi*mr/(Xi-Xa);
mI=Xa*mr/(Xi-Xa);
Qan=mr*h3+mI*h4-mA*h2;
Qabs=mI*h5+mr*h8-mA*h1;
Qc=mr*(h3-h6);

```

```
else

    COP=-0.1; % -0.1 αν ο ψύκτης κλείνει λόγω των συγκεντρώσεων
              % στο διάλυμα LiBr - H2O

    Qev=0;

    Tsout=Tsin;

    Qs=0;

    Qan=0;

    Qabs=0;

    Qc=0;

    ms=0;

    mw=0;

    Tcout=Tcin;

end

else %ctrl=0 -> kleistos

    COP=0;

    Qev=0;

    Tsout=Tsin;

    Qs=0;

    Qan=0;

    Qabs=0;

    Qc=0;

    ms=0;

    mw=0;

    Tcout=Tcin;

end

mFileErrorCode = 210; %after calculations

% --- Set outputs ---
trnOutputs(1) = COP;
trnOutputs(2) = Qev;
trnOutputs(3) = Tsout;
```

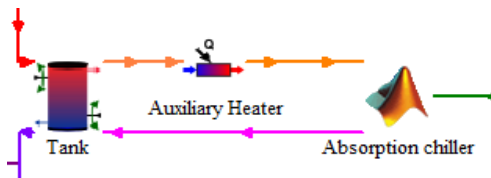
```

trnOutputs(4) = Qs;
trnOutputs(5) = Qan;
trnOutputs(6) = Qabs;
trnOutputs(7) = Qc;
trnOutputs(8) = ms*3600; %kg/hr
trnOutputs(9) = mw*3600; %kg/hr
trnOutputs(10)= Tcout;
trnOutputs(11)= Tg;
mFileErrorCode = 0; % Tell TRNSYS that we reached the end of the m-file
                    % without errors
return

```

3.4.5 Σύνδεση Ψύκτη απορρόφησης στο σύστημα τροφοδοσίας στο

TRNSYS simulation studio

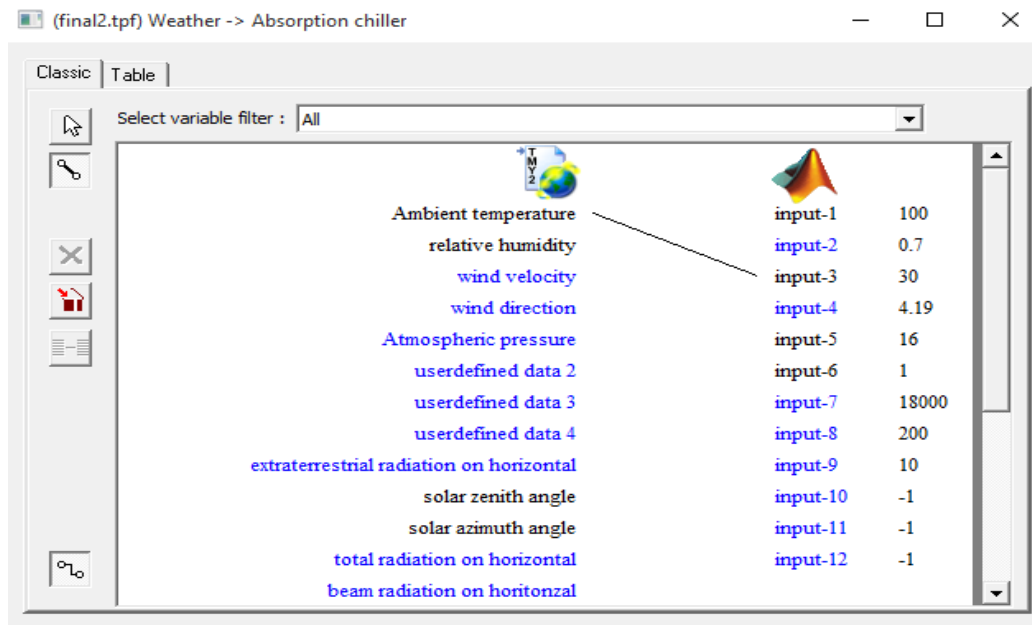


Σε αυτό το σημείο κρίνεται σκόπιμο να υπενθυμίσουμε τις μεταβλητές εισόδου και εξόδου και τις μονάδες τους του ψύκτη απορρόφησης μέσω ενός οπτικού πίνακα:

Είσοδοι			Έξοδοι	
Tsin = trnInputs(1)	[C]		trnOutputs(1) = COP;	[-]
hen = trnInputs(2)	[-]		trnOutputs(2) = Qev;	[kW]
Tamb = trnInputs(3)	[C]		trnOutputs(3) = Tsout;	[Tsout]
Cp = trnInputs(4)	[kJ/kg K]		trnOutputs(4) = Qs;	[kW]
Tcin = trnInputs(5)	[C]		trnOutputs(5) = Qan;	[kW]
ctrl = trnInputs(6)	[0 ή 1]		trnOutputs(6) = Qabs;	[kW]
mw = trnInputs(7)	[kg/hr]	-1	trnOutputs(7) = Qc;	[kW]
Qevo=trnInputs(8)	[kW]		trnOutputs(8) = ms	[kg/hr]
Tevo=trnInputs(9)	[C]		trnOutputs(9) = mw	[kg/hr]
hG=trnInputs(10)	[-]	-1	trnOutputs(10)= Tcout	[C]
hE=trnInputs(11)	[-]	-1	trnOutputs(11)= Tg	[C]
ms=trnInputs(12)	[kg/hr]	-1		

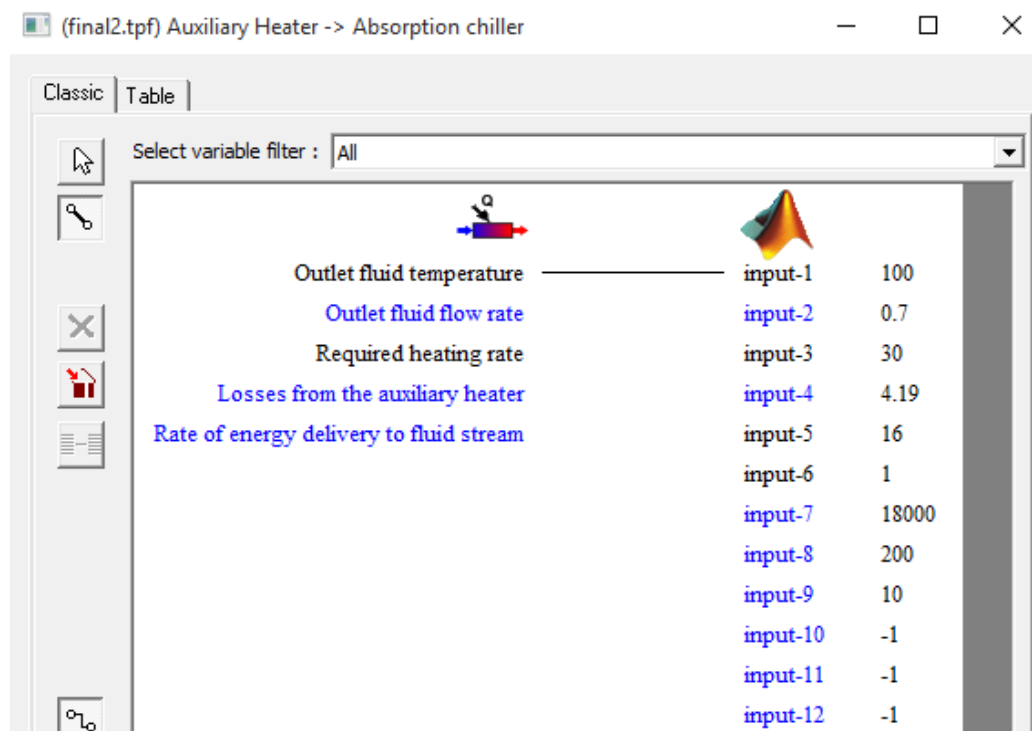
Πίνακας 3.4-2: Είσοδοι και έξοδοι του στοιχείου του ψύκτη απορρόφησης

Ο ψύκτης απορρόφησης συνδέεται με το μοντέλο καιρού για την θερμοκρασία περιβάλλοντος:



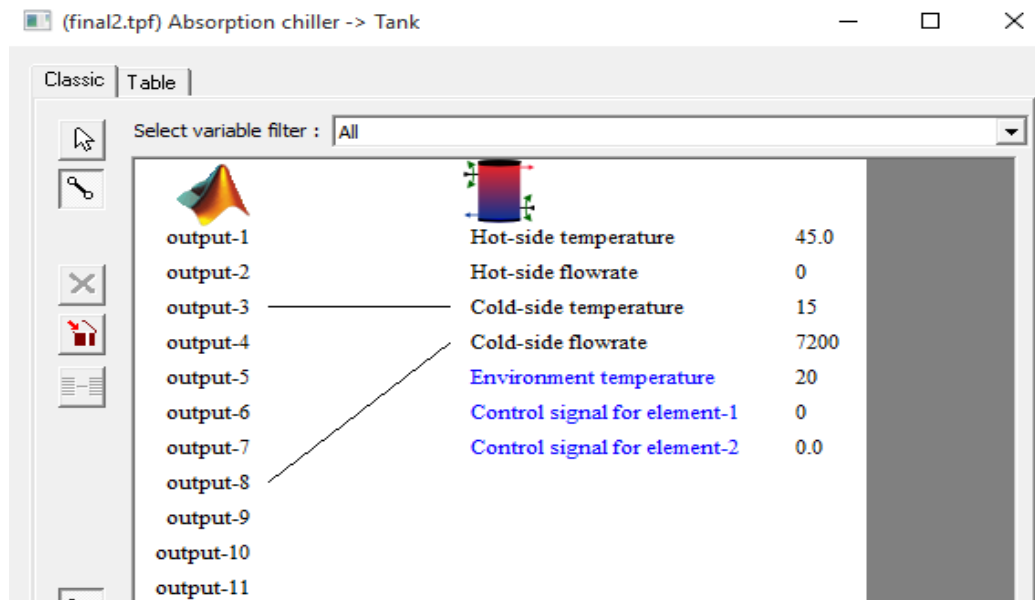
Εικόνα 3.4-3: Σύνδεση του στοιχείου ψύκτη απορρόφησης με το μοντέλο του καιρού

Σύνδεση του ψύκτη απορρόφησης με την βοηθητική πηγή θερμότητας:



Εικόνα 3.4-4: Σύνδεση του στοιχείου της βοηθητικής πηγής θερμότητας με το στοιχείο του ψύκτη απορρόφησης

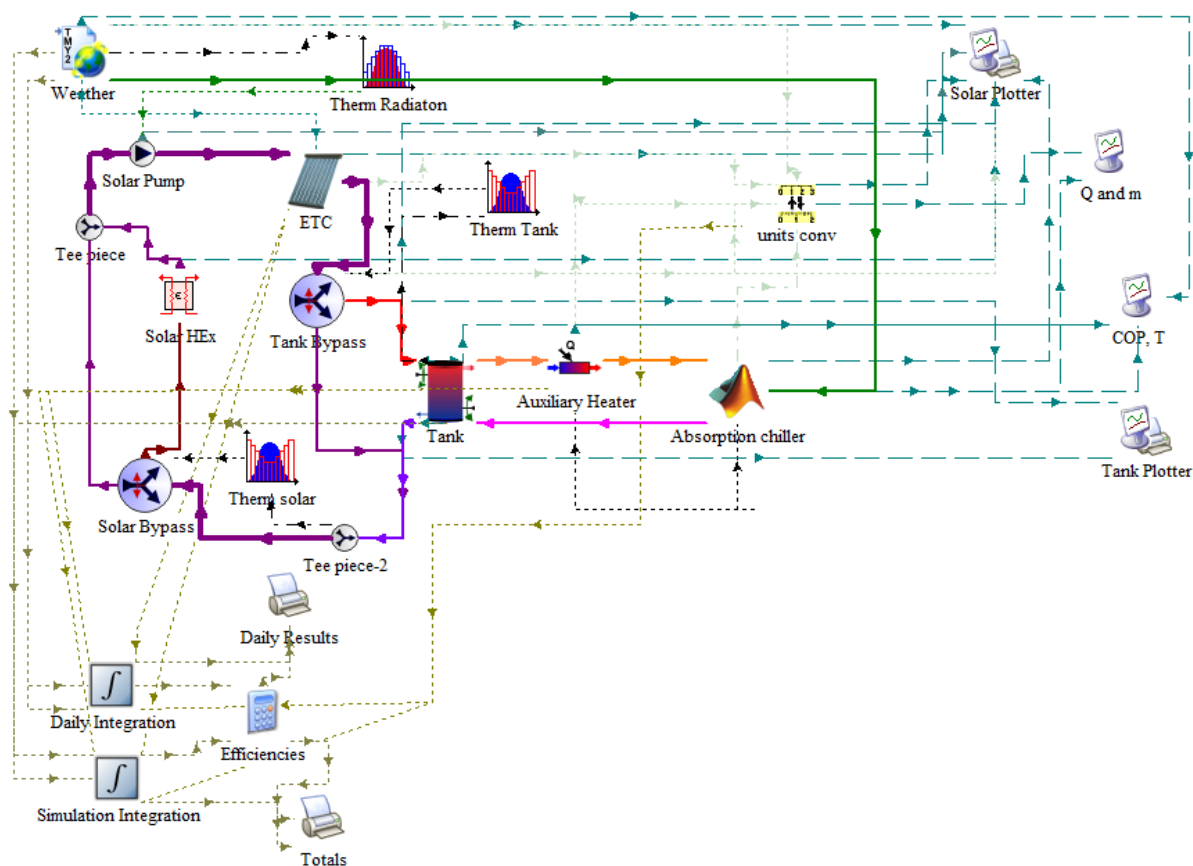
Στο δοχείο θερμικής αποθήκευσης συνδέουμε μόνο την θερμοκρασία ζεστού νερού καθώς η παροχή θα δίνεται απευθείας στον ψύκτη απορρόφησης ως είσοδος και στη συνέχεια από αυτόν η έξοδος στο δοχείο θερμικής αποθήκευσης:



Εικόνα 3.4-5: Σύνδεση του στοιχείου του ψύκτη απορρόφησης με το στοιχείο του δοχείου θερμικής αποθήκευσης

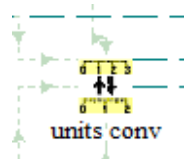
3.5 Διαμόρφωση συστήματος εξόδου αποτελεσμάτων για το κύκλωμα των ηλιακών συλλεκτών και της ψύξης με απορρόφηση

Το σύστημα εξόδου για το κύκλωμα των ηλιακών συλλεκτών και της ψύξης με απορρόφηση που έχουμε κατασκευάσει στο TRNSYS είναι το ακόλουθο:



Εικόνα 3.5-1: Σύστημα εξόδου αποτελεσμάτων για το κύκλωμα των ηλιακών συλλεκτών και της ψύξης με απορρόφηση

3.5.1 Μετατροπές Μονάδων (Type 57)



Για την μετατροπή των μονάδων των μεταβλητών εξόδου των διάφορων στοιχείων εάν αυτές δεν εξέρχονται από το στοιχεία στις επιθυμητές μονάδες χρησιμοποιούμε τον μετατροπέα μονάδων του TRNSYS (Type 57)

Αυτός ο μετατροπέας λειτουργεί με βάση εσωτερικούς πίνακες μονάδων του TRNSYS. Ο χρήστης εισάγει τον αριθμό του πίνακα στον οποίο ανήκουν οι μονάδες της μεταβλητής εισόδου, την κατηγορία των μονάδων εισόδου σε αυτόν τον πίνακα και την κατηγορία των επιθυμητών μονάδων εξόδου. Οι σχετικοί πίνακες λαμβάνονται από το εγχειρίδιο χρήσης του TRNSYS (TRNSYS 16, 2005)

Οι μονάδες που θέλουμε να μετατρέψουμε στο σύστημά μας είναι:

Από τον ψύκτη απορρόφησης:

- Το ψυκτικό φορτίο (Q_{ev}) από [kW] σε [kJ/hr] για τους ποσοτικούς ολοκληρωτές
- Η παροχή θερμού νερού από [kg/hr] σε [kg/s] για τον online plotter “Q and m”
- Η παροχή ψυχρού νερού από [kg/hr] σε [kg/s] για τον online plotter “Q and m”

Από τους ηλιακούς συλλέκτες σωλήνων κενού:

- Η παροχή του νερού των ηλιακών συλλεκτών από [kg/s] σε [kg/hr] για τον online plotter “Q and m”

Από το μοντέλο καιρού:

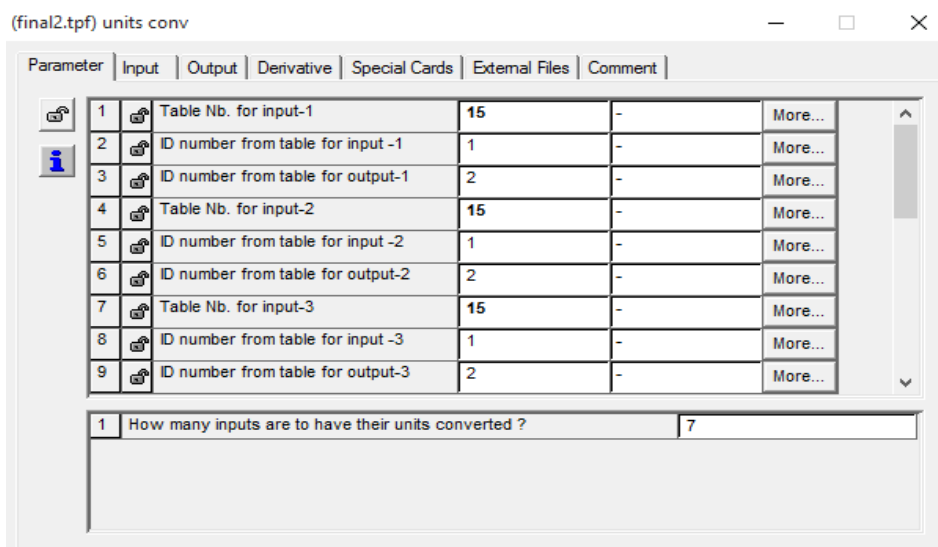
- Η προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία στο επίπεδο των ηλιακών συλλεκτών από [kJ/hr m²] σε [W/m²] για τον online plotter “Solar Plotter”

Από την τρίοδη βάνα παράκαμψης:

- Η παροχή μάζας του νερού παράκαμψης του δοχείου από [kg/hr] σε [kg/s] για τον online plotter “Q and m”

Από την βοηθητική πηγή θερμότητας:

- Η καταναλισκόμενη ισχύς από [kJ/hr] σε [kW]] για τον online plotter “Q and m”



Εικόνα 3.5-2: Παράμετροι στοιχείου μετατροπέα μονάδων (Type 57)

3.5.2 Διαμόρφωση στοιχείων συγκεντρωτικών αποτελεσμάτων

Το TRNSYS simulation studio μας δίνει την δυνατότητα να ολοκληρώνουμε τιμές μεταβλητών κατά τη διάρκεια της προσομοίωσης και να λαμβάνουμε τις αθροιστικές τιμές τους στο τέλος της προσομοίωσης ή σε ημερήσια βάση. Με αυτόν τον τρόπο μπορούμε να υπολογίσουμε την ολική ενέργεια σε κάποιο στοιχείο που μας ενδιαφέρει για το χρονικό διάστημα που μας ενδιαφέρει.

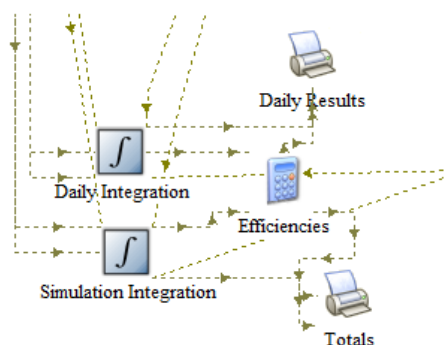
Το στοιχείο που χρησιμοποιείται για την ολοκλήρωση των μεγεθών είναι ο ολοκληρωτής ποσοτήτων (Type 24).

Τα μεγέθη που μας ενδιαφέρει να ολοκληρώσουμε σε ημερήσια βάση αλλά και σε όλη τη προσομοίωση είναι τα εξής:

- Ολική προσπίπτουσα ακτινοβολία στο επίπεδο των ηλιακών συλλεκτών ανά μονάδα εμβαδού [kJ/m^2]
- Ολική μεταφερόμενη θερμότητα στο φορτίο του δοχείου, δηλαδή από το δοχείο στην βοηθητική πηγή θερμότητας [kJ]
- Ωφέλιμη μεταφερόμενη θερμότητα από το νερό των ηλιακών συλλεκτών στο νερό του δοχείου [kJ]
- Ολική καταναλισκόμενη θερμότητα στη βοηθητική πηγή θερμότητας [kJ]
- Ωφέλιμη ενέργεια ηλιακών συλλεκτών [kJ]
- Ολικό παραγόμενο ψυκτικό φορτίο από τον ψύκτη απορρόφησης [kJ].

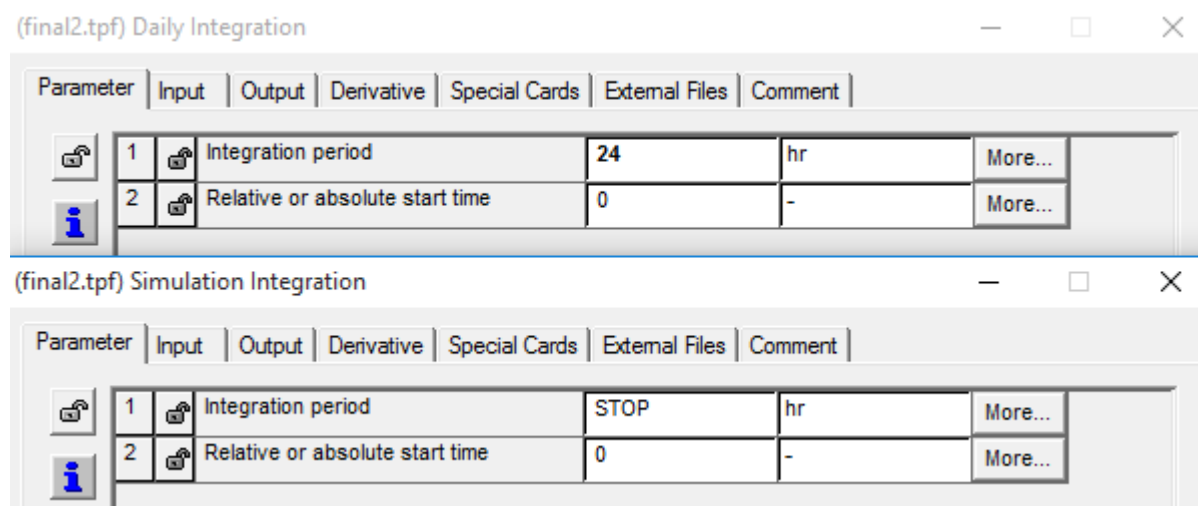
3.5.2.1 Διαμόρφωση ολοκληρωτή ποσοτήτων (Type 4) και συγκεντρωτικών

αποτελεσμάτων



Θα χρησιμοποιήσουμε δύο στοιχεία ολοκλήρωσης στην προσομοίωσή μας. Το ένα θα ολοκληρώνει τα ημερήσια μεγέθη και το άλλο ολόκληρης της προσομοίωσης.

Θα ορίσουμε αντίστοιχα τις ώρες εκκίνησης και διακοπής των ολοκληρώσεων. Η δεύτερη παράμετρος των στοιχείων ολοκλήρωσης αποτελεί τιμή του συστήματος προσομοίωσης και δεν επεμβαίνουμε.



Εικόνα 3.5-3: Παράμετροι στοιχείων ολοκλήρωσης

Οι ολοκληρωμένες τιμές στη συνέχεια θα εισαχθούν στο στοιχείο υπολογισμού εξισώσεων που διαθέτει το TRNSYS simulation studio για τον υπολογισμό των εξής μεγεθών σε ημερήσια βάση και για ολόκληρη την προσομοίωση:

- Μέσος βαθμός απόδοσης ηλιακών συλλεκτών:

Ο μέσος βαθμός απόδοσης των ηλιακών συλλεκτών είναι το άθροισμα των μεταφερόμενων ποσών θερμότητας (ωφέλιμη θερμότητα) στο νερό που τους διαρρέει, προς την συνολική προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία στην χρονική περίοδο που εξετάζουμε:

$$\bar{\eta}_{coll} = \frac{\sum Q_{usefull} [kJ]}{\sum H_{coll} [kJ]} \quad 3.5-1$$

- Ηλιακή κάλυψη:

Ο βαθμός ηλιακής κάλυψης ορίζεται ως η ωφέλιμη ενέργεια που λαμβάνουμε από το δοχείο θερμικής αποθήκευσης το οποίο ζεσταίνεται από το νερό των ηλιακών συλλεκτών προς την συνολική ενέργεια που καταναλώνεται για την κάλυψη του ψυκτικού φορτίου. Δηλαδή η μεταφερόμενη ενέργεια στο δοχείο προς το φορτίο προς το άθροισμα της ίδιας με την καταναλισκόμενη ενέργεια της βοηθητικής πηγής θέρμανσης.

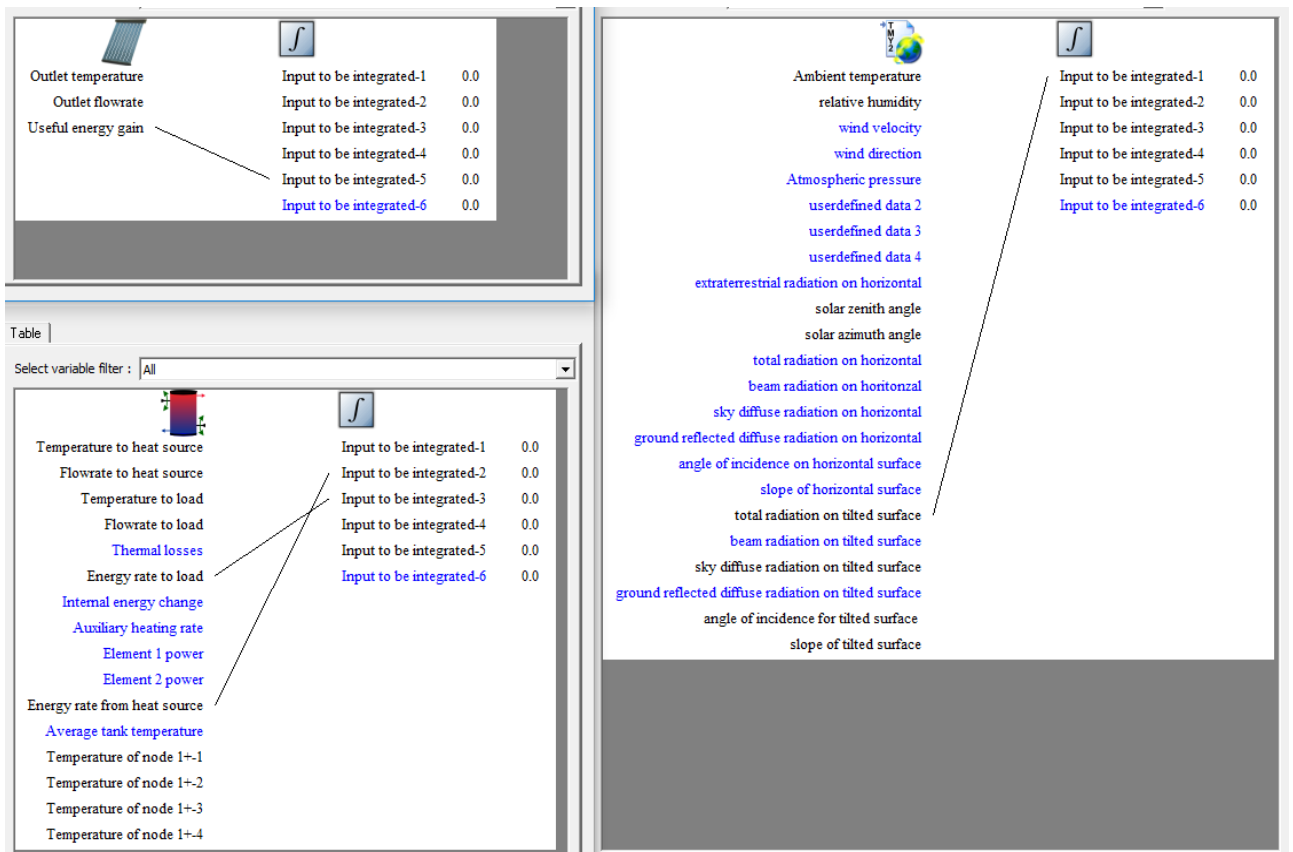
$$f_{solar} = \frac{\sum Q_{load}}{\sum Q_{total}} = \frac{\sum Q_{load}}{\sum Q_{load} + \sum Q_{aux}} \quad 3.5-2$$

Η ηλιακή κάλυψη θα αποτελέσει στη συνέχεια την παράμετρο ως προς την οποία θα βελτιστοποιήσουμε το σύστημά μας.

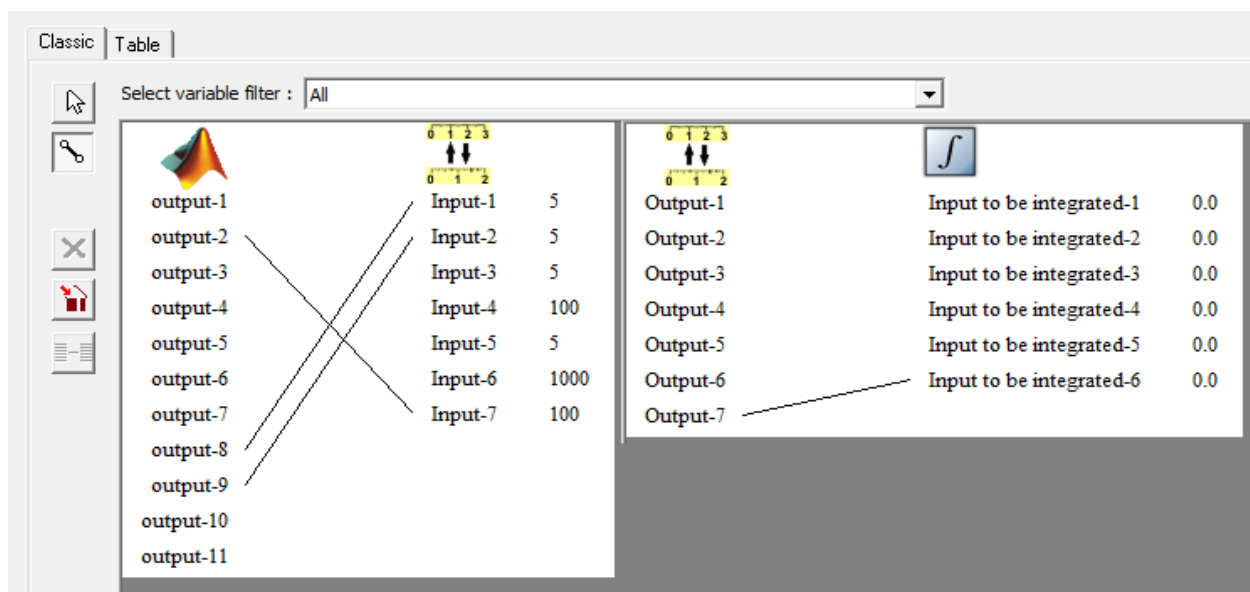
- Μέσος βαθμός απόδοσης του ψύκτη απορρόφησης:

$$\overline{COP} = \frac{\sum Q_{Evaporator}}{\sum Q_{Generator}} = \frac{\sum Q_{Evaporator}}{\sum Q_{load} + \sum Q_{aux}} \quad 3.5-3$$

Συνδέουμε λοιπόν τα στοιχεία μας και στους δύο ολοκληρωτές για την ημερήσια ολοκλήρωση και την συνολική ως εξής:

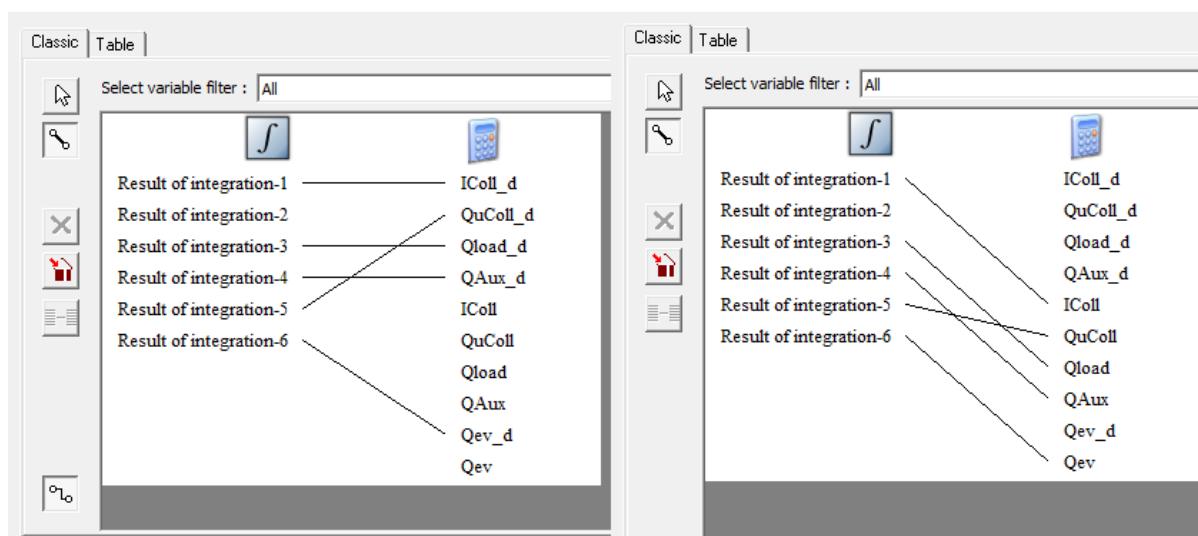


Εικόνα 3.5-4: Σύνδεση στοιχείων ηλιακών συλλεκτών, δοχείου θερμικής αποθήκευσης και μοντέλου καιρού στο στοιχείο ολοκλήρωσης ποσοτήτων



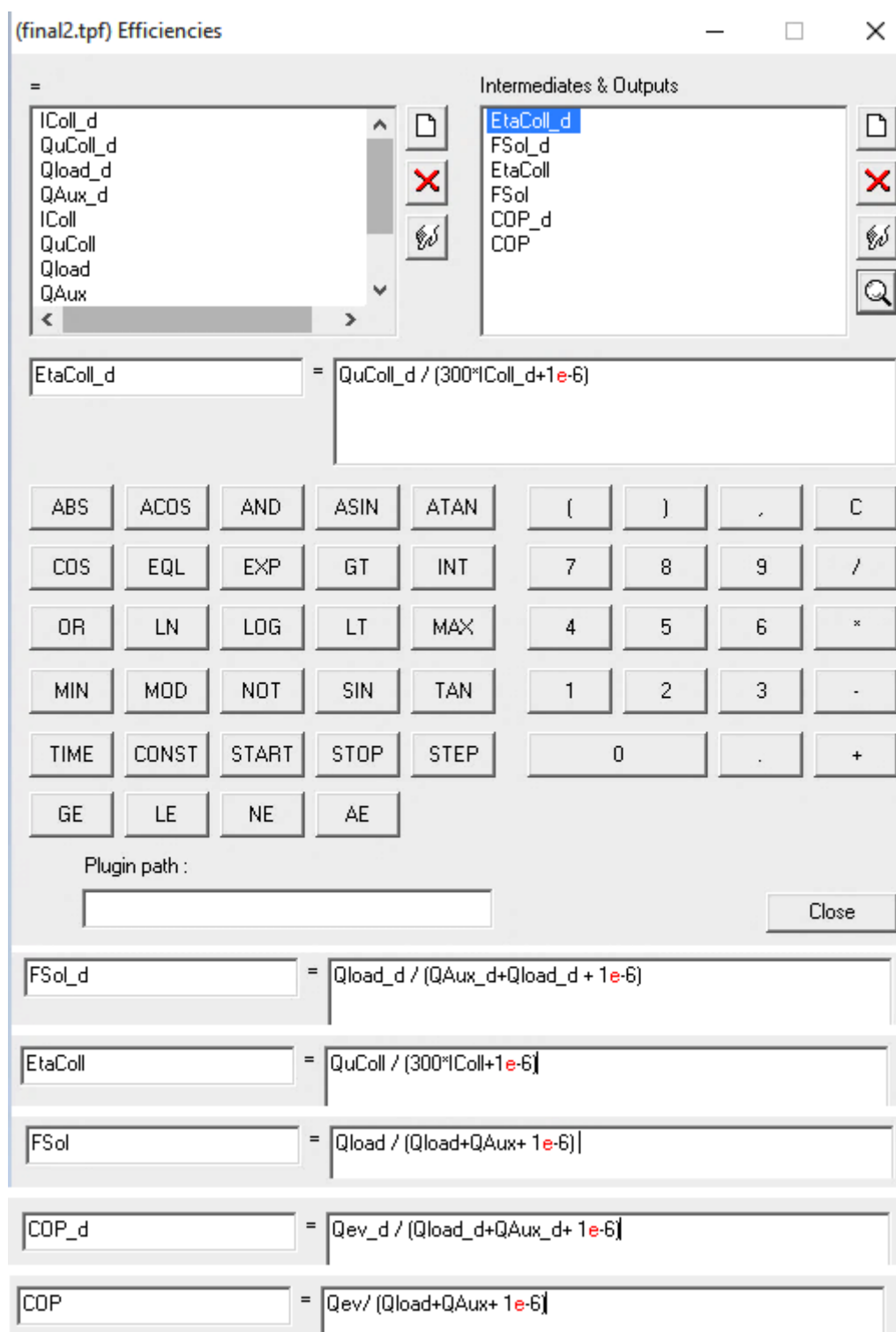
Εικόνα 3.5-5: Σύνδεση στοιχείου ψύκτη απορρόφησης στο στοιχείο ολοκλήρωσης ποσοτήτων μέσω του μετατροπέα μονάδων

Στη συνέχεια συνδέουμε τους ολοκληρωτές στα στοιχεία των εξισώσεων ως εξής:



Εικόνα 3.5-6: Σύνδεση των στοιχείων ολοκλήρωσης ποσοτήτων στο στοιχείο εξισώσεων για τον υπολογισμό των συγκεντρωτικών αποτελεσμάτων

Οι υπολογισμοί που γίνονται στα στοιχεία των εξισώσεων σύμφωνα με τις εξισώσεις 3.5-1, 3.5-2 και 3.5-3 είναι οι ακόλουθοι:



Εικόνα 3.5-7: Διαμόρφωση στοιχείου εξισώσεων για τον υπολογισμό των συγκεντρωτικών αποτελεσμάτων

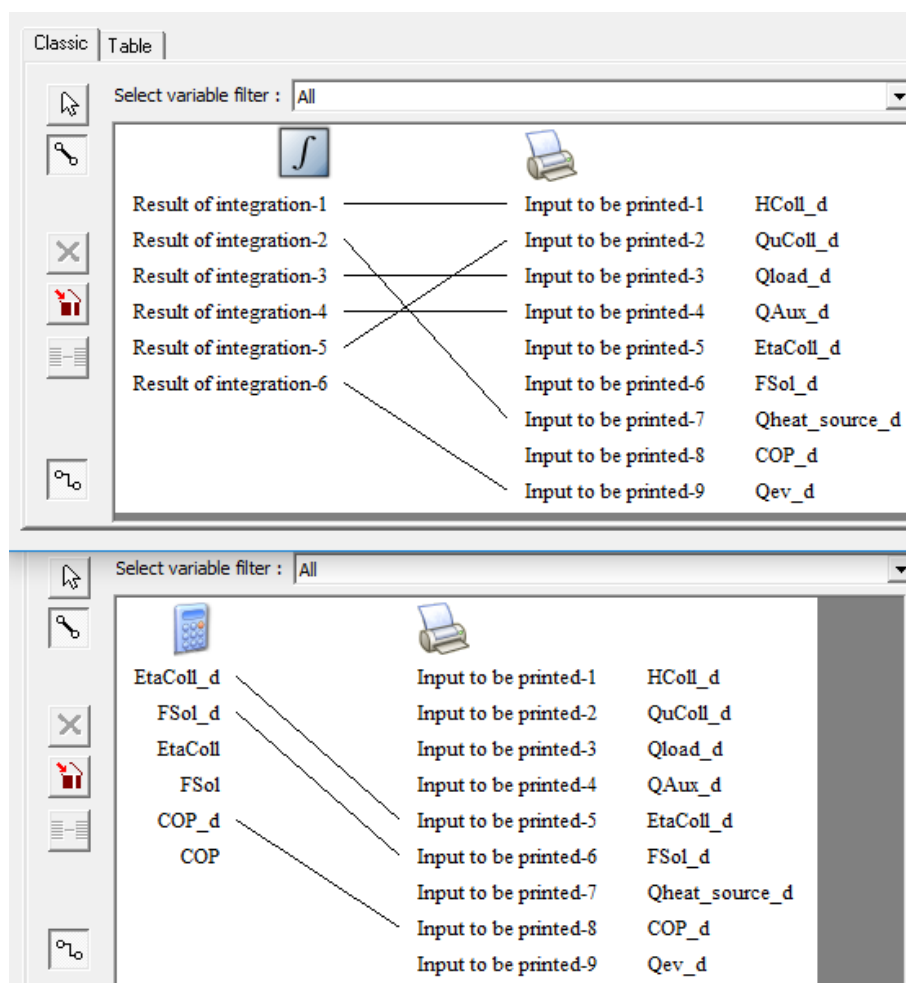
Η τιμή 300 στον βαθμό απόδοσης των ηλιακών συλλεκτών αναφέρεται στην συνολική συλλεκτική επιφάνεια και θα αλλάζει κατά την παραμετρική βελτιστοποίηση μέχρι την επίτευξη της βέλτιστης ηλιακής κάλυψης.

Προσθέτουμε 10^{-6} ώστε στον παρονομαστή των κλασμάτων ώστε να μην απειρίζονται τα κλάσματα όταν μηδενιστούν ταυτόχρονα και οι αριθμητές και οι παρονομαστές δηλαδή όταν

δεν λειτουργεί το σύστημα μας (π.χ. κατά τη διάρκεια της νύχτας που δεν απαιτείται κλιματισμός του εκθεσιακού χώρου). Λόγω της εξαιρετικά μικρής τιμής που προσθέτουμε δεν επηρεάζομαι τα αποτελέσματα κατά τη λειτουργία του συστήματος.

Τέλος θέλουμε να εκτυπώσουμε τις ολοκληρωμένες τιμές εξόδου των στοιχείων ολοκλήρωσης και των εξισώσεων σε δύο ξεχωριστά αρχεία εξόδου της προσομοίωσης ένα για τις ημερήσιες τιμές και ένα για τις συνολικές. αυτό θα γίνει μέσω των στοιχείων των εκτυπωτών του TRNSYS.

Η συνδεσμολογία για τις ημερήσιες τιμές και τις συνολικές τιμές είναι η ακόλουθη:

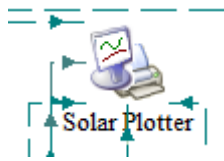


Εικόνα 3.5-8: Συνδεσμολογία των στοιχείων εκτύπωσης συγκεντρωτικών αποτελεσμάτων

3.5.3 Διαμόρφωση στοιχείων γραφικών διαγραμμάτων (Online plotter)

Για την γραφική αναπαράσταση των αποτελεσμάτων κατά τη διάρκεια της προσομοίωσης θα χρησιμοποιήσουμε τον Online plotter.

3.5.3.1 Online plotter ηλιακών συλλεκτών (Solar Plotter)



Μεταβλητές προσομοίωσης:

- **TiColl** [°C]
Θερμοκρασία εισόδου νερού στους ηλιακούς συλλέκτες
- **ToColl** [°C]
Θερμοκρασία εξόδου νερού από τους ηλιακούς συλλέκτες
- **Thex** [°C]
Θερμοκρασία εξόδου του νερού των ηλιακών συλλεκτών από τον εναλλάκτη κρύου νερού σε περίπτωση λειτουργίας του
- **Ttop** [°C]
Θερμοκρασία άνω στρώματος του δοχείου θερμικής αποθήκευσης και νερού εξόδου προς την βοηθητική πηγή θερμότητας
- **COP** [-]
Βαθμός απόδοσης ψύκτη απορρόφησης
- **Thex** [°C]
Θερμοκρασία εξόδου νερού ηλιακών συλλεκτών από τον εναλλάκτη κρύου νερού όταν αυτός χρησιμοποιηθεί
- **Tamb** [°C]
Θερμοκρασία περιβάλλοντος
- **Gcoll** [W/m²]
Προσπίπτουσα θερμοκρασία στο επίπεδο των ηλιακών συλλεκτών (μετά τον μετατροπέα μονάδων)
- **mdcoll** [kg/hr]
Παροχή μάζας νερού στους ηλιακούς συλλέκτες
- **mhex** [kg/hr]
Παροχή μάζας νερού στον εναλλάκτη θερμότητας κρύου νερού όταν αυτός λειτουργεί
- **mbypass** [kg/hr]
Παροχή μάζας νερού στον κλάδο παράκαμψης του δοχείου θερμική αποθήκευσης

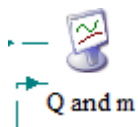
3.5.3.2 Online plotter βαθμού απόδοσης και θερμοκρασιών ψύκτη απορρόφησης (COP, T)



Μεταβλητές προσομοίωσης:

- **COP [-]**
Βαθμός απόδοσης ψύκτη απορρόφησης
- **Tamb [°C]**
Θερμοκρασία περιβάλλοντος
- **Tsin [°C]**
Θερμοκρασία εισόδου θερμού νερού στον αναγεννητή του ψύκτη απορρόφησης
- **Tsout [°C]**
Θερμοκρασία εξόδου θερμού νερού από τον αναγεννητή του ψύκτη απορρόφησης
- **Tcin [°C]**
Θερμοκρασία εισόδου ψυχρού νερού στον ατμοποιητή του ψύκτη απορρόφησης
- **Tcout [°C]**
Θερμοκρασία εξόδου ψυχρού νερού από τον ατμοποιητή του ψύκτη απορρόφησης
- **Tg [°C]**
Θερμοκρασία αναγεννητή ψύκτη απορρόφησης
- **TTop [°C]**
Θερμοκρασία άνω στρώματος του δοχείου και νερού εξόδου προς την βοηθητική πηγή θερμότητας

3.5.3.3 Online plotter ισχύων και μαζών (*Q and m*)



Μεταβλητές προσομοίωσης:

- **COP [-]**
Βαθμός απόδοσης ψύκτη απορρόφησης
- **ms [kg/s]**
Παροχή μάζας θερμού νερού στον ψύκτη απορρόφησης συλλεκτών (μετά τον μετατροπέα μονάδων)
- **mchill [kg/s]**
Παροχή μάζας ψυχρού νερού στον ψύκτη απορρόφησης συλλεκτών (μετά τον μετατροπέα μονάδων)
- **mcoll [kg/s]**
Παροχή μάζας νερού στους ηλιακούς συλλέκτες συλλεκτών (μετά τον μετατροπέα μονάδων)
- **mbypass [kg/s]**
Παροχή μάζας νερού στον κλάδο παράκαμψης του δοχείου θερμικής αποθήκευσης συλλεκτών (μετά τον μετατροπέα μονάδων)
- **Qev [kW]**
Ψυκτική Ισχύς ψύκτη απορρόφησης

- **Qs [kW]**
Καταναλισκόμενη ισχύς στον αναγεννητή του ψύκτη απορρόφησης
- **Qan [kW]**
Καταναλισκόμενη ισχύς στον αναγεννητή του ψύκτη απορρόφησης προς επαλήθευση του Qs
- **Qabs [kW]**
Ισχύς απορροφητή στον ψύκτη απορρόφησης
- **Qc [kW]**
Ισχύς συμπυκνωτή στον ψύκτη απορρόφησης
- **Qaux [kW]**
Ισχύς βοηθητικής πηγής ενέργειας συλλεκτών (μετά τον μετατροπέα μονάδων)

3.5.3.4 Online plotter Δοχείου θερμικής αποθήκευσης (Tank Plotter)



Μεταβλητές προσομοίωσης:

- **TTop [°C]**
Θερμοκρασία άνω στρώματος του δοχείου και νερού εξόδου προς την βοηθητική πηγή θερμότητας
- **T2, T3, T4, T5 [°C]**
Θερμοκρασία ενδιάμεσων στρωμάτων του δοχείου με την T2 η θερμοκρασία του στρώματος κάτω από ανώτερο στρώμα
- **TBottom [°C]**
Θερμοκρασία στρώματος στον πάτο του δοχείου και νερού εξόδου προς του ηλιακούς συλλέκτες
- **TBypass [°C]**
Θερμοκρασία νερού παράκαμψης από το δοχείο
- **mbyypass [kg/hr]**
Παροχή μάζας νερού παράκαμψης από το δοχείο
- **ms [kg/hr]**
Παροχή μάζας θερμού νερού στον ψύκτη απορρόφησης
- **mcoll [kg/hr]**
Παροχή μάζας νερού στους ηλιακούς συλλέκτες

3.6 Κτίριο εκθεσιακού χώρου προς κλιματισμό μέσω του ψύκτη απορρόφησης

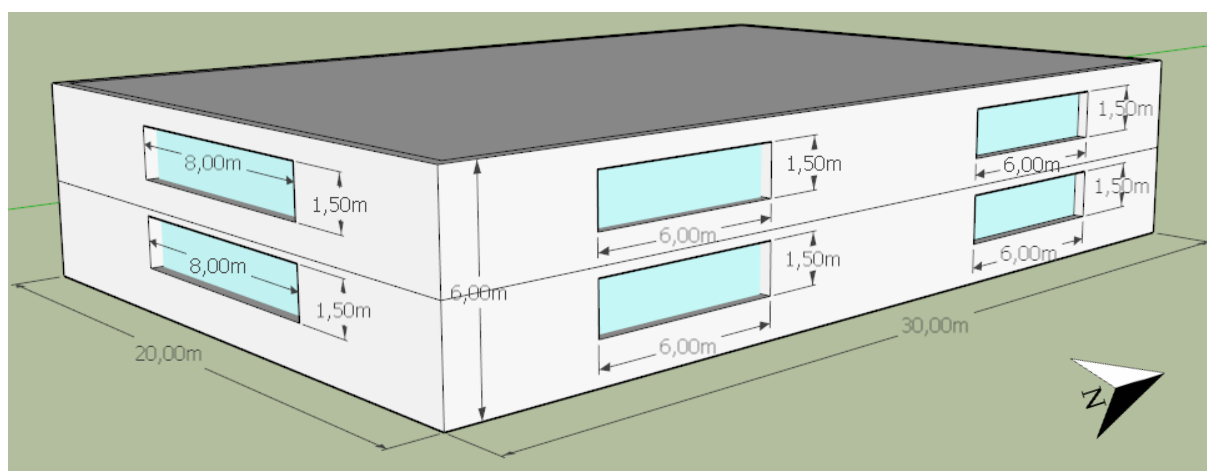
Το κτίριο που θα σχεδιάσουμε στο TRNSYS simulation studio θα προσομοιάζει ένα εκθεσιακό χώρο υψηλών φορτίων φωτισμού και φορτίων από ανθρώπους ώστε να δοκιμάσουμε το σύστημά μας σε υψηλές απαιτήσεις. Άλλωστε οι ψύκτες απορρόφησης όπως έχουμε αναφέρει είναι μεγάλης ψυκτικής ισχύος και ακριβοί σε κόστος. Για αυτό το λόγο και χρησιμοποιούνται σε εμπορικά κτίρια ή βιομηχανικές εφαρμογές συνήθως και όχι τόσο πολύ σε οικιακές εφαρμογές.

Συγκεκριμένα το μέγεθος του κτιρίου θα είναι 30 μέτρα μήκος η ανατολική και δυτική πλευρά και 20 μέτρα μήκος η νότια πλευρά και βόρεια πλευρά του κτιρίου. Το συνολικό ύψος του κτιρίου θα είναι 6 μέτρα. Έτσι έχουμε 180 m² επιφάνεια στην ανατολική πλευρά, 180 m² επιφάνεια στην δυτική πλευρά, 120 m² επιφάνεια στην βόρεια πλευρά και 120 m² επιφάνεια στη νότια πλευρά. Η οροφή μας θα είναι 600 m² και η συνολική επιφάνεια δαπέδου εντός του κτιρίου 1200 m² λόγω των 2 ορόφων.

Οι άνθρωποι που θα βρίσκονται κάθε στιγμή εντός του κτιρίου θα είναι 300 και η συνολική επιφάνεια φωτισμού θα είναι όλη η επιφάνεια των 2 ορόφων δηλαδή 1200 m². Δεν θα έχουμε καθόλου φυσικό αερισμό ή διεισδύσεις αέρα από το περιβάλλον καθώς οι απαραίτητες ανανεώσεις αέρα θα προβλεφθούν από το σύστημα κλιματισμού.

Το ποσοστό των υαλοπινάκων σε κάθε πλευρά θα είναι το 20 % της επιφάνειας. Δηλαδή έχουμε από δύο παράθυρα στη νότια και στη βόρεια πλευρά του κτιρίου το καθένα με μήκος 8 m και ύψος 1,5 m, συνολικά 24 m² επιφάνεια υαλοπινάκων στην βόρεια πλευρά και 24 m² επιφάνεια υαλοπινάκων στη νότια πλευρά. Στη ανατολική και στη δυτική πλευρά του κτιρίου έχουμε από 4 παράθυρα, το καθένα με μήκος 6 m και ύψος 1,5 m, συνολικά 36 m² επιφάνεια υαλοπινάκων στην ανατολική πλευρά και 24 m² επιφάνεια υαλοπινάκων στη δυτική πλευρά.

Το βασικό τρισδιάστατο σχήμα του κτιρίου είναι το ακόλουθο:



Εικόνα 3.6-1: Άποψη κτιρίου εκθεσιακού χώρου

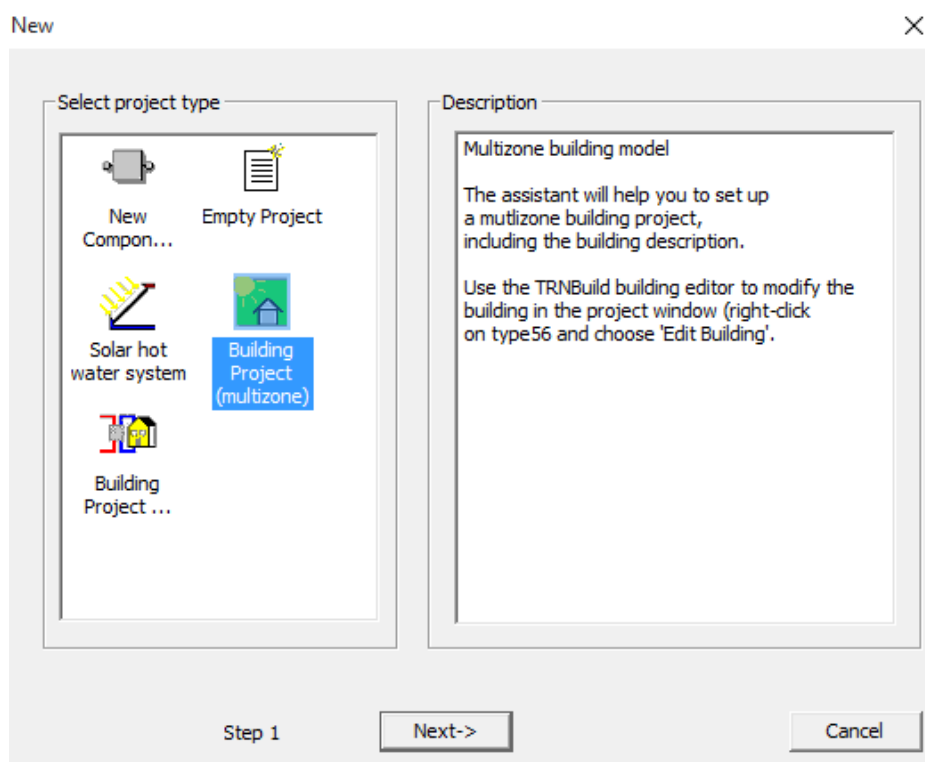
3.6.1 Κατασκευή κτιρίου στο *TRNSYS simulation studio*

Το Λογισμικό TRNSYS διαθέτει ξεχωριστό πρόγραμμα για την μοντελοποίηση κτιρίων (TRNBuild) και ειδικό οδηγό για την δημιουργία τους (Building wizard)

Για την κατασκευή του κτιρίου μας θα ξεκινήσουμε με τον οδηγό δημιουργίας πολυζωνικών κτιρίων (Building Wizard) και στη συνέχεια θα επέμβουμε σε αυτό λεπτομερέστερα μέσω του TRNBuild.

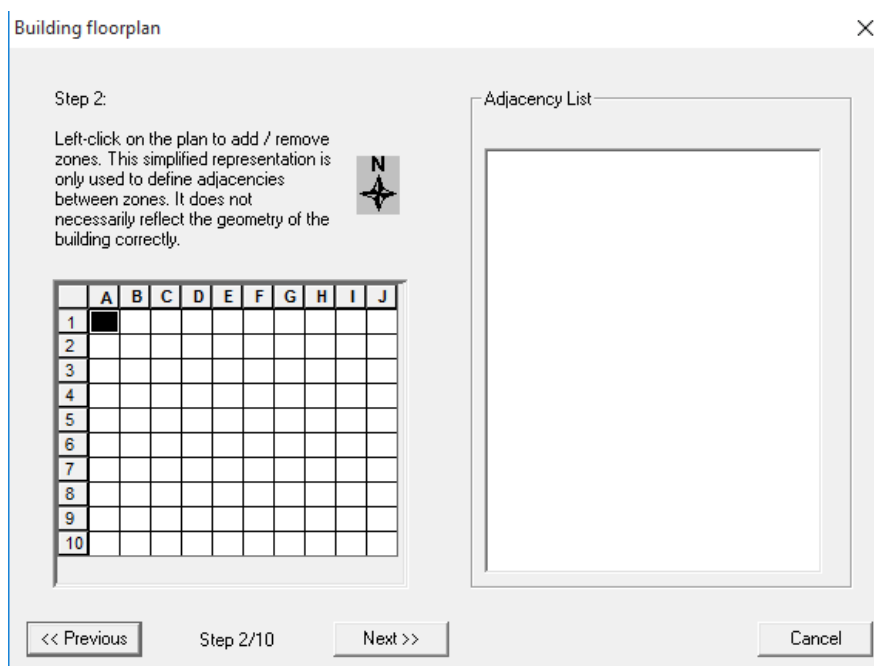
3.6.1.1 Οδηγός σχεδιασμού πολυζωνικού κτιρίου (*Building Wizard*)

Ξεκινάμε επιλέγοντας να δημιουργήσουμε νέο project στο TRNSYS simulation studio και επιλέγουμε το “Building Project (multizone)”:



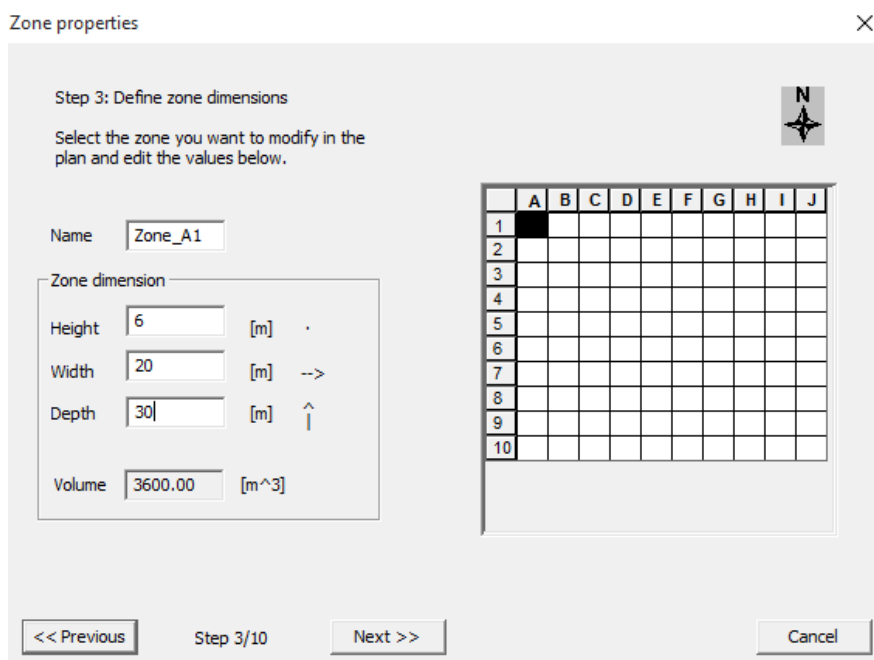
Εικόνα 3.6-2: Βήμα 1 του *Building Wizard*

Στη συνέχεια επιλέγουμε τη διαμόρφωση των θερμικών ζωνών στο κτίριό μας και πώς αυτές συνορεύουν μεταξύ τους. Στην περίπτωση μας θα χρησιμοποιήσουμε μία θερμική ζώνη για όλο το κτίριο καθώς τα φορτία σε αυτό είναι ομοιόμορφα και ίσα καταναμημένα.



Εικόνα 3.6-3: Βήμα 2 του Building Wizard

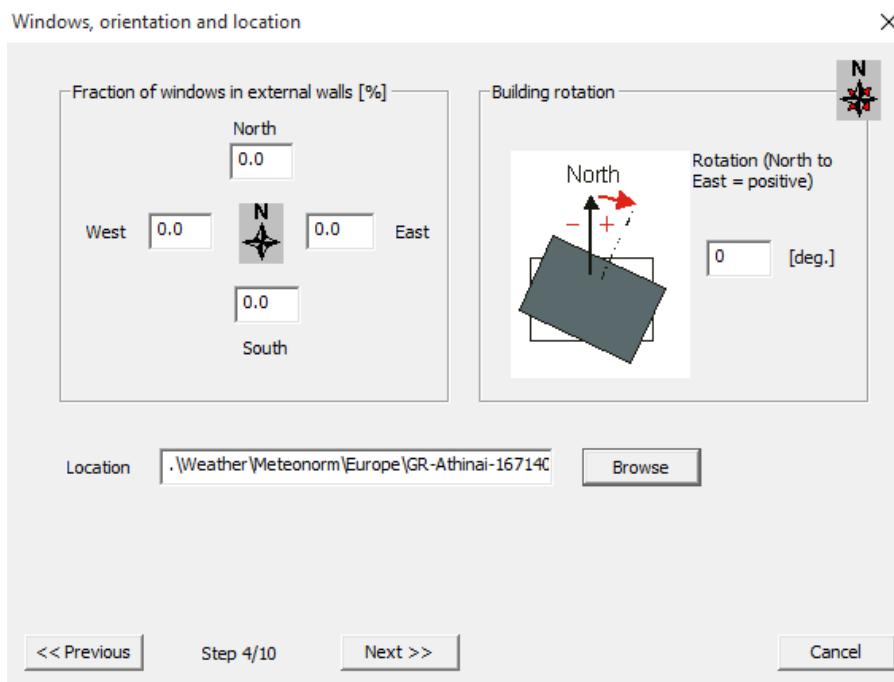
Στο τρίτο βήμα ορίζουμε τις διαστάσεις της κάθε θερμικής ζώνης. Ορίζουμε λοιπόν τις διαστάσεις του κτιρίου. Αυτόματα υπολογίζεται και ο όγκος της θερμική ζώνης που είναι 3600 m^3



Εικόνα 3.6-4: Βήμα 3 του Building Wizard

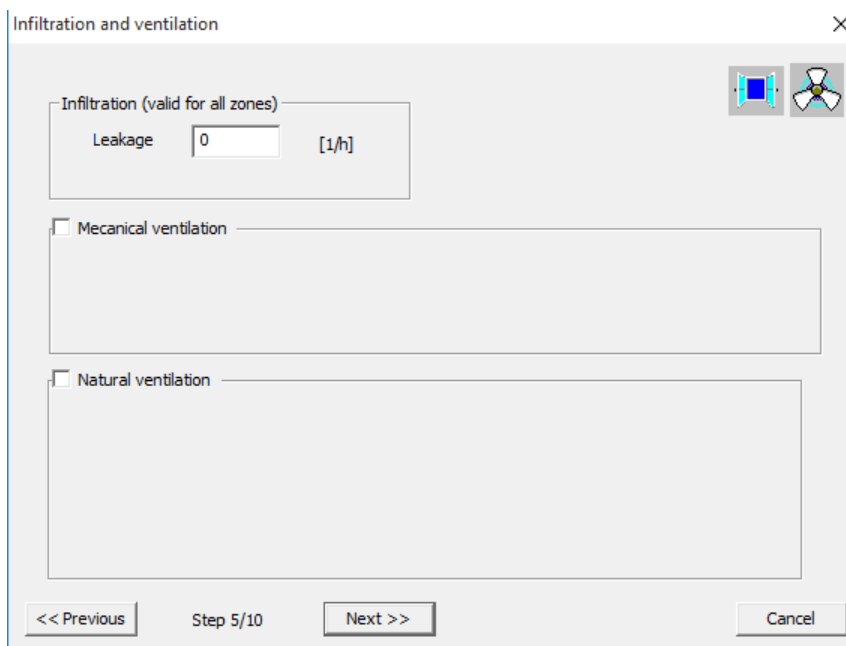
Στο τρίτο βήμα ορίζουμε τον προσανατολισμό μέσω της απόκλισης από τον βορά σε μοίρες. Θα υποθέσουμε ότι το κτίριό μας είναι προσανατολισμένο πλήρως προς το βορά και δεν θα

θέσουμε κάποια απόκλιση. Ακόμα ορίζουμε την τοποθεσία που βρίσκεται το κτίριο. Όπως και στο μοντέλο του καιρού επιλέγουμε την Αθήνα από τη βιβλιοθήκη του TRNSYS.



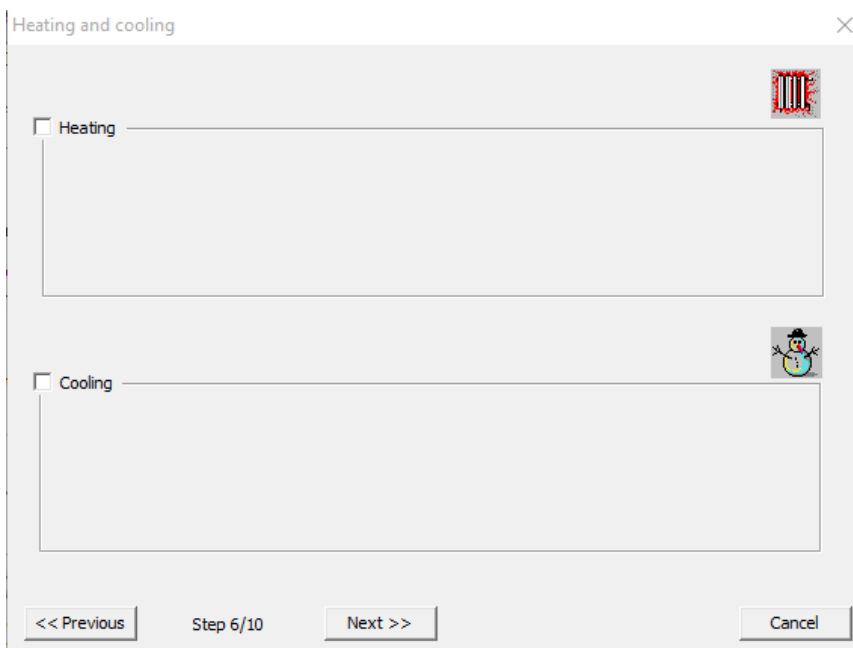
Εικόνα 3.6-5: Βήμα 4 του Building Wizard

Το πέμπτο βήμα αφορά τον αερισμό του κτιρίου από διαρροές, μηχανικό εξαερισμό και φυσικό αερισμό. Στο συγκεκριμένο βήμα μηδενίζουμε την τιμή των διαρροών και δεν επιλέγουμε μηχανικό εξαερισμό ή φυσικό αερισμό. Ο εξαερισμός στο κτίριό μας και η απαραίτητη ανανέωση αέρα θα γίνει μέσω του συστήματος κλιματισμού το οποίο θα διαμορφώσουμε στη συνέχεια.



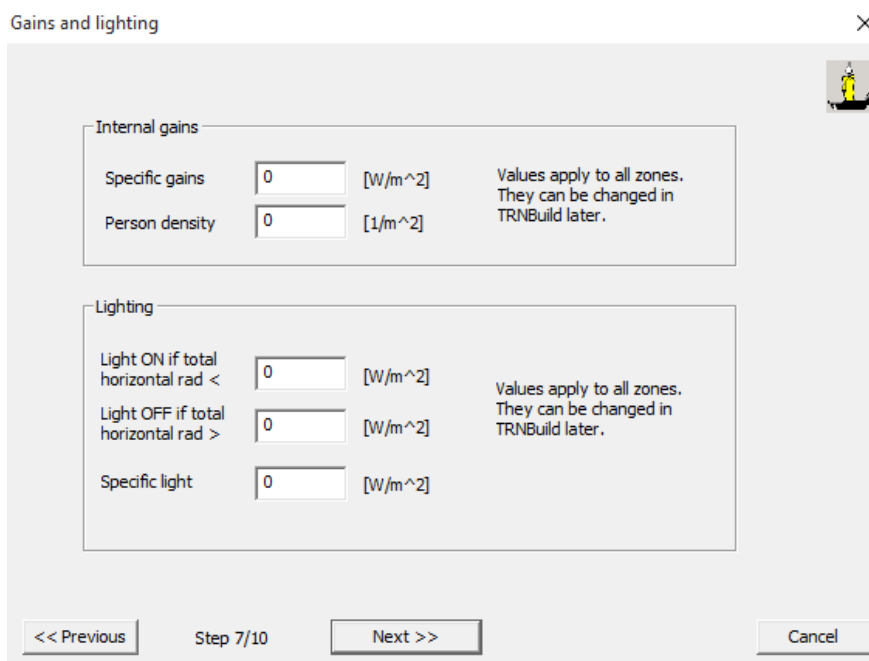
Εικόνα 3.6-6: Βήμα 5 του Building Wizard

Στο έκτο βήμα ορίζεται αυτόματη θέρμανση ή ψύξη της θερμικής ζώνης. Και πάλι δεν θα επέμβουμε.



Εικόνα 3.6-7: Βήμα 6 του Building Wizard

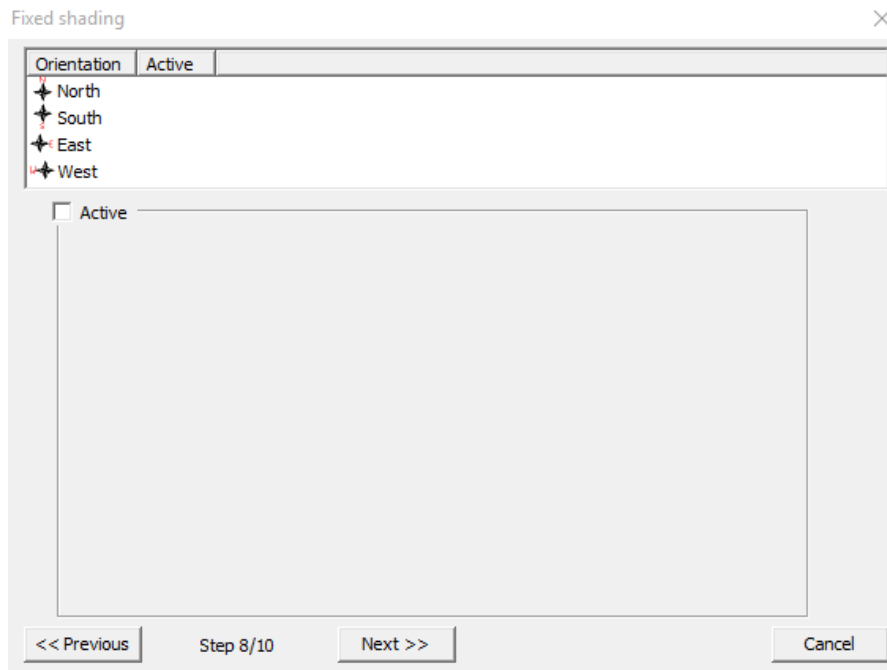
Στο έβδομο βήμα ορίζουμε τα εσωτερικά φορτία του κτιρίου από φωτισμό, ανθρώπους και άλλα ειδικά φορτία. Μηδενίζουμε όλες τις τιμές γιατί θα τα ορίσουμε λεπτομερέστερα μέσω του TRNBuild.



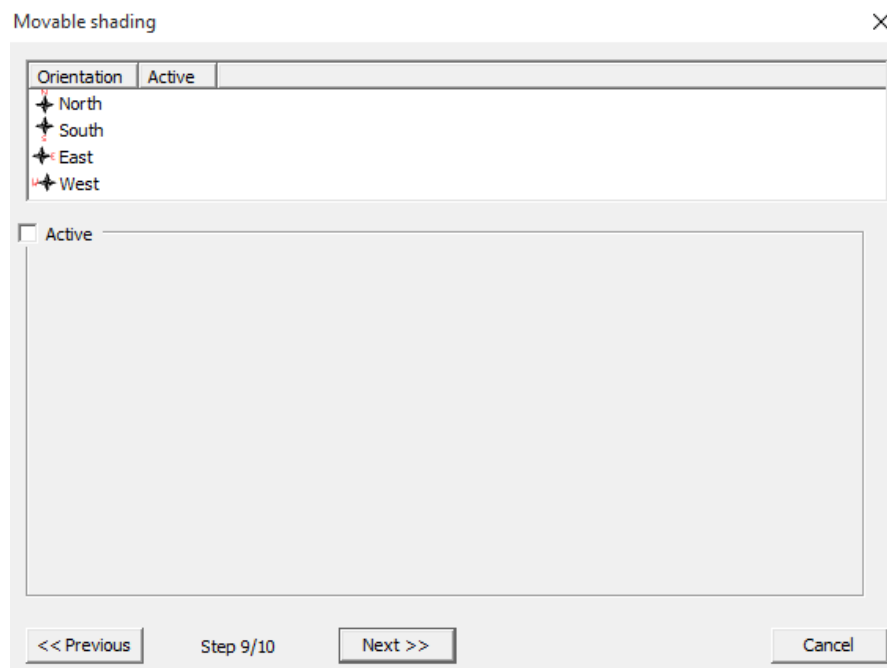
Εικόνα 3.6-8: Βήμα 7 του Building Wizard

Στα βήματα οκτώ και εννιά προσθέτουμε σταθερή και μεταβαλλόμενη σκίαση στους υαλοπίνακες της κάθε πλευράς. Δεν θα χρησιμοποιήσουμε σκίαση στο κτίριο για να

μελετήσουμε το σύστημά μας με αυξημένες ψυκτικές απαιτήσεις ώστε να συμπεράνουμε την αποτελεσματικότητά του.

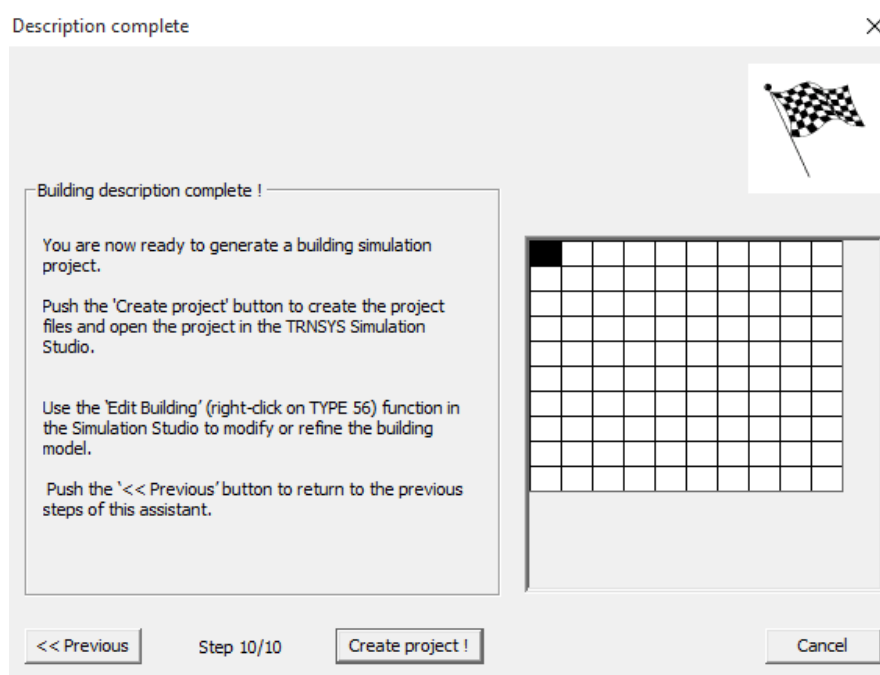


Εικόνα 3.6-9: Βήμα 8 του Building Wizard



Εικόνα 3.6-10: Βήμα 9 του Building Wizard

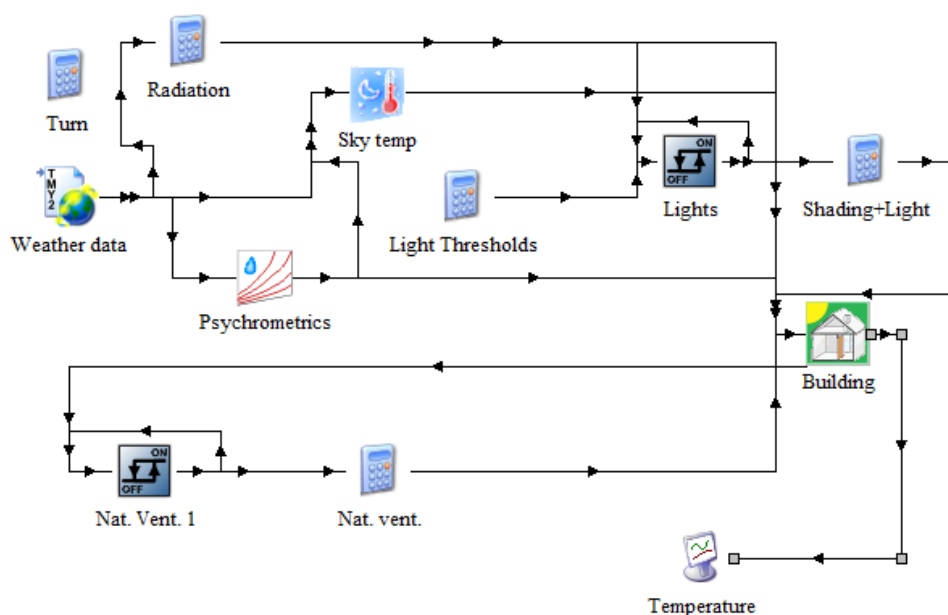
Το 10^ο βήμα αποτελεί την επιβεβαίωση για την δημιουργία του κτιρίου:



Εικόνα 3.6-11: Βήμα 10 του Building Wizard

Το κτίριο που διαμορφώσαμε δημιουργεί αυτόματα ένα αρχείο trf για τη χρήση του μέσω του TRNSYS simulation studio αλλά και άλλα αρχεία όπως το αρχείο hui το οποίο περιέχει όλες τις πληροφορίες του κτιρίου και χρησιμοποιείται από το TRNBuild για την περαιτέρω διαμόρφωσή του.

Το κτίριό μας στο TRNSYS simulation studio είναι το ακόλουθο:

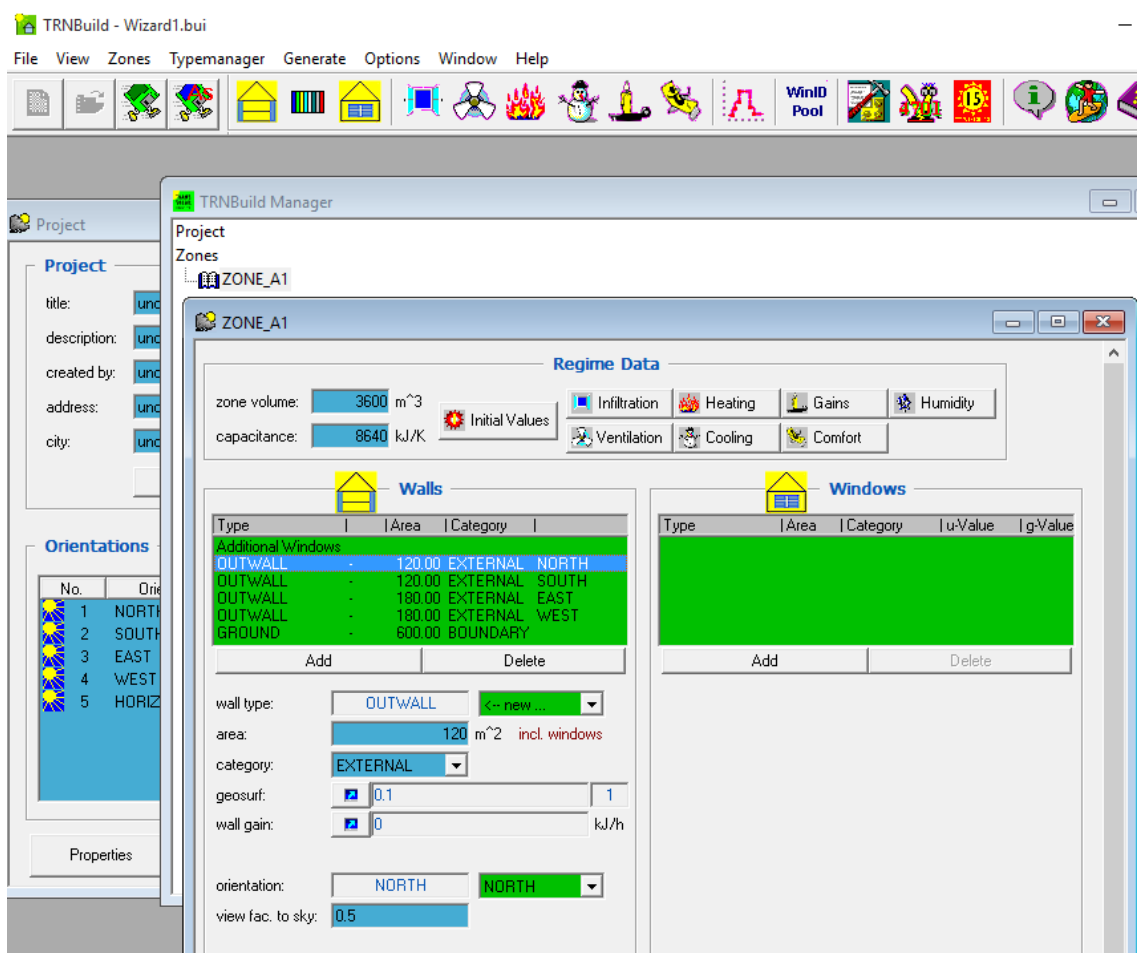


Εικόνα 3.6-12: Διάγραμμα του κτιρίου και των βοηθητικών στοιχείων του στο TRNSYS Simulation studio

3.6.1.2 Διαμόρφωση του κτιρίου μέσω του TRNBuild

Κάνοντας δεξί κλικ στο στοιχείο του κτιρίου και επιλέγοντας «Edit Building» εκκινείται το πρόγραμμα TRNBuild που μας επιτρέπει τη λεπτομερειακή διαμόρφωση του κτιρίου που δημιουργήσαμε.

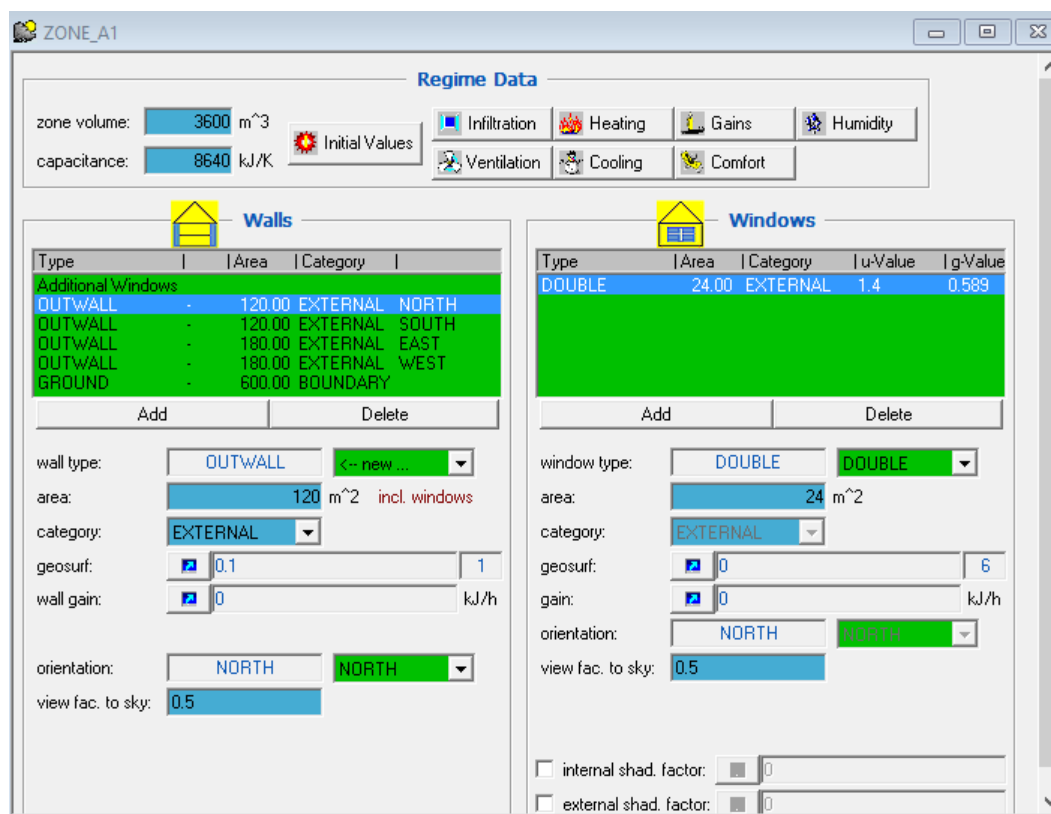
Στο παράθυρο του TRNBuild επιλέγουμε τη θερμική ζώνη “ZONE_A1” και ανοίγει το παράθυρο της συγκεκριμένης ζώνης.



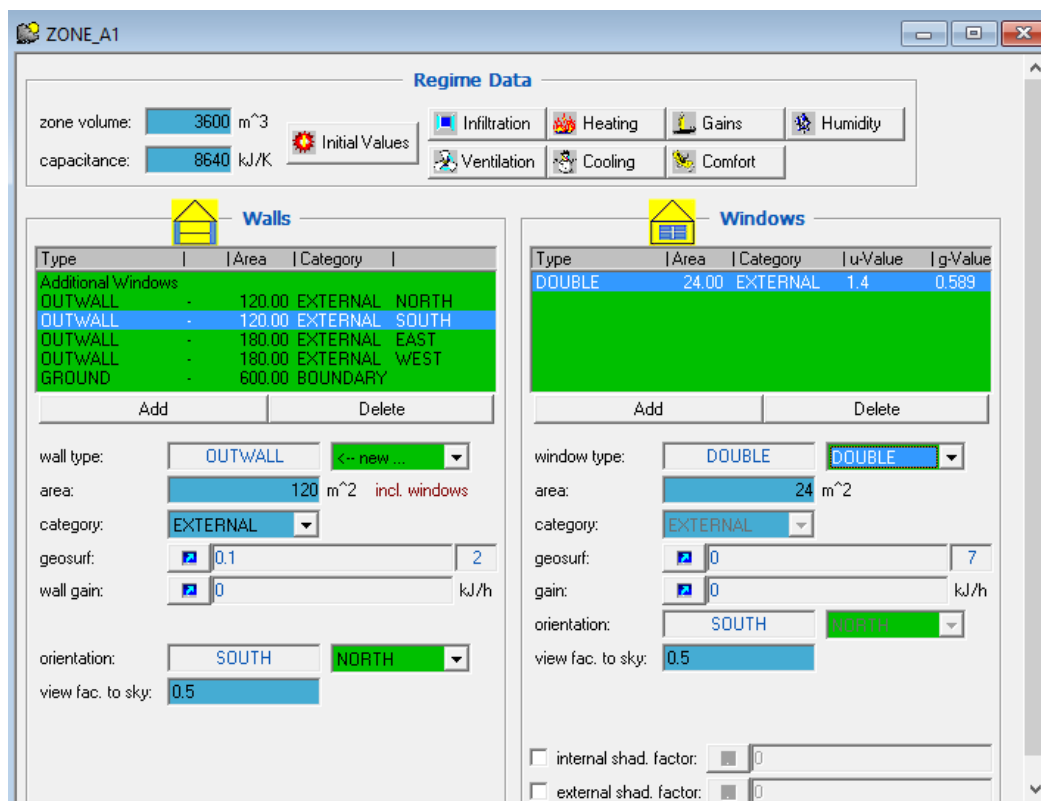
Εικόνα 3.6-13: Παράθυρο TRNBuild

3.6.1.2.1 Διαμόρφωση τοίγων, υαλοπινάκων και δαπέδων

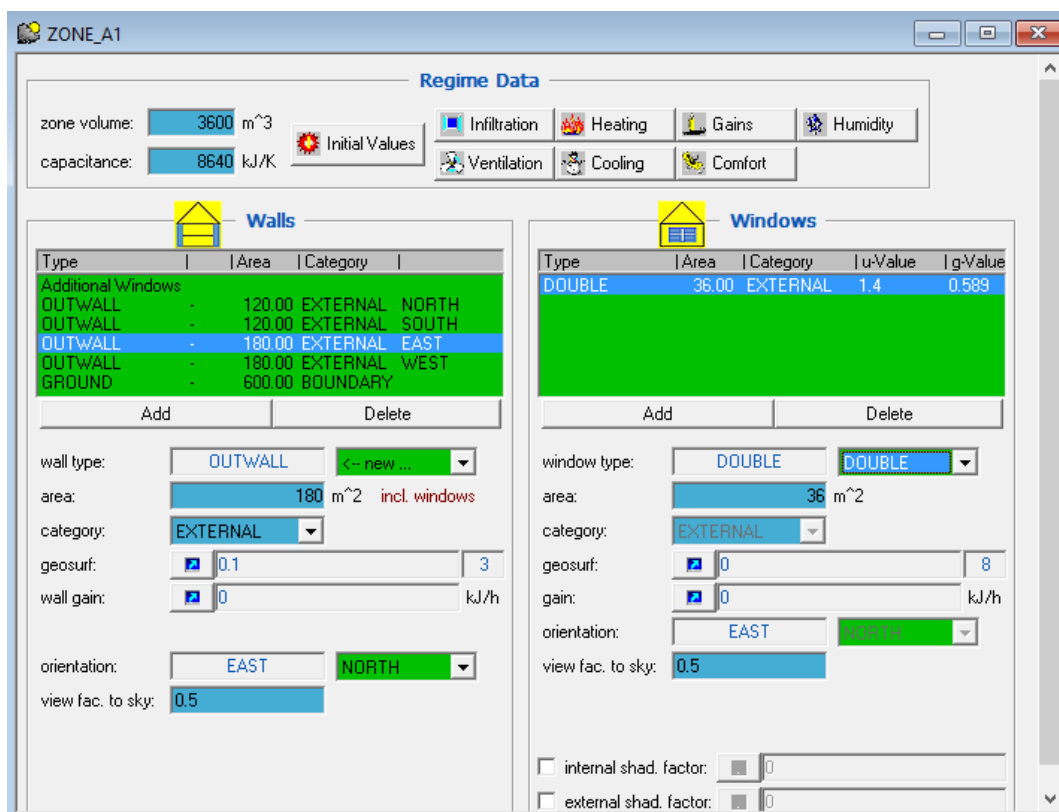
Αρχικά θα προσθέσουμε του υαλοπίνακες σε όλες τις πλευρές. Επιλέγουμε τον κάθε εξωτερικό τοίχο OUTWALL και ανάλογα με τον προσανατολισμό του ορίζουμε τα παράθυρα στην περιοχή windows πατώντας add. Θα βάλουμε διπλούς υαλοπίνακες στο πεδίο window type.



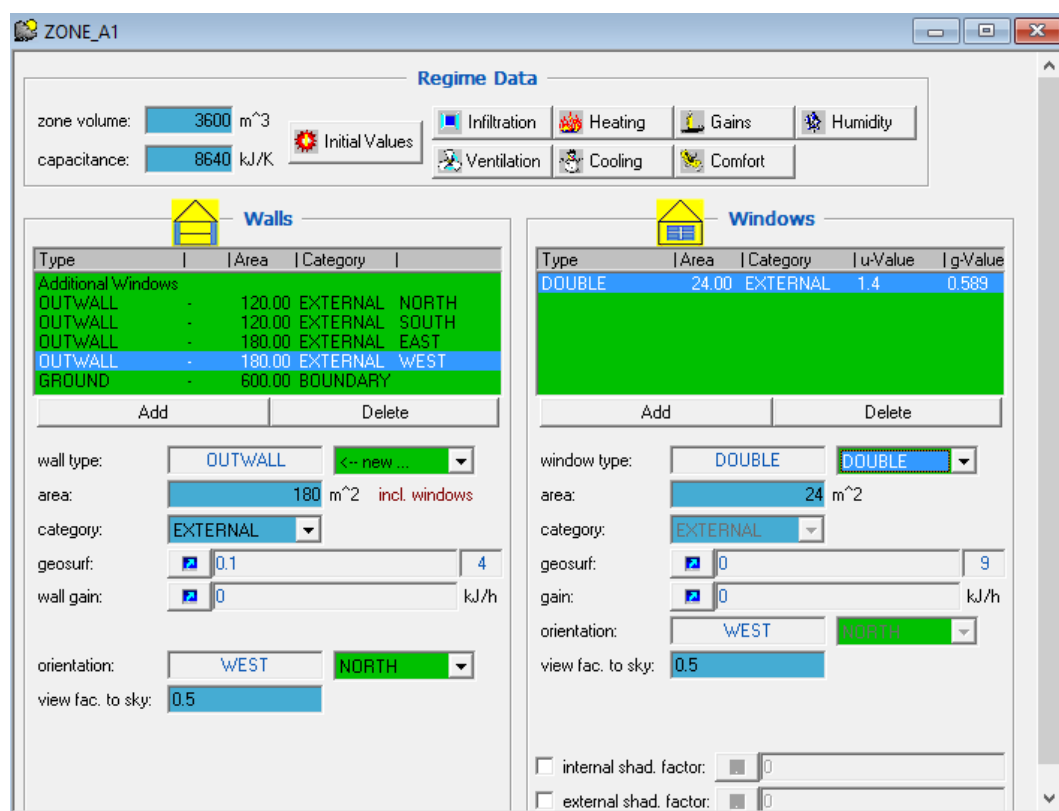
Εικόνα 3.6-14: Προσθήκη υαλοπινάκων στη βόρεια πλευρά του κτιρίου



Εικόνα 3.6-15: Προσθήκη υαλοπινάκων στη νότια πλευρά του κτιρίου



Εικόνα 3.6-16: Προσθήκη υαλοπινάκων στην ανατολική πλευρά του κτιρίου



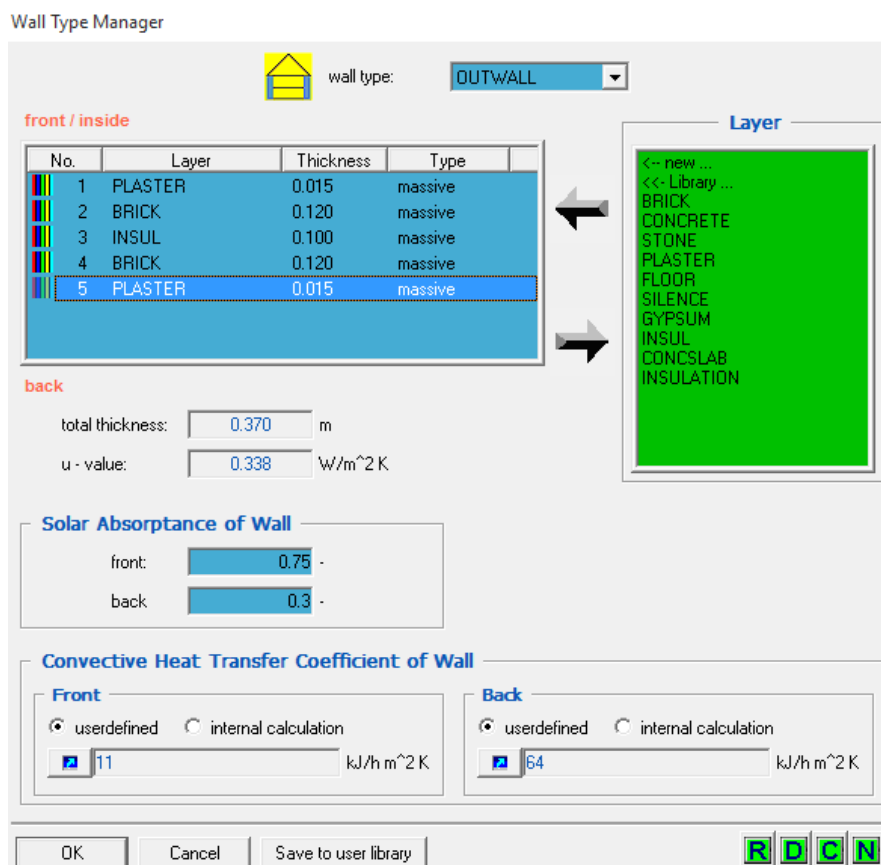
Εικόνα 3.6-17: Προσθήκη υαλοπινάκων στη δυτική πλευρά του κτιρίου

Στη συνέχεια θα διαμορφώσουμε την εσωτερική σύνθεση των τοίχων που θα χρησιμοποιήσουμε μέσω του wall type manager.

Για τους εξωτερικούς τοίχους θα επέμβουμε στον τύπο OUTWALL και θα αλλάξουμε τις στρώσεις ξεκινώντας από την εσωτερική πλευρά της θερμικής ζώνης. Οι στρώσεις που θα χρησιμοποιήσουμε είναι από την έτοιμη βιβλιοθήκη του TRNSYS αλλά δίνεται και η δυνατότητα να φτιάξουμε καινούργια στρώση ή να επέμβουμε στα χαρακτηριστικά κάποιων υπάρχουσας

- 15mm δομικός γύψος (PLASTER)
- 120 mm τούβλο δωδεκάτρυπο (BRICK)
- 100 mm μόνωση (INSULATION)
- 120 mm τούβλο δωδεκάτρυπο (BRICK)
- 15mm δομικός γύψος (PLASTER)

Το TRNSYS υπολογίζει αυτόματα το συνολικό πάχος του τοίχου και τον ολικό συντελεστή θερμικής διαπερατότητας U και ορίζει προκαθορισμένες τιμές στον εσωτερικό και εξωτερικό συντελεστή συναγωγής (hin και hout) όπως φαίνεται στην παρακάτω εικόνα:



Εικόνα 3.6-18: Διαμόρφωση στρώσεων εξωτερικών τοίχων

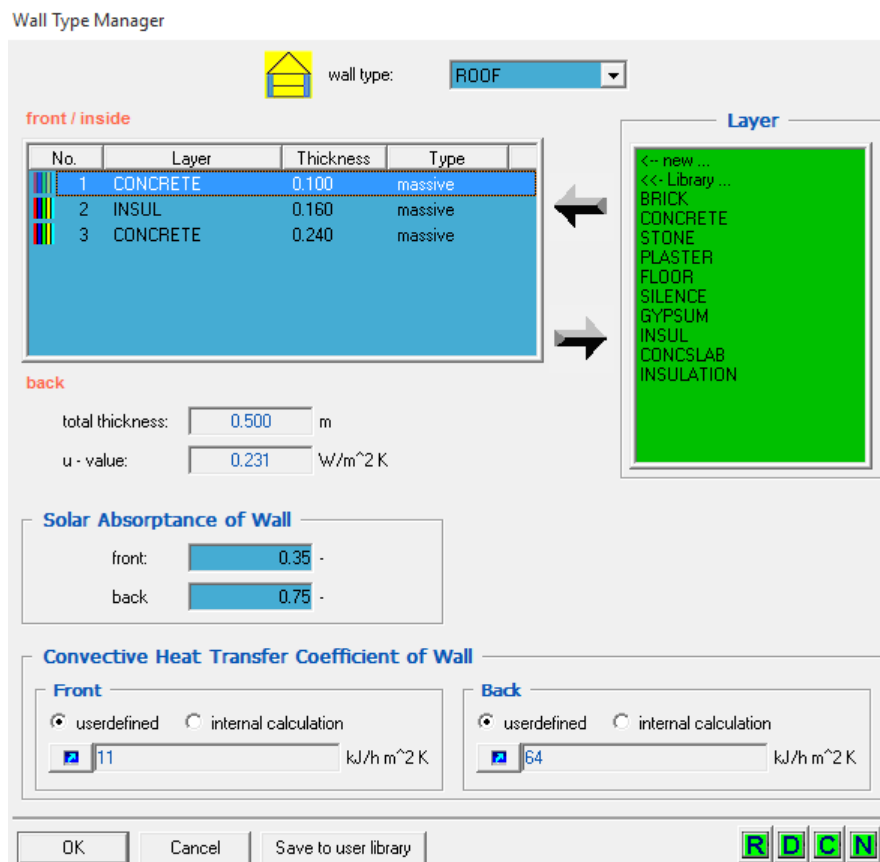
Το έδαφος (GROUND) περιλαμβάνει αυτόματα και τη διάστρωση του πατώματος οπότε δεν θα δημιουργήσουμε δικό μας πάτωμα. Το έδαφος ορίζεται ως τοίχος με συνοριακές συνθήκες

από την εξωτερική πλευρά του σταθερής θερμοκρασίας 15°C ώστε να προσομοιώσει το έδαφος.

Το κτίριο που φτιάξαμε ωστόσο δεν περιλαμβάνει την οροφή και το εσωτερικό πάτωμα τα οποία θα τα δημιουργήσουμε εμείς μέσω του wall type manager.

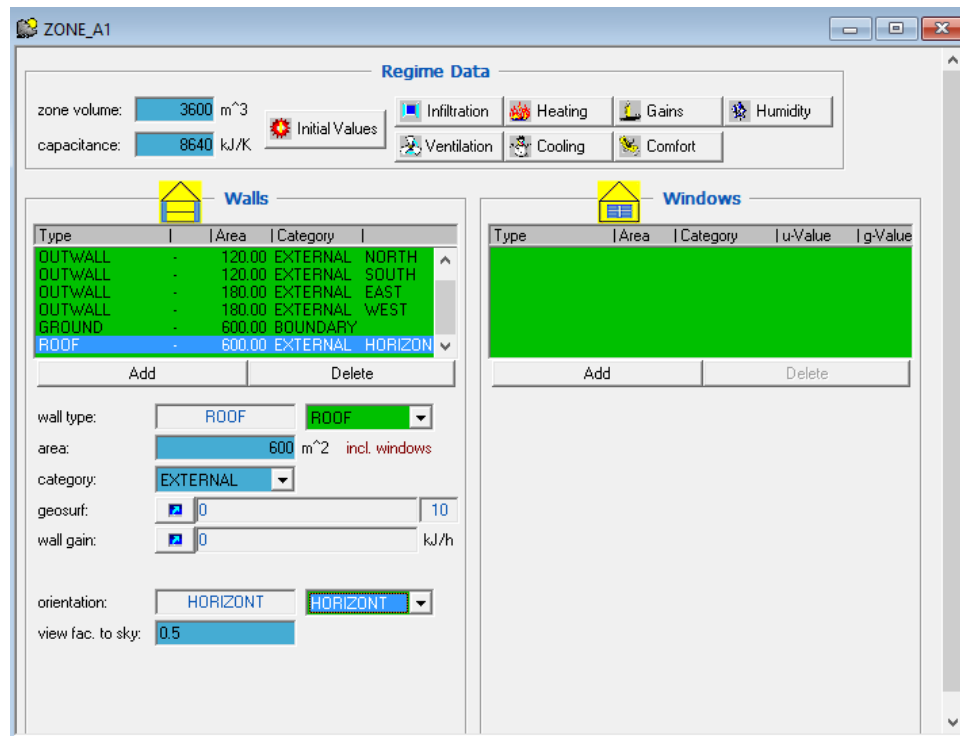
Για την διαστρωμάτωση της οροφής στον τύπο τοίχου με όνομα ROOF και βάζουμε από το εσωτερικό του κτιρίου προς το εξωτερικό :

- 100 mm τσιμέντο
- 160 mm μόνωση
- 240 mm τσιμέντο



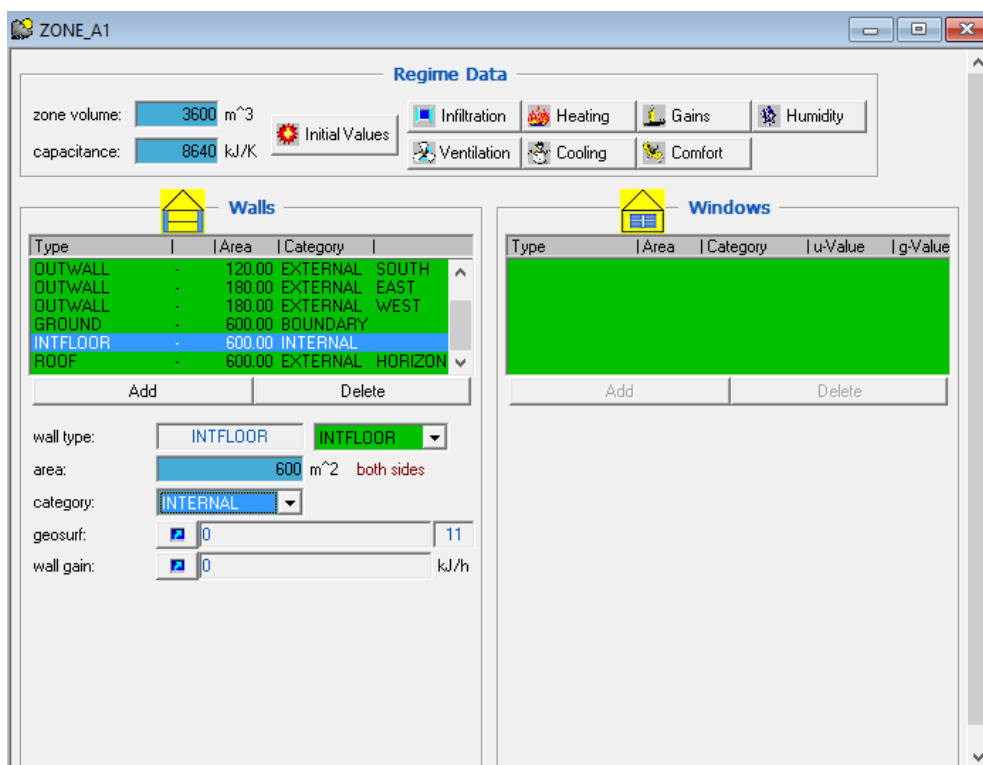
Εικόνα 3.6-19: Διαμόρφωση στρώσεων οροφής

Προσθέτουμε στη συνέχεια την οροφή στους τοίχους της θερμικής ζώνης με επιφάνεια 600 m^2 και προσανατολισμό οριζόντιο:



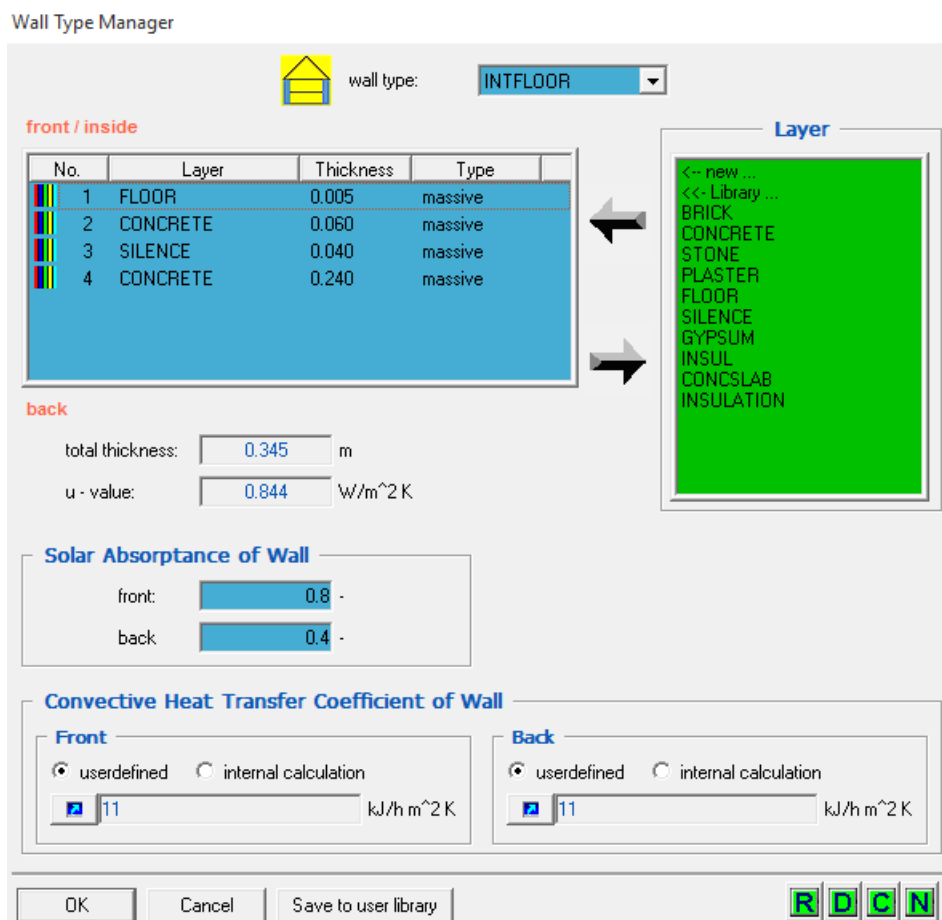
Εικόνα 3.6-20: Προσθήκη της οροφής στο κτίριο

Για να δημιουργήσουμε το εσωτερικό πάτωμα μεταξύ των δύο ορόφων, προσθέτουμε ένα τοίχο στο παράθυρο της θερμικής ζώνης και επιλέγουμε την κατηγορία INTERNAL και ορίζουμε την επιφάνεια του 600 m². Στη συνέχεια στο πεδίο wall type επιλέγουμε INTFLOOR.



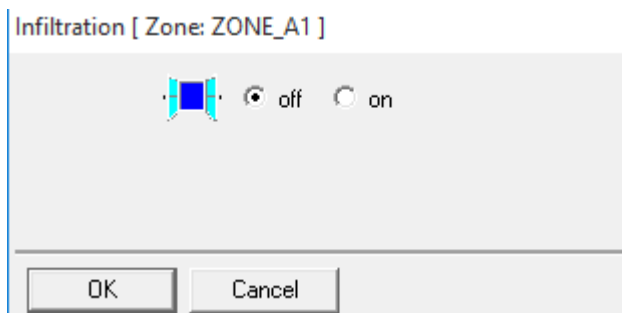
Εικόνα 3.6-21: Προσθήκη εσωτερικού ορόφου στο κτίριο

Ανοίγουμε το Wall type manager και στο τύπο INTFLOOR αλλάζουμε από την καθορισμένη διαστρωμάτωση την πέτρα σε τσιμέντο:



Εικόνα 3.6-22: Διαμόρφωση στρώσεων εσωτερικού πατώματος του ορόφου

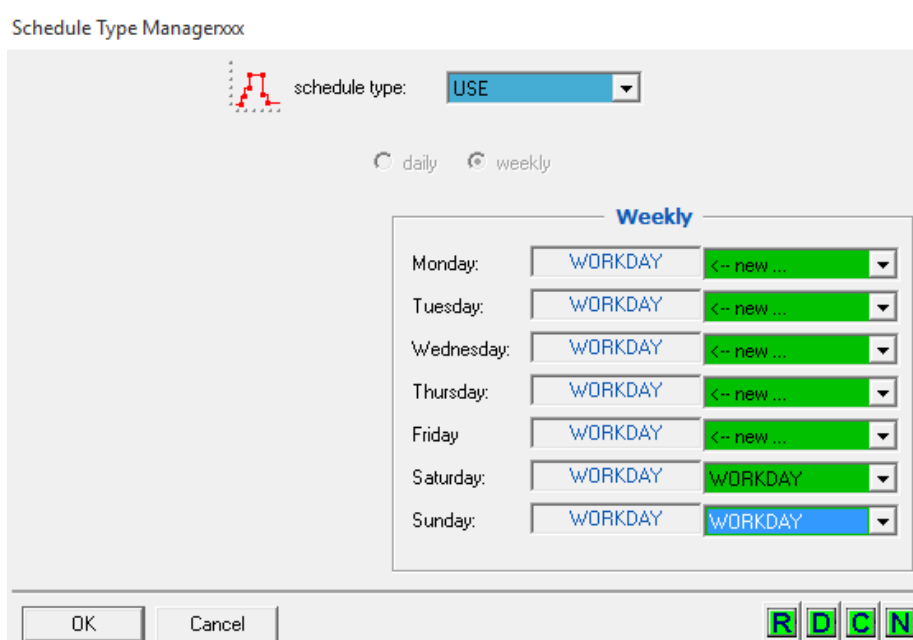
Στη συνέχεια απενεργοποιούμε πλήρως την διείσδυση αέρα στη θερμική ζώνη του κτιρίου επιλέγοντας το “Infiltration” στο παράθυρο της θερμικής ζώνης.



3.6.1.2.2 Διαμόρφωση ωραρίου λειτουργίας

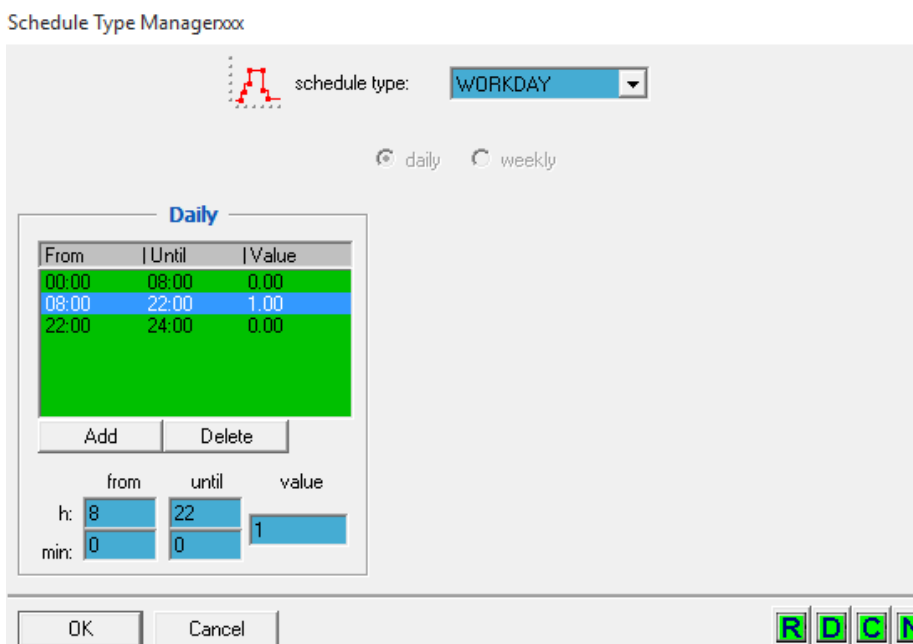
Πριν περάσουμε στον καθορισμό των φορτίων θα ορίσουμε τις ώρες λειτουργίας του κτιρίου κάθε μέρα. Δεν θα κάνουμε διάκριση σε καθημερινές και σαββατοκύριακα και όλες τις μέρες τις εβδομάδας θα ορίσουμε ότι το κτίριο λειτουργεί 8:00 έως 22:00.

Ανοίγουμε τον schedule type manager από το κύριο παράθυρο του TRNBuild και επιλέγουμε να επέμβουμε στον τύπο USE. Στο εβδομαδιαίο πρόγραμμα που μας εμφανίζεται ορίζουμε το Σάββατο και την Κυριακή ο χώρος να λειτουργεί όπως της καθημερινές αλλάζοντας την ημερήσια λειτουργία σε WORKDAY.



Εικόνα 3.6-23: Καθορισμός εβδομαδιαίου προγράμματος του κτιρίου

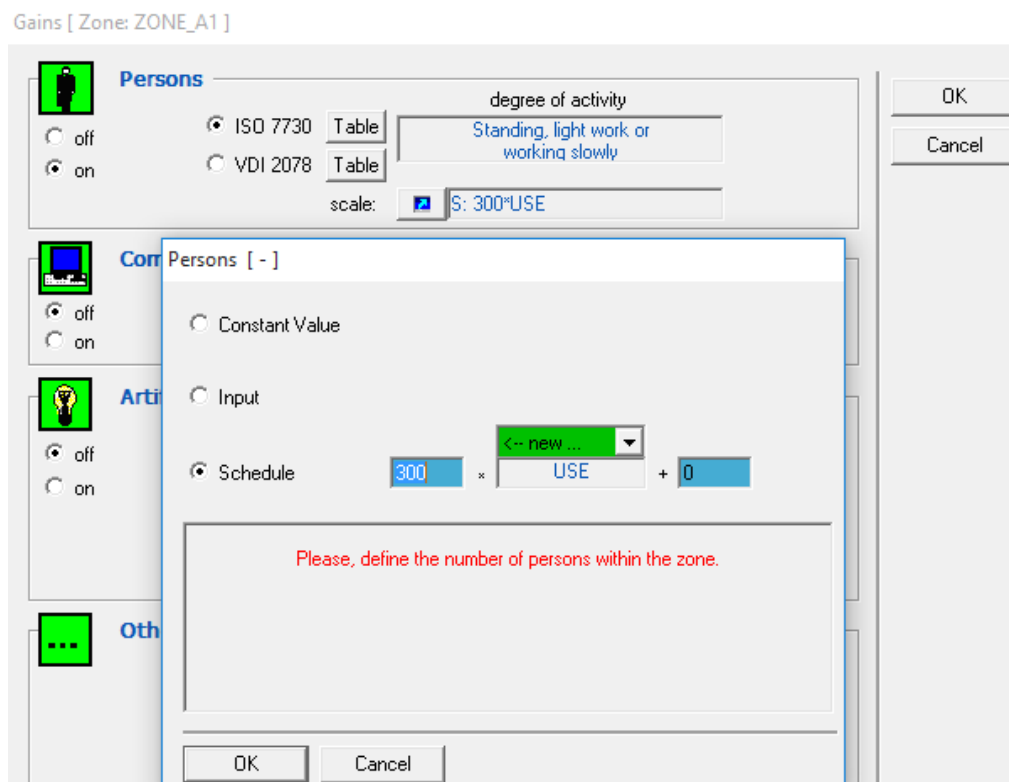
Στη συνέχεια θα διαμορφώσουμε την ημερήσια λειτουργία WORKDAY ορίζουμε να έχει την τιμή 1 μέχρι τις 22:00



Εικόνα 3.6-24: Καθορισμός ημερήσιου ωραρίου λειτουργίας του κτιρίου

3.6.1.2.3 Διαμόρφωση εσωτερικών φορτίων

Για να ορίσουμε τα εσωτερικά φορτία από τους ανθρώπους και το φωτισμό ανοίγουμε το παράθυρο των φορτίων (Gains) από το παράθυρο της θερμικής ζώνης. Για τους ανθρώπους επιλέγουμε τη βιβλιοθήκη ISO 7730 και την κατηγορία 5 για ανθρώπους που στέκονται και δουλεύουν ελαφρώς. Στη συνέχεια στο πεδίο scale επιλέγουμε Schedule και βάζουμε 300*USE αφού το USE είναι 1 όταν χρησιμοποιείται ο χώρος και 0 όταν κλείνει.

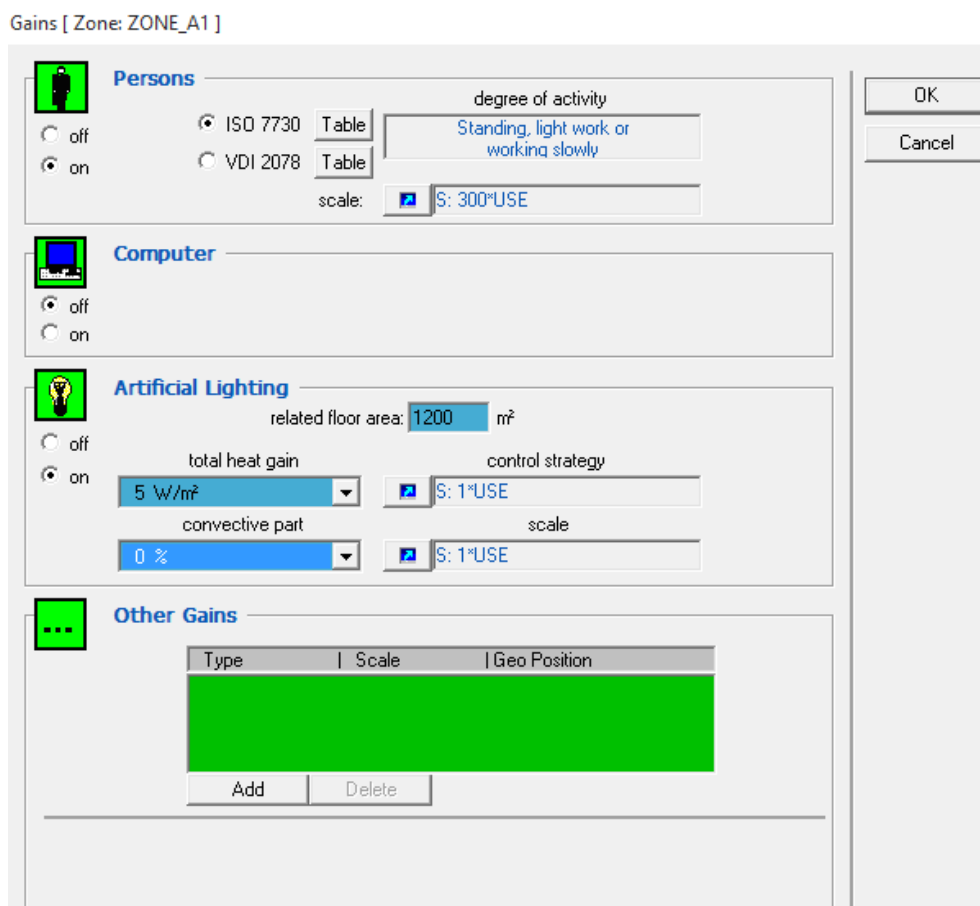


Εικόνα 3.6-25: Καθορισμός εσωτερικών φορτίων από ανθρώπους

Στη συνέχεια θα ορίσουμε τα φορτία από φωτισμό ενεργοποιώντας τον τεχνητό φωτισμό και ορίζοντας την επιφάνεια φωτισμού στα 1200 m², την στρατηγική ελέγχου 1*USE ώστε να λειτουργούν τις ώρες που το εκθεσιακός χώρος λειτουργεί και το μέγεθος πάλι 1*USE καθώς δεν επιθυμούμε προσάυξηση της ισχύος. Η ισχύς της ακτινοβολίας ανά τετραγωνικό μέτρο ορίζεται στα 5 W/m² και η μεταφορά λόγω συναγωγής 0% καθώς θα υποθέσουμε ότι χρησιμοποιούμε λάμπες LED οι οποίες δεν ανεβάζουν πολύ την θερμοκρασία των υλικών τους²³.

Τέλος διαγράφουμε τα υπόλοιπα εσωτερικά φορτία που έχουν οριστεί αυτόματα από το TRNSYS (Other Gains).

²³ Πηγή: <http://www.hvac.okstate.edu>



Εικόνα 3.6-26: Καθορισμός εσωτερικών φορτίων από φωτισμό

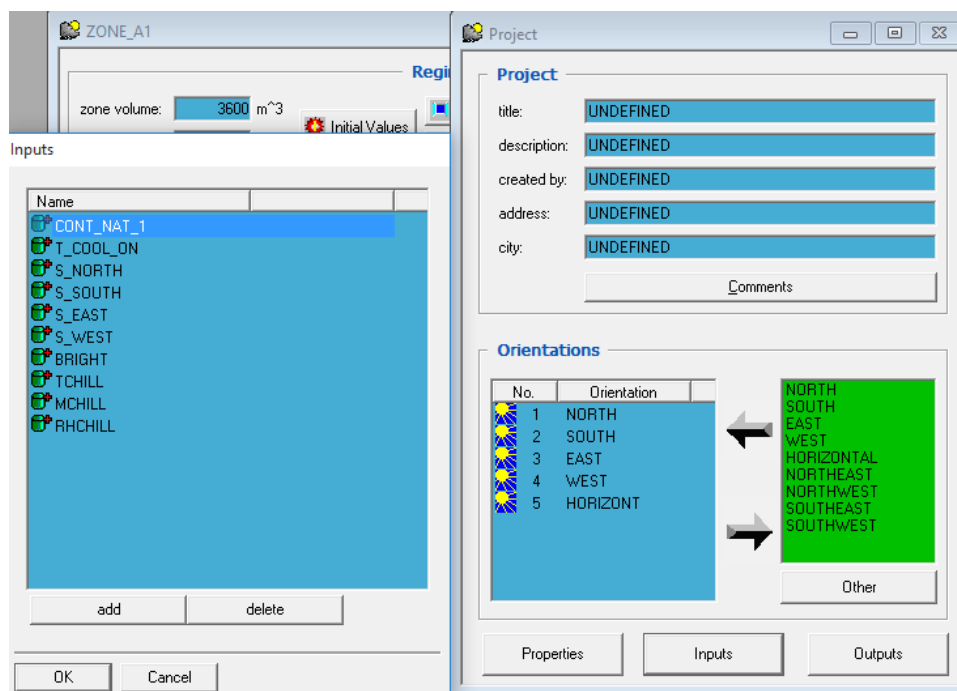
3.6.1.2.4 Διαμόρφωση εισόδων και εξόδων του μοντέλου κτιρίου στο TRNSYS

simulation studio

Το σύστημα κλιματισμού που θα χρησιμοποιήσουμε θα είναι παροχή κλιματισμένου αέρα από μέσω αεραγωγών στη θερμική ζώνη. Αυτό θα το μοντελοποιήσουμε μέσω του μηχανικού εξαερισμού που προσφέρει το TRNBuild (Ventilation) ορίζοντας τις εναλλαγές του αέρα ανά ώρα, την θερμοκρασία του εισερχόμενου αέρα και την σχετική του υγρασία. Καθώς το σύστημα κλιματισμού θα σχεδιαστεί εξωτερικά του κτιρίου στο TRNSYS simulation studio, πρέπει να προσθέσουμε στο μοντέλο του κτιρίου τρεις εισόδους:

- Θερμοκρασία του κλιματισμένου εισερχόμενου αέρα σε [°C] με όνομα TCHILL
- Σχετική υγρασία του κλιματισμένου εισερχόμενου αέρα [%] με όνομα RHCHILL
- Παροχή μάζας του κλιματισμένου εισερχόμενου αέρα σε [kg/hr] με όνομα MCHILL

Από το παράθυρο του Project στο TRNBuild επιλέγουμε τις εισόδους του μοντέλου (Inputs) και τις προσθέτουμε:

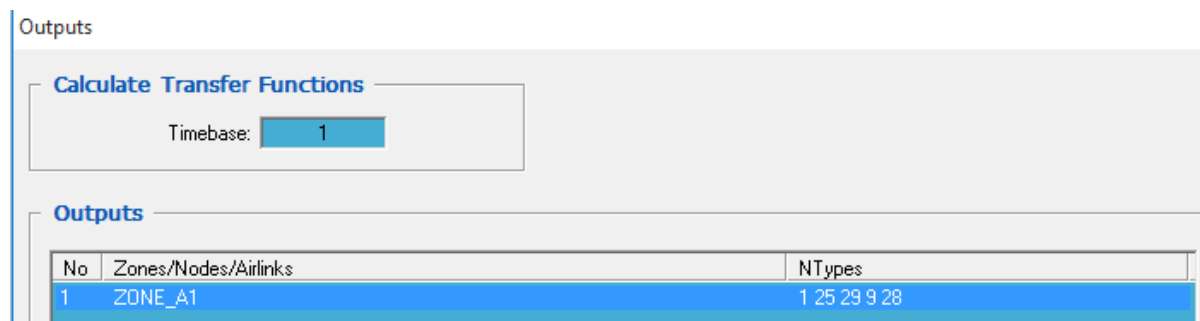


Εικόνα 3.6-27: Διαμόρφωση εισόδων του στοιχείου του κτιρίου

Οι εξόδοι που θα ορίσουμε από το μοντέλο του κτιρίου μας είναι:

- Η θερμοκρασία ξηρού βολβού του αέρα της θερμικής ζώνης [$^{\circ}\text{C}$]
- Η λειτουργική θερμοκρασία της ζώνης [$^{\circ}\text{C}$] η οποία είναι η θερμοκρασία που ορίζει τις συνθήκες άνεσης των ανθρώπων στο κτίριο. Η λειτουργική θερμοκρασία, δηλαδή, είναι η πραγματική θερμοκρασία που αντιλαμβάνεται ο άνθρωπος λαμβάνοντας υπόψιν την ακτινοβολία στο χώρο, την υγρασία του αέρα και την θερμοκρασία ξηρού βολβού του αέρα.
- Η σχετική υγρασία του αέρα της θερμικής ζώνης [%]
- Η απόλυτη υγρασία του αέρα της θερμικής ζώνης [$\text{kgH}_2\text{O}/\text{kgAir}$]
- Το ημερήσιο πρόγραμμα λειτουργίας του κτιρίου WORKDAY για την εποπτεία των αποτελεσμάτων κατά τη λειτουργία του και κατά τη νύκτα.

Για την προσθήκη εξόδων στο μοντέλο του κτιρίου επιλέγουμε τις εξόδους (Outputs) στο παράθυρο του project και κάνουμε διπλό κλικ στην υπάρχουσα ομάδα εξόδων της θερμικής ζώνης (ZONE_A1)

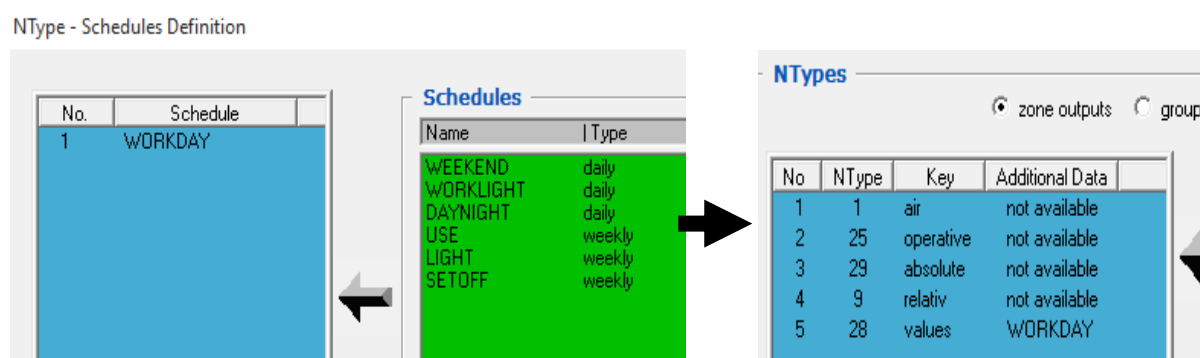


Εικόνα 3.6-28: Ομάδα εξόδων θερμικής ζώνης

Στη συνέχεια από το παράθυρο επιλογής των εξόδων από τη θερμική ζώνη επιλέγουμε από την κίτρινη λίστα την θερμοκρασία του αέρα TAIR, την σχετική υγρασία (RELHUM), την λειτουργική θερμοκρασία TOP και την απόλυτη υγρασία του αέρα. Για το ημερήσιο πρόγραμμα λειτουργίας του κτιρίου θα επιλέξουμε μέσω της επιλογής “values of all schedules” το πρόγραμμα “WORKDAY”.



Εικόνα 3.6-29: Επιλογή των μεταβλητών της θερμικής ζώνης που θα χρησιμοποιηθούν ως εξόδοι



Εικόνα 3.6-30: Προσθήκη του ωραρίου λειτουργίας του κτιρίου στις εξόδους

Έτσι τελειώνουμε τη διαμόρφωση των εξόδων του κτιρίου που μας ενδιαφέρουν στη μελέτη που θα κάνουμε.

3.6.1.2.5 Προσθήκη συστήματος εξαερισμού στο κτίριο

Στη συνέχεια θα διαμορφώσουμε τον μηχανικό εξαερισμό του χώρου (VENTMECH) ο οποίος θα χρησιμοποιεί τις εισόδους που ορίσαμε μέσω του Ventilation Type Manager στο κεντρικό παράθυρο του TRNBuild. Όπως βλέπουμε το σύστημα κλιματισμού δεν δέχεται ως είσοδο αέρα στη θερμική ζώνη την παροχή αέρα σε kg/hr που ορίσαμε ως είσοδο αλλά εναλλαγές αέρα ανά ώρα.

Έτσι θα διαμορφώσουμε τον κατάλληλο συντελεστή για να πολλαπλασιάζεται η παροχή μάζας του αέρα και να γίνεται σε εναλλαγές αέρα για τον όγκο της θεμρικής ζώνης που είναι 3600 m^3 .

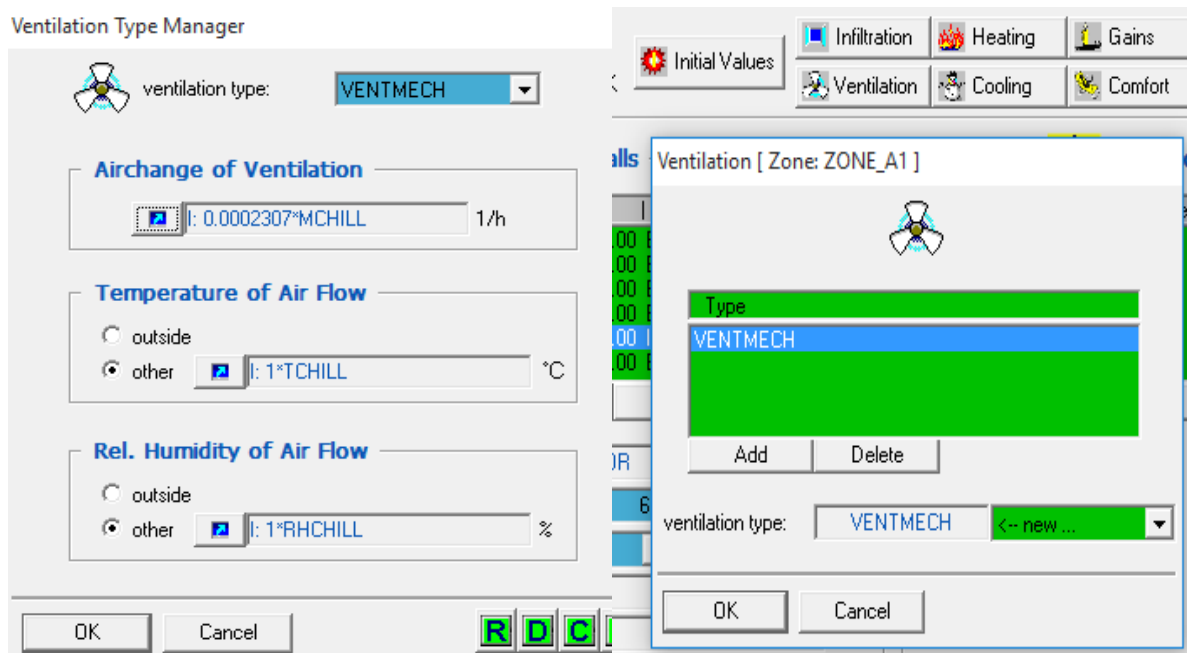
Για την μετατροπή αυτή χρειάζεται να μετατρέψουμε την παροχή μάζας σε παροχή όγκου. Για την μετατροπή αυτή θα λάβουμε την πυκνότητα του αέρα ίση με $1,204 \text{ kg/m}^3$:

$$I[1/h] = \frac{\dot{V}_{air} [m^3/hr]}{V_{zone} [m^3]} = \frac{\dot{m}_{air}}{\rho_{air} V_{zone}} = \frac{\dot{m}_{air} [kg/hr]}{1,204 \frac{kg}{m^3} \cdot 3600 m^3} \Rightarrow \quad 3.6-1$$

$$I[1/h] = 0.0002307 \cdot \dot{m}_{air} [1/hr]$$

Στη συνέχεια θα ορίσουμε η θερμοκρασία και η σχετική υγρασία του αέρα να έχουν τιμές των αντίστοιχων εισόδων καθώς δεν χρειάζονται μετατροπές.

Τέλος προσθέτουμε τον τύπο εξαερισμού που φτιάξαμε στη θερμική ζώνη από το παράθυρο της θεμρικής ζώνης επιλέγοντας το κουμπί Ventilation.



Εικόνα 3.6-31: Διαμόρφωση συστήματος εξαερισμού "VENTMECH"

Εικόνα 3.6-32: Προσθήκη του συστήματος εξαερισμού "VENTMECH" στη θερμική ζώνη

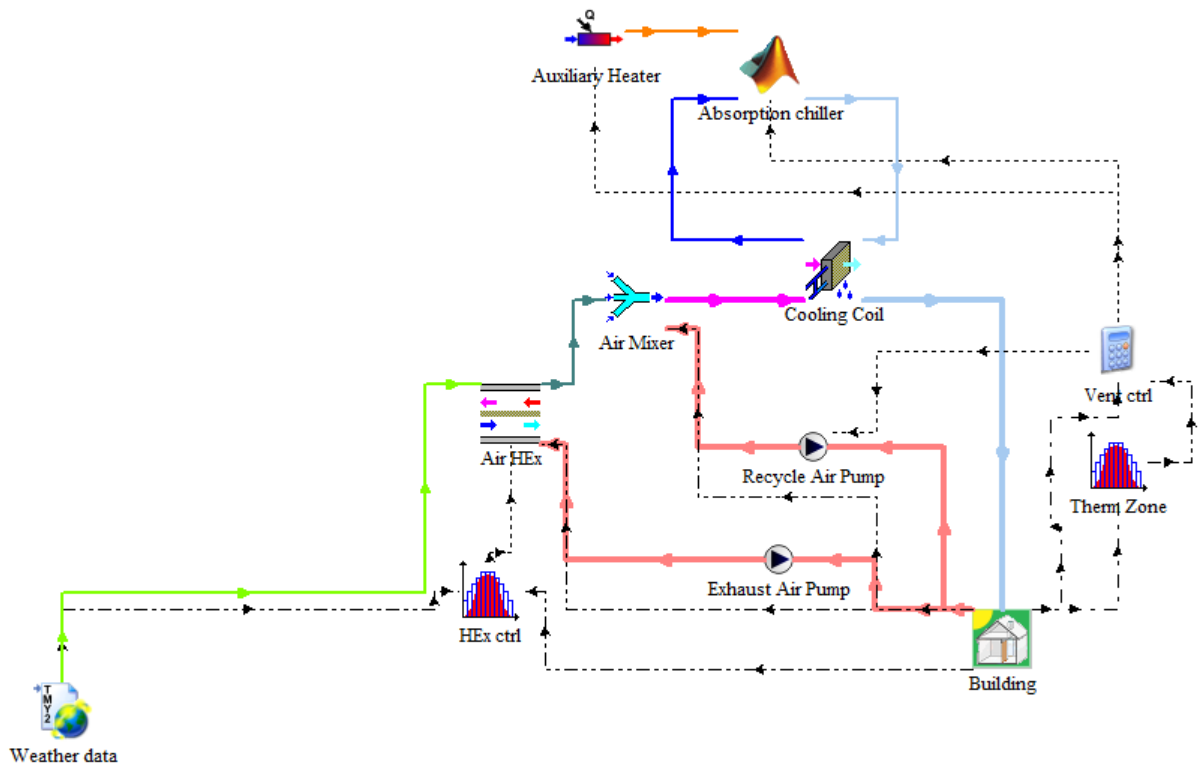
Σε αυτό το σημείο τελειώσαμε με την διαμόρφωση του κτιρίου και θα περάσουμε στην κατασκευή του συστήματος κλιματισμού του στο TRNSYS simulation studio

3.7 Διαμόρφωση συστήματος κλιματισμού του κτιρίου στο

TRNSYS simulation studio

Το σύστημα κλιματισμού που θα χρησιμοποιήσουμε για τον κλιματισμό του κτιρίου θα μοντελοποιηθεί από ένα σωληνοειδές ψυκτικό στοιχείο (cooling coil) το οποίο αναπαριστά την κεντρική κλιματιστική μονάδα και τροφοδοτείται με κρύο νερό από τον ψύκτη απορρόφησης. Ο αέρας από την κλιματιστική μονάδα θα στέλνεται στο κτίριο μέσω στοιχείων του TRNSYS που μοντελοποιούν του αεραγωγούς που χρησιμοποιούνται στη συνέχεια. Ο κρύος αέρας από το σωληνοειδές ψυκτικό στοιχείο στέλνεται στην θερμική ζώνη του κτιρίου μέσω των εισόδων του συστήματος εξαερισμού που αναλύσαμε στην παράγραφο 3.6.1.2.5. Στη συνέχεια ο αέρας από το σύστημα εξαερισμού απάγεται από το κτίριο και μέρος του αποβάλλεται στο περιβάλλον. Ίση ποσότητα νωπού αέρα με τον απορριπτόμενο αέρα ενώνεται με τον υπόλοιπο αέρα από τον εξαερισμό και στέλνεται στην κλιματιστική μονάδα. Σημαντική προσθήκη από άποψη εξοικονόμησης ενέργειας είναι ο εναλλάκτης προκλιματισμού του νωπού αέρα μέσω του απορριπτόμενου αέρα πριν αυτός απορριφθεί στο περιβάλλον. Συγκεκριμένα ο αέρας που προέρχεται από τον εξαερισμό του χώρου βρίσκεται προφανώς σε συνθήκες χαμηλότερης θερμοκρασίας από ότι το περιβάλλον καθώς ο χώρος είναι κλιματιζόμενος και κατά την εισαγωγή του στον εναλλάκτη προκλιματισμού απορροφά

θερμότητα από τον θερμότερο νωπό αέρα πριν αυτός ενωθεί με το υπόλοιπο ρεύμα του αέρα εξαερισμού, με αποτέλεσμα ο νωπός αέρας να προ κλιματίζεται και έτσι η απαιτούμενη ψυκτική ισχύς στην κεντρική κλιματιστική μονάδα να είναι μικρότερη. Κατά συνέπεια και η απαιτούμενη ψυκτική ισχύς του ψύκτη απορρόφησης θα είναι μικρότερη και αντίστοιχα η καταναλισκόμενη θερμική ενέργεια από αυτόν. Με αυτόν τον τρόπο επιτυγχάνουμε εξοικονόμηση ενέργειας. Η βασική διάταξη του συστήματος ακολουθεί στη συνέχεια:



Εικόνα 3.7-1: Σχεδιάγραμμα βασικής διάταξης του συστήματος κλιματισμού του κτιρίου

3.7.1 Διαμόρφωση βασικών στοιχείων του συστήματος

κλιματισμού

3.7.1.1 Διαμόρφωση Σωληνοειδούς ψυκτικού στοιχείου (Type 508)



Το σωληνοειδές ψυκτικό στοιχείο στην ουσία είναι ένας εναλλάκτης νερού-αέρα. Κρύο νερό εισάγεται στο στοιχείο και απάγει θερμότητα από τον θερμό αέρα, ψύχοντάς τον.

Στις παραμέτρους ορίζουμε την ειδική θερμότητα του ψυκτικού υγρού το οποίο είναι το νερό από τον ατμοποιητή του ψύκτη απορρόφησης, συνεπώς 4.19 kJ/kg.

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Free-Floating mode	0	-	More...		
2	Humidity mode	1	-	More...		
3	Liquid specific heat	4.190	kJ/kg.K	More...		

Εικόνα 3.7-2: Παράμετροι σωληνοειδούς ψυκτικού στοιχείου (Type 508)

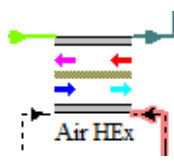
Στις εισόδους ορίζουμε το κλάσμα παράκαμψης του αέρα από τις σωληνώσεις του ψυκτικού στοιχείου στην προκαθορισμένη τιμή 0.15 για να γίνει η μοντελοποίηση του πραγματικού σωληνοειδούς ψυκτικού στοιχείου όπως αναλύεται στην παράγραφο 3.2.6. Ακόμα ορίζουμε τις απώλειες πίεσης του αέρα στο στοιχείο 0 καθώς σε όλη τη μελέτη θα αγνοήσουμε τις απώλειες πίεσης αφού κάνουμε θεωρητική μοντελοποίηση του συστήματος κλιματισμού χωρίς κατασκευαστική προσέγγιση του προβλήματος.

Οι υπόλοιπες είσοδοι θα συνδεθούν με τα υπόλοιπα στοιχεία.

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Fluid inlet temperature	10.0	C	More...		
2	Fluid flow rate	0.0	kg/hr	More...		
3	Air inlet temperature	20.0	C	More...		
4	Air humidity ratio	0.005	-	More...		
5	Not used	50.0	% (base 100)	More...		
6	Air flow rate	0.0	kg/hr	More...		
7	Air pressure	1.0	atm	More...		
8	Air-side pressure drop	0.0	atm	More...		
9	Coil bypass fraction	0.15	Fraction	More...		

Εικόνα 3.7-3: Είσοδοι σωληνοειδούς ψυκτικού στοιχείου (Type 508)

3.7.1.2 Διαμόρφωση εναλλάκτη προκλιματισμού (Type 667)

 Στις παραμέτρου του μοντέλου του εναλλάκτη αέρα – αέρα που χρησιμοποιούμε για την μοντελοποίηση του εναλλάκτη προκλιματισμού δεν αλλάζουμε κάποια τιμή καθώς όπως έχουμε αναφέρει οι καταναλώσεις ηλεκτρικής ενέργειας των βοηθητικών στοιχείων (όπως οι αντλίες και οι εναλλάκτες) θεωρούνται αμελητέες.

(final2.tpf) Air HEX

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Humidity mode	2	-	More...		
2	Rated power	671.1	kJ/hr	More...		

Εικόνα 3.7-4: Παράμετροι εναλλάκτη προκλιματισμού (Type 667)

Όπως είπαμε δεν επεμβαίνουμε στις πτώσεις πίεσης του αέρα και γι' αυτό θέτουμε τις απώλειες 0. Επίσης αφήνουμε τους συντελεστές αισθητής και λανθάνουσας απόδοσης στις προκαθορισμένες τους τιμές.

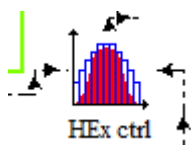
Επίσης αλλάζουμε τις μονάδες εισόδου της πίεσης του φρέσκου αέρα σε Pa ώστε να συμφωνούν με τις μονάδες εξόδου της ατμοσφαιρικής πίεσης στο μοντέλο καιρού από το οποίο θα συνδέσουμε τις συνθήκες εισόδου του φρέσκου αέρα. Οι μονάδες εισόδου του απορριπτόμενου και η τιμή της (1 atm) δεν χρειάζονται αλλαγή.

Το σήμα ελέγχου του εναλλάκτη ορίζει εάν ο εναλλάκτης θα επιτρέψει μέσω της διαπερατής μεμβράνης να υπάρξει συναλλαγή θερμότητας και υγρασίας μεταξύ των δύο ρευμάτων αέρα ώστε εάν η θερμοκρασία περιβάλλοντος είναι χαμηλότερη από την θερμοκρασία του χώρου να μην έχουμε θέρμανση του νωπού αέρα που εισάγεται με αποτέλεσμα να αυξάνεται το απαιτούμενο ψυκτικό φορτίο. Στην πραγματικότητα αυτό το πρόβλημα λύνεται με παράκαμψη του ενός ρεύματος αέρα μέσω αεραγωγού από τον εναλλάκτη, για αυτό το λόγο δίνεται και αυτή η επιλογή από το TRNSYS.

(final2.tpf) Air HEX

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
8	Not used	0.005	-	More...		
9	Fresh air %RH	50.0	-	More...		
10	Fresh air flow rate	0	kg/hr	More...		
11	Fresh air pressure	101325.028711	Pa	More...		
12	Fresh air pressure drop	0.0	atm	More...		
13	Sensible effectiveness	0.6	Fraction	More...		
14	Latent effectiveness	0.3	Fraction	More...		
15	On/Off Control Signal	1.0	-	More...		

Εικόνα 3.7-5: Είσοδοι εναλλάκτη προκλιματισμού (Type 667)



Για το σήμα ελέγχου θα χρησιμοποιήσουμε το μοντέλο της θα χρησιμοποιήσουμε το μοντέλο του θερμοστάτη ψύξεως (Type 672) με μηδενικό deadband, τιμή παρακολούθησης την θερμοκρασία περιβάλλοντος και θερμοκρασία ενεργοποίησης την θερμοκρασία του χώρου.

Οι υπόλοιπες εισοδοί θα συνδεθούν με άλλα στοιχεία.

Εικόνα 3.7-6: Συνδεσμολογία του θερμοστάτη του εναλλάκτη προκλιματισμού

3.7.1.3 Διαμόρφωση αντλίας παροχής απορριπτόμενου αέρα από τον

εξαερισμό του κτιρίου (Type 3)



Η αντλία του απορριπτόμενου αέρα θα παραλαμβάνει, στην πραγματικότητα, την απαιτούμενη μάζα αέρα από τους αεραγωγούς του κτιρίου και θα τον στέλνει στον εναλλάκτη προκλιματισμού για την ψύξη του εισερχόμενου αέρα πριν την απόρριψη στο περιβάλλον. Η παροχή της θα είναι ίση με την απαιτούμενη παροχή φρέσκου αέρα στο κτίριο καθώς διαφορετικά θα δημιουργούσαμε υπερπίεση ή υποπίεση στο κτίριο. Η αντλία αυτή θα έχει σταθερή παροχή κατά τη διάρκεια της λειτουργίας του κτιρίου και θα κλείνει μόνο τη νύκτα καθώς η ανανέωση του αέρα πρέπει να είναι συνεχής σε κτίρια με ανθρώπους όσο αυτοί βρίσκονται μέσα.

Η απαιτούμενη παροχή φρέσκου αέρα σε εμπορικό κτίριο σύμφωνα με την ASHRAE (ASHRAE, 2013) είναι $25\text{m}^3/\text{hr.person}$. Λαμβάνοντας πυκνότητα αέρα ίση με $1,204\text{ kg/m}^3$ έχουμε:

$$\dot{m}_{freshair} = \rho_{air} \cdot \dot{V}_{freshair} = 1,204 \frac{kg}{m^3} \cdot 300 persons \cdot 25 \frac{m^3}{hr \cdot person} \Rightarrow$$

$$\dot{m}_{freshair} = 9030 \frac{kg}{hr}$$

Για την μοντελοποίηση των μοτέρ - ανεμιστήρων που χρησιμοποιούνται στην πραγματικότητα εμείς επιλέγουμε να χρησιμοποιήσουμε την αντλία ρευστών που χρησιμοποιήσαμε και για το νερό γιατί όπως είπαμε θέλουμε να εξετάσουμε το σύστημά μας από πλευρά κατανάλωσης θερμικής ενέργειας από τον απορροφητή θεωρώντας τις καταναλώσεις ηλεκτρικής ισχύος, την προσαύξηση ενέργειας και την μεταβολή της υγρασίας στις αντλίες αέρα αμελητέες.

Άρα ορίζουμε την τιμή της απαραίτητης παροχής φρέσκου αέρα στην παροχή της αντλίας. Επίσης ορίζουμε και την ειδική θερμοχωρητικότητα του αέρα (1.012 kJ/kg K) ως του ρευστού στην αντλία.

(final2.tpf) Exhaust Air Pump

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Maximum flow rate	9030	kg/hr	More...		
2	Fluid specific heat	1.012	kJ/kg.K	More...		
3	Maximum power	240	kJ/hr	More...		
4	Conversion coefficient	0.05	-	More...		
5	Power coefficient	0.5	-	More...		

Εικόνα 3.7-7: Παράμετροι της αντλίας απορριπτόμενου αέρα (Type 3)

Η αντλία αυτή θα ελέγχεται από το ωράριο λειτουργίας WORKDAY που έχουμε ορίσει στο κτίριο:

(final2.tpf) Building -> Exhaust Air Pump

Variable	Value
1- (air temperature of zone) TAIR 1	Inlet fluid temperature 26
2- (operative room temperatu...) TOP 1	Inlet mass flow rate 10800
3- (relativ humidity of zone...) RELHUM 1	Control signal 1
4- (absolute air humidity) ABSHUM 1	
5- (values of schedule WORKD...) WORKDAY	

Εικόνα 3.7-8: Σύνδεση του ωραρίου λειτουργίας του κτιρίου με το σήμα ελέγχου της αντλίας απορριπτόμενου αέρα

3.7.1.4 Διαμόρφωση αντλίας παροχής αέρα ανακύκλωσης από τον

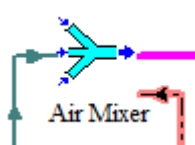
εξαερισμό του κτιρίου (Type 3)



Στο σύστημα του εξαερισμού θα χρησιμοποιήσουμε και δεύτερο μοτέρ μέσω του μοντέλου της αντλίας αέρα χωρίς μεταβολές υγρασίας που χρησιμοποιήσαμε και για τον απορριπτόμενο αέρα. Η συγκεκριμένη αντλία θα λειτουργεί όταν υπάρχει ανάγκη για κλιματισμό του χώρου και θα στέλνει ανακυκλωμένο αέρα στο ρεύμα του προκλιματισμένου νωπού αέρα για να αναμειχθούν πριν εισέλθουν στο σωληνοειδές ψυκτικό στοιχείο. Ο ανακυκλωμένος αέρας θα βρίσκεται ήδη στην απαιτούμενη θερμοκρασία κλιματισμού του χώρου. Εάν ο νωπός αέρας μετά τον εναλλάκτη προκλιματισμού έχει χαμηλότερη θερμοκρασία από τον αέρα του χώρου (π.χ. $<26^{\circ}\text{C}$) τότε η ανάμειξή του με τον νωπό αέρα θα ανεβάζει τη θερμοκρασία του μίγματος αέρα που θα στέλνεται προς ψύξη στο ψυκτικό στοιχείο με αποτέλεσμα να αυξάνεται και η απαίτηση του ψυκτικής ισχύος. Ωστόσο αυτό είναι αναγκαίο καθώς στο κτίριο θα πρέπει να στέλνεται αρκετή παροχή αέρα ώστε να μπορεί να παραλαμβάνει τα απαιτούμενα ψυκτικά φορτία. Για αυτό το λόγο και η παροχή του αέρα ανακύκλωσης θα καθοριστεί στην παραμετρική μελέτη του συστήματος ως η ελάχιστη απαιτούμενη. Στην περίπτωση που ο νωπός αέρας μετά τον εναλλάκτη προκλιματισμού είναι σε υψηλότερη θερμοκρασία από ότι ο αέρας ανακύκλωσης τότε θα έχουμε μείωση της θερμοκρασίας του μίγματος με την ανάμειξη και έτσι λιγότερη απαιτούμενη ψυκτική ισχύ, γεγονός που ευνοεί το σύστημά μας.

Η μόνη επέμβαση που κάνουμε σε αυτό το στάδιο στην αντλία είναι η αλλαγή της ειδικής θερμοχωρητικότητας του ρευστού σε 1.012 kJ/kg K όπως στην αντλία του απορριπτόμενου αέρα.

3.7.1.5 Αεραγωγός μίξης ρευμάτων αέρα (Type 648)



Για την ανάμειξη του νωπού αέρα μετά τον εναλλάκτη προκλιματισμού με τον αέρα ανακύκλωσης χρησιμοποιούμε αεραγωγό μίξης ρευμάτων αέρα ο οποίος προσομοιώνεται με το μοντέλο 648.

Στις παραμέτρους του μοντέλου ορίζουμε τον αριθμό των αναμιγνυόμενων ρευμάτων αέρα σε 2.

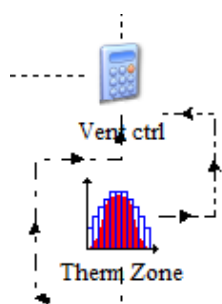
(final2.tpf) Air Mixer

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Humidity mode	2	-	More...		
2	Number of inlet ports	2	-	More...		

Εικόνα 3.7-9: Παράμετροι του αεραγωγού μίξης ρευμάτων αέρα (Type 648)

Στις εισόδους του μοντέλου συνδέουμε τις συνθήκες των εισερχόμενων ρευμάτων αέρα και τις παροχές τους. Στην είσοδο 1 θα συνδέσουμε τον νωπό αέρα εξερχόμενο από τον εναλλάκτη προκλιματισμού και την είσοδο 2 τον αέρα ανακύκλωσης από την αντλία παροχής αέρα ανακύκλωσης. Οι απώλειες πίεσεως αμελούνται και τις αφήνουμε μηδενικές στις εισόδους.

3.7.1.6 Διαμόρφωση θερμοστάτη κτιρίου (Type 672)



Ο θερμοστάτης του κτιρίου θα παρακολουθεί τη λειτουργική θερμοκρασία της θερμικής ζώνης του κτιρίου και όταν αυτή ξεπεράσει του 26°C κατά το ωράριο λειτουργίας του (WORKDAY) θα δίνει σήμα εκκίνησης λειτουργίας στην αντλία του αέρα ανακύκλωσης, στον ψύκτη απορρόφησης και στην βοηθητική πηγή θερμότητας ώστε να θερμαίνει το εισερχόμενο ζεστό νερό στον ψύκτη απορρόφησης εάν αυτό χρειάζεται. Η τιμή των 26°C αποτελεί μία μέση θερμοκρασία άνεσης για την καλοκαιρινή περίοδο όπως φαίνεται στο Διάγραμμα 3.7-3: Συνθήκες

άνεσης για χειμώνα και καλοκαίρι

Ορίζουμε λοιπόν κατά τα γνωστά μηδενικό dead band επειδή δεν θέλουμε επιδράσεις υστέρησης και θερμοκρασία λειτουργίας 26°C.

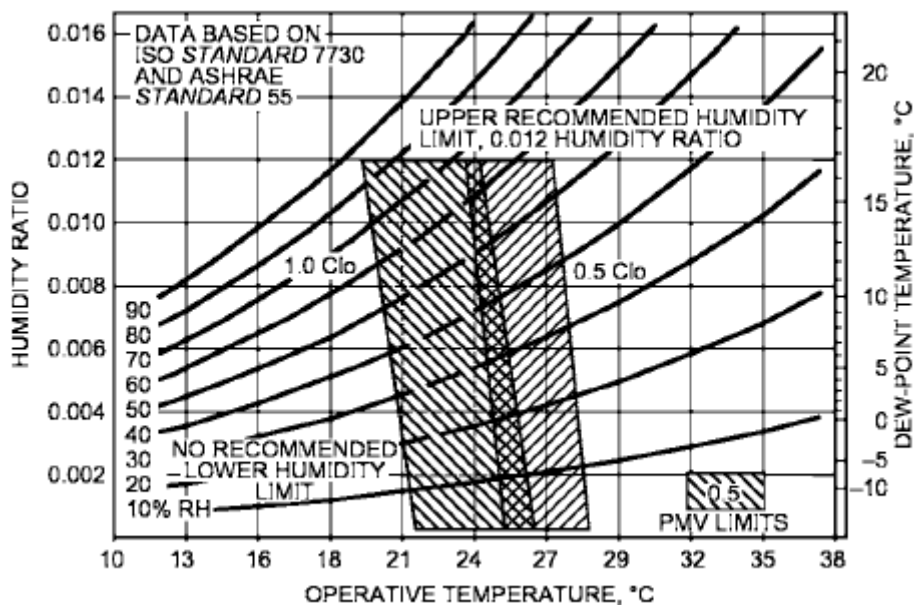
(final2.tpf) Therm Zone

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Number of Levels	1	-			More...
2	# oscillations permitted	5	-			More...
3	Staged Cooling?	1	-			More...
4	Controller dead band	0		any		More...

Διάγραμμα 3.7-1: Παράμετροι του θερμοστάτη της θερμικής ζώνης (Type 672)

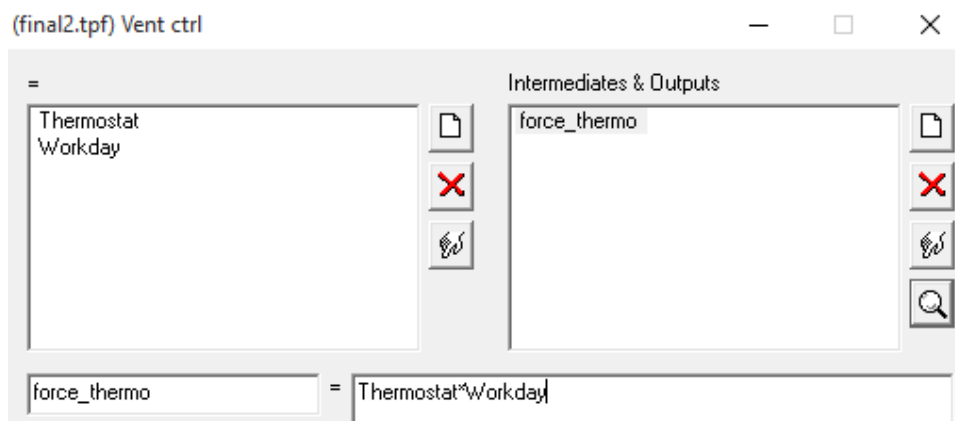
Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Value to watch	20.0		any		More...
2	Setpoint	26		any		More...

Διάγραμμα 3.7-2: Είσοδοι του θερμοστάτη της θερμικής ζώνης (Type 672)



Διάγραμμα 3.7-3: Συνθήκες άνεσης για χειμώνα και καλοκαίρι²⁴

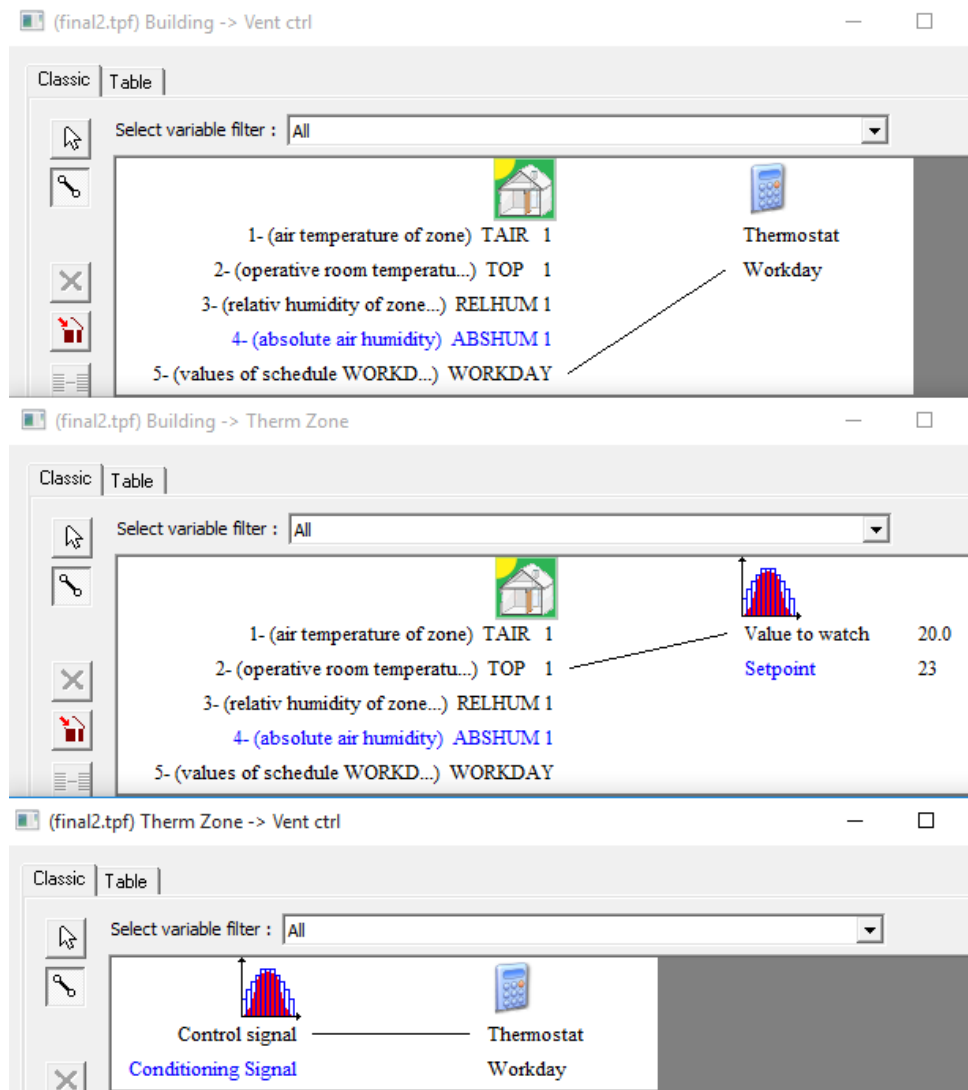
Για τον έλεγχο του ωραρίου λειτουργίας του κτιρίου για την εκκίνηση του κλιματιστικού συστήματος χρησιμοποιούμε το μοντέλο εξισώσεων (Vent ctrl) το οποίο θα πολλαπλασιάζει το σήμα για το ωράριο λειτουργίας WORKDAY (0 ή 1) με το σήμα του θερμοστάτη (0 ή 1) έτσι θα εξασφαλίζουμε ότι το σύστημα κλιματισμού θα μπορεί να λειτουργεί μόνο εάν χρησιμοποιείται το κτίριο.



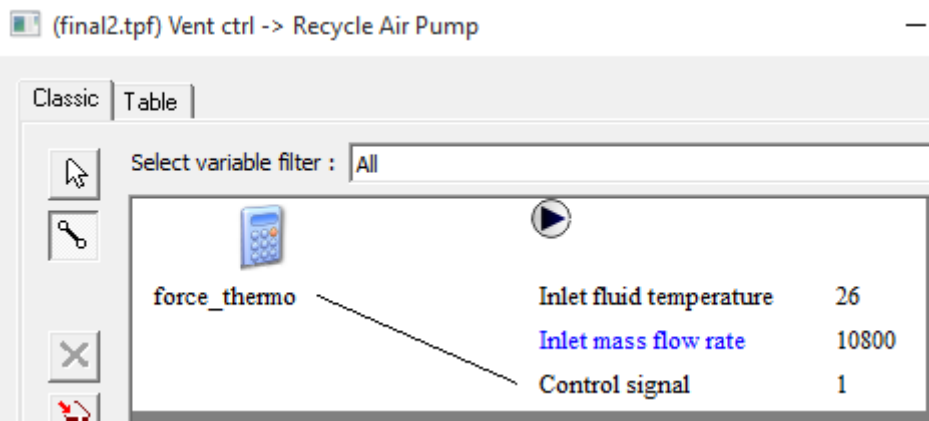
Εικόνα 3.7-10: Σήμα ελέγχου του θερμοστάτη της θερμικής ζώνης του κτιρίου

Οι συνδέσεις του θερμοστάτη και του μοντέλου εξισώσεων διαμορφώνονται ως εξής:

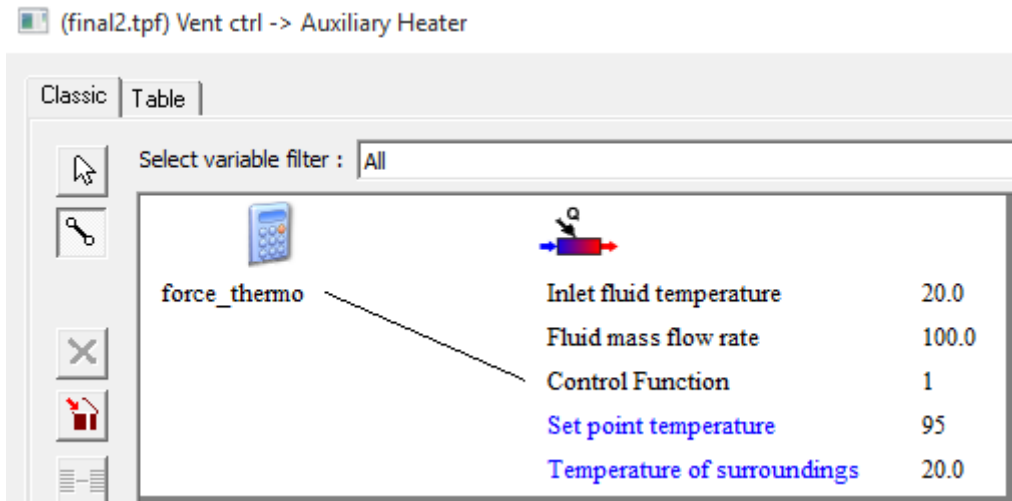
²⁴ Πηγή: 2013 ASHRAE HANDBOOK – FUNDAMENTALS



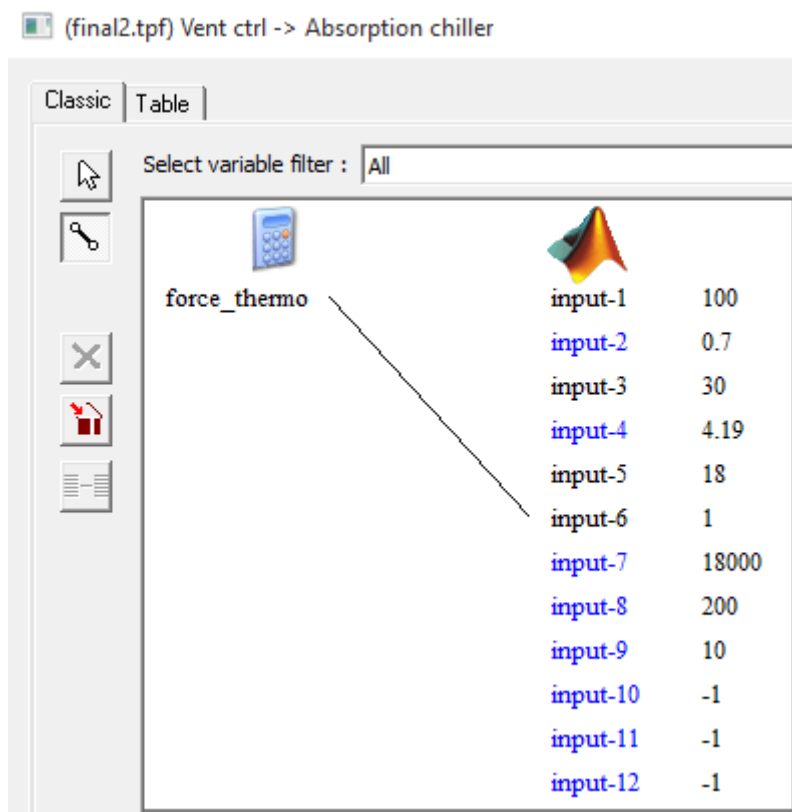
Εικόνα 3.7-11: Συνδεσμολογία του θερμοστάτη της θερμικής ζώνης του κτιρίου



Εικόνα 3.7-12: Σύνδεση σήματος ελέγχου στην αντλία απορριπτόμενου αέρα



Εικόνα 3.7-13: Σύνδεση σήματος ελέγχου στην βοηθητική πηγή θερμότητας



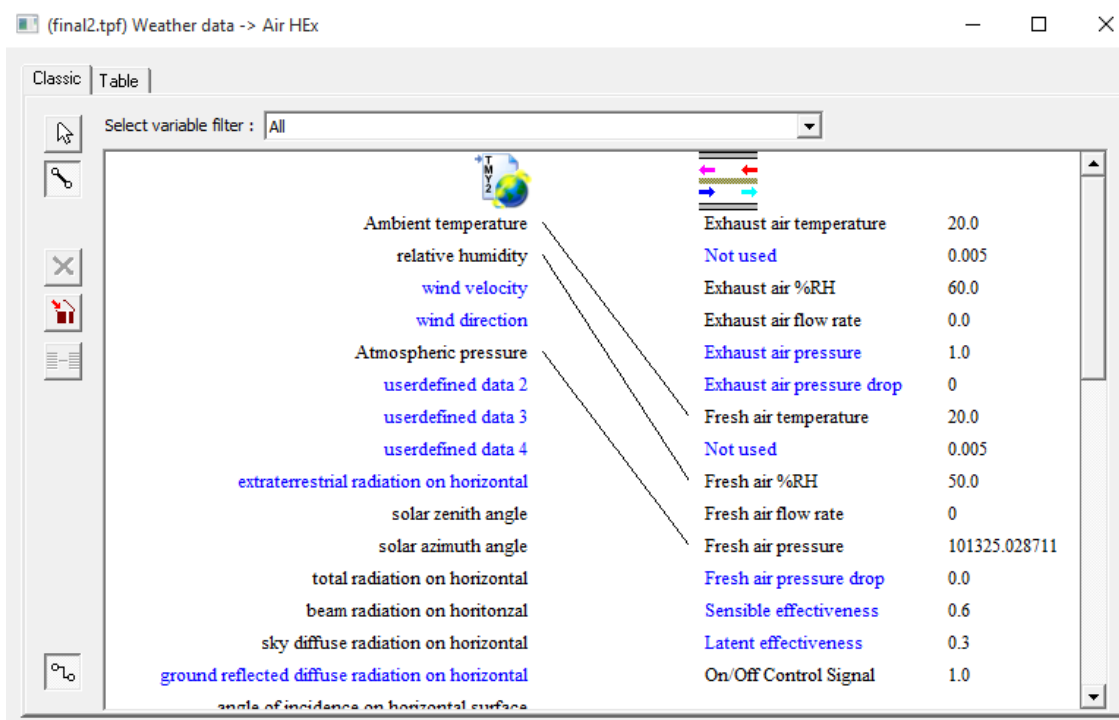
Εικόνα 3.7-14: Σύνδεση σήματος ελέγχου στον ψύκτη απορρόφησης

3.7.2 Διαμόρφωση συνδέσεων βασικών στοιχείων του συστήματος

κλιματισμού

3.7.2.1 Μοντέλο καιρού – Εναλλάκτης προκλιματισμού

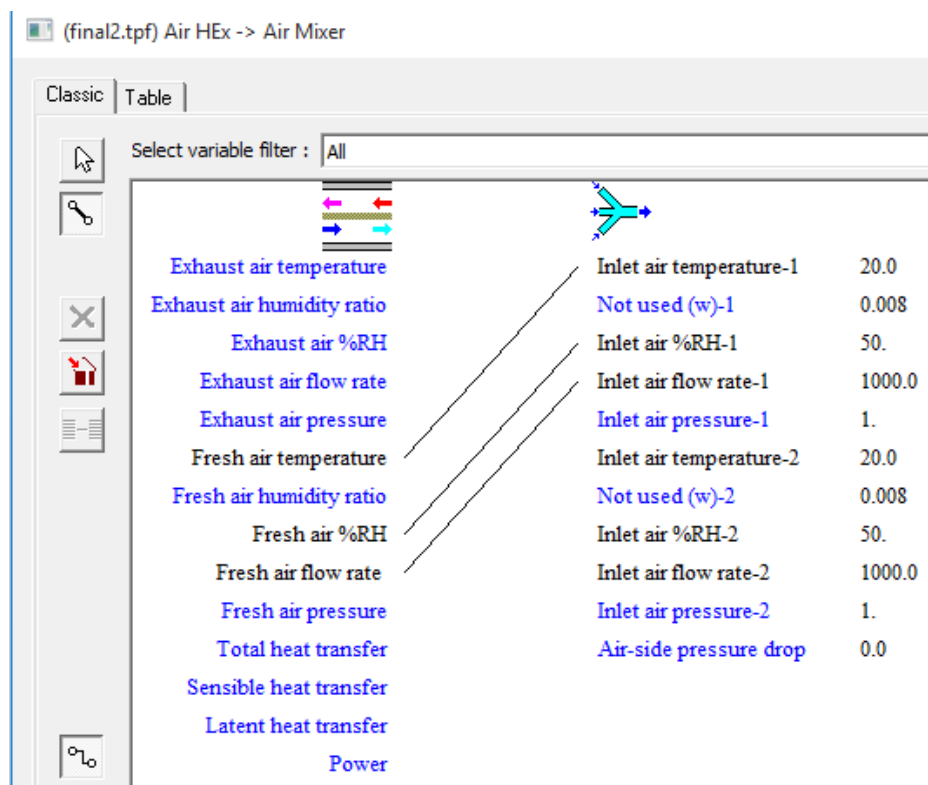
Συνδέουμε την θερμοκρασία, την σχετική υγρασία του περιβάλλοντος και την ατμοσφαιρική πίεση από το μοντέλο καιρού με τη θερμοκρασία, την σχετική υγρασία και την πίεση εισόδου του φρέσκου αέρα στον εναλλάκτη προκλιματισμού.



Εικόνα 3.7-15: Σύνδεση του μοντέλου καιρού με τον εναλλάκτη προκλιματισμού

3.7.2.2 Εναλλάκτης κλιματισμού - αεραγωγός μίξης ρευμάτων αέρα

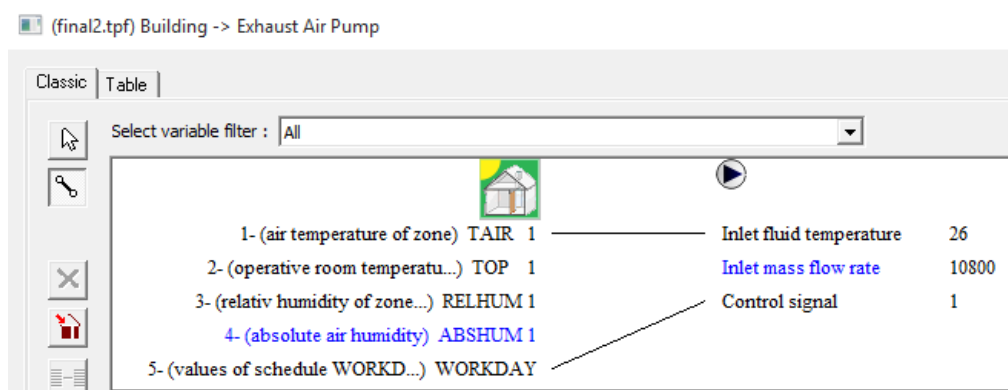
Συνδέουμε στην είσοδο 1 τις συνθήκες και την παροχή μάζας του νωπού αέρα που εξέρχεται από τον εναλλάκτη προκλιματισμού στην είσοδο 1 του αεραγωγού μίξης.



Εικόνα 3.7-16: Σύνδεση εναλλάκτη προκλιματισμού με τον αεραγωγό μίξης ρευμάτων αέρα

3.7.2.3 Κτίριο – αντλία απορριπτόμενου αέρα – εναλλάκτης προκλιματισμού

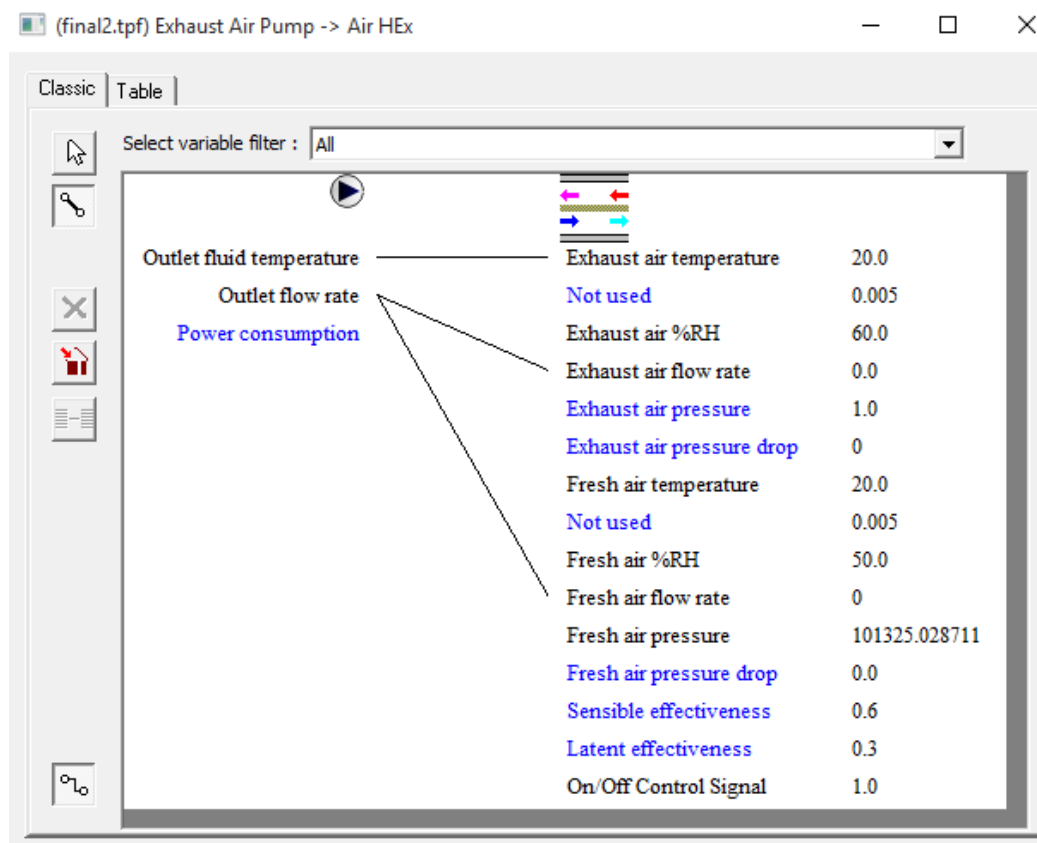
Η αντλία δέχεται σαν είσοδο από το κτίριο την θερμοκρασία του αέρα της θερμικής ζώνης. Η παροχή του συστήματος εξαερισμού από το κτίριο δεν ορίζεται αφού όπως αναλύσαμε στο κεφάλαιο 3.6.1.2.5 «Προσθήκη συστήματος εξαερισμού στο κτίριο» το σύστημα εξαερισμού δέχεται σαν είσοδο τις εναλλαγές αέρα και τις προσομοιώνει θερμικά με αυτόματο τρόπο. Ακόμα συνδέουμε και το ωράριο λειτουργίας όπως είδαμε στο κεφάλαιο 3.7.1.3.



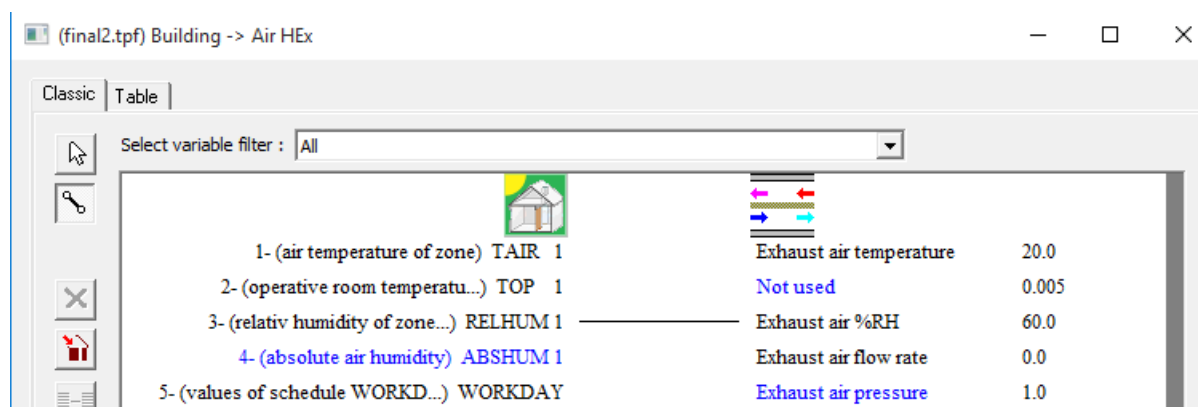
Εικόνα 3.7-17: Σύνδεση της θερμικής ζώνης του κτιρίου με την αντλία απορριπτόμενου αέρα

Στη συνέχεια συνδέουμε την εξερχόμενη παροχή της αντλίας με την εισερχόμενη παροχή του απορριπτόμενου και του φρέσκου αέρα στον εναλλάκτη αέρα καθώς όπως είπαμε (κεφάλαιο

3.7.1.3) πρέπει να είναι ίσες. Για την σχετική υγρασία του εισερχόμενου αέρα στον εναλλάκτη συνδέουμε την σχετική υγρασία της θερμικής ζώνης καθώς η αντλία δεν δέχεται εισόδους υγρασίας του αέρα. Η εισερχόμενη πίεση του απορριπτόμενου αέρα στον εναλλάκτη δίνεται με σταθερή τιμή στις εισόδους του ίση με 1 atm καθώς θεωρούμε τις απώλειες πίεσεως παντού μηδενικές.



Εικόνα 3.7-18: Σύνδεση αντλίας απορριπτόμενου αέρα με τον εναλλάκτη προκλιματισμού



Εικόνα 3.7-19: Σύνδεση της θερμικής ζώνης του κτιρίου με τον εναλλάκτη προκλιματισμού

3.7.2.4 Κτίριο – αντλία αέρα ανακύκλωσης – αεραγωγός μίξης ρευμάτων

αέρα

Η αντλία αέρα ανακύκλωσης δέχεται και αυτή σαν είσοδο από το κτίριο την θερμοκρασία του αέρα της θερμικής ζώνης. Η παροχή του συστήματος εξαερισμού από το κτίριο δεν ορίζεται αφού όπως αναλύσαμε στο κεφάλαιο 3.6.1.2.5 το σύστημα εξαερισμού δέχεται σαν είσοδο τις εναλλαγές αέρα και τις προσομοιώνει θερμικά με αυτόματο τρόπο.

(final2.tpf) Building -> Recycle Air Pump

Classic		Table	
Select variable filter : All			
1- (air temperature of zone) TAIR	1	Inlet fluid temperature	26
2- (operative room temperatu...)	TOP	Inlet mass flow rate	10800
3- (relativ humidity of zone...)	RELHUM	Control signal	1
4- (absolute air humidity) ABSHUM	1		
5- (values of schedule WORKD...)	WORKDAY		

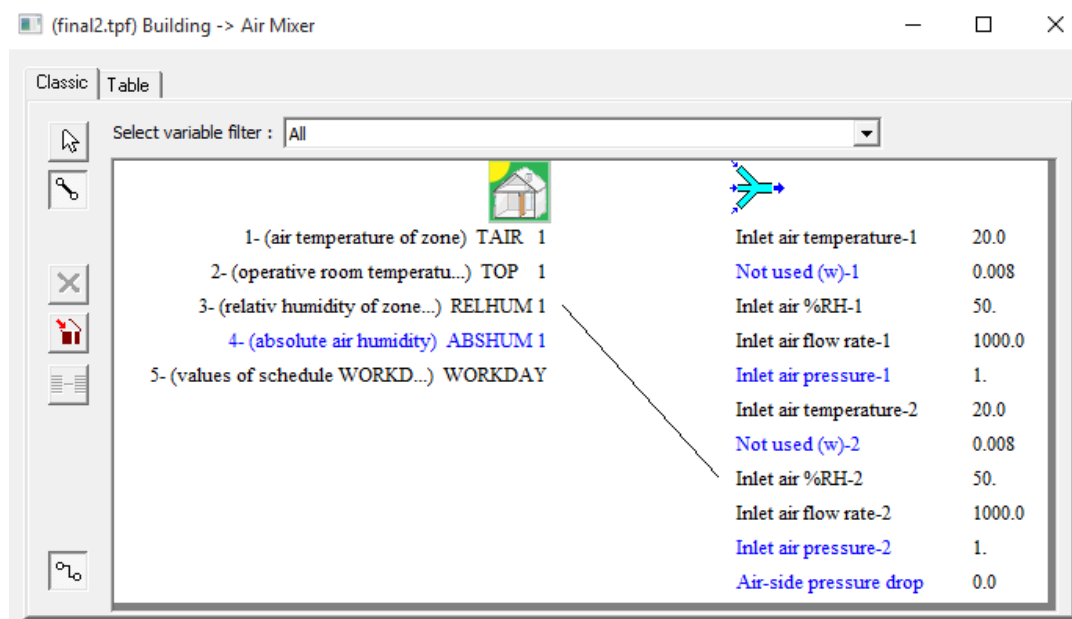
Εικόνα 3.7-20: Σύνδεση της θερμικής ζώνης του κτιρίου με την αντλία του αέρα ανακύκλωσης

Στη συνέχεια συνδέουμε την εξερχόμενη παροχή της αντλίας με την εισερχόμενη παροχή στην είσοδο 2 του αεραγωγού μίξης. Για την σχετική υγρασία του εισερχόμενου αέρα ανακύκλωσης στη είσοδο 2 συνδέουμε την σχετική υγρασία της θερμικής ζώνης καθώς η αντλία δεν δέχεται εισόδους υγρασίας του αέρα. Η εισερχόμενη πίεση του αέρα ανακύκλωσης στον αεραγωγό μίξης δίνεται με σταθερή τιμή ίση με 1 atm καθώς θεωρούμε τις απώλειες πίεσεως παντού μηδενικές.

(final2.tpf) Recycle Air Pump -> Air Mixer

Classic		Table	
Select variable filter : All			
Outlet fluid temperature		Inlet air temperature-1	20.0
Outlet flow rate		Not used (w)-1	0.008
Power consumption		Inlet air %RH-1	50.
		Inlet air flow rate-1	1000.0
		Inlet air pressure-1	1.
		Inlet air temperature-2	20.0
		Not used (w)-2	0.008
		Inlet air %RH-2	50.
		Inlet air flow rate-2	1000.0
		Inlet air pressure-2	1.
		Air-side pressure drop	0.0

Εικόνα 3.7-21: Σύνδεση της αντλίας του αέρα ανακύκλωσης με τον αεραγωγό μίξης ρευμάτων αέρα

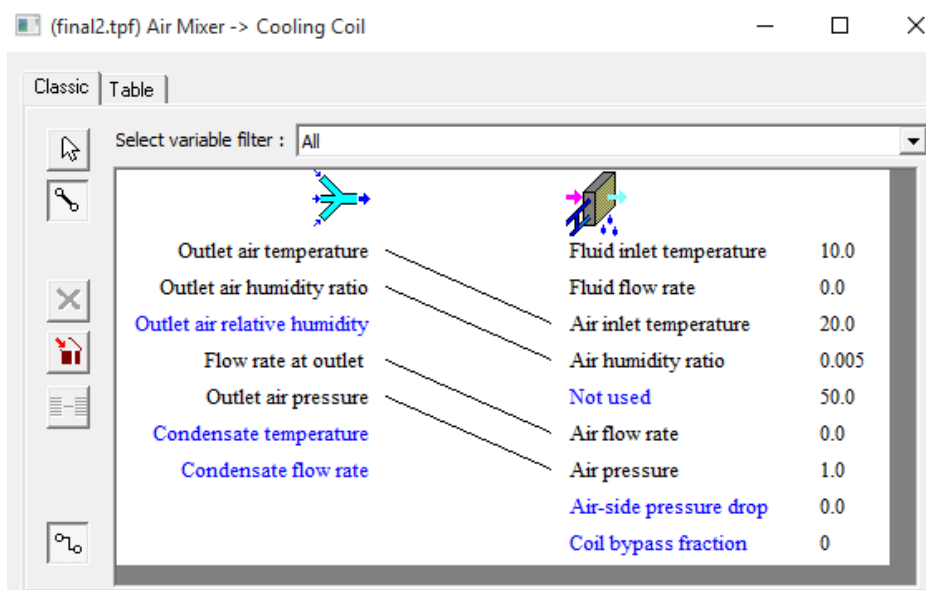


Εικόνα 3.7-22: Σύνδεση της θερμικής ζώνης του κτιρίου με τον αεραγωγό μίξης ρευμάτων αέρα

3.7.2.5 Αεραγωγός μίξης αέρα – σωληνοειδές ψυκτικό στοιχείο – Ψύκτης απορρόφησης

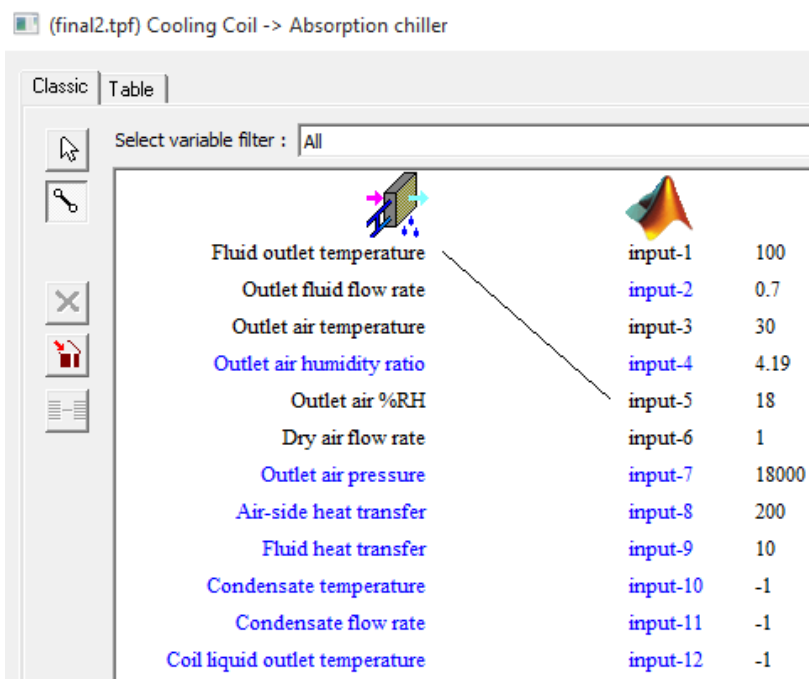
Αφού τα ρεύματα του αέρα ανακύκλωσης και του νωπού αέρα έχουν αναμειχθεί στέλνονται στο ψυκτικό στοιχείο ώστε να ψυχθούν από το κρύο νερό που κυκλοφορεί στις σωληνώσεις και προέρχεται από τον ψύκτη απορρόφησης. Μετά την πρόσδοση θερμότητας στο κρύο νερό από τον θερμότερο αέρα το νερό επιστρέφει στον ψύκτη απορρόφησης για να ψυχθεί ξανά και να σταλεί πίσω στο ψυκτικό στοιχείο. Έτσι τελικά τα ψυκτικά φορτία του χώρου καλύπτονται από ψύκτη απορρόφησης μέσω του κλειστού κυκλώματος του νερού.

Στη σύνδεση του αεραγωγού μίξης αέρα με το σωληνοειδές ψυκτικό στοιχείο ενώνουμε τις παροχές μάζας και τις συνθήκες του ενιαίου πλέον ρεύματος αέρα. Επειδή το ψυκτικό στοιχείο δεν δέχεται ως είσοδο τη σχετική υγρασία θα συνδέσουμε την απόλυτη υγρασία.

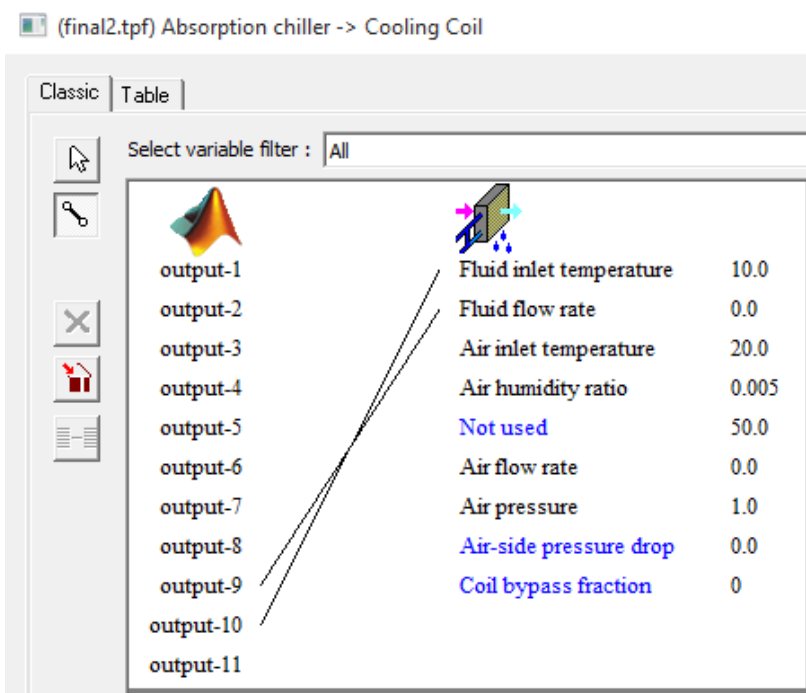


Εικόνα 3.7-23: Σύνδεση αεραγωγού μίξης ρευμάτων αέρα με το σωληνοειδές ψυκτικό στοιχείο

Τέλος συνδέουμε τη θερμοκρασία εξόδου του κρύου νερού από το ψυκτικό στοιχείο με την είσοδο του κρύου νερού στον ατμοποιητή του ψύκτη απορρόφησης και την έξοδο του κρύου νερού από τον ατμοποιητή πίσω στην είσοδο του κρύου νερού του ψυκτικού στοιχείου. Ακόμα συνδέουμε την παροχή του κρύου νερού από τον ψύκτη απορρόφησης με την παροχή του εισερχόμενου νερού στο ψυκτικό στοιχείο αφού η παροχή αυτή ορίζεται όπως είδαμε στο κεφάλαιο 2.2.4, από τον ψύκτη απορρόφησης.



Εικόνα 3.7-24: Σύνδεση του σωληνοειδούς ψυκτικού στοιχείου με το ψύκτη απορρόφησης



Εικόνα 3.7-25: Σύνδεση του σωληνοειδούς ψυκτικού στοιχείου με τον ψύκτη απορρόφησης

3.7.2.6 Σωληνοειδές ψυκτικό στοιχείο – Κτίριο

Το σωληνοειδές ψυκτικό στοιχείο στέλνει τον ψυχρό πλέον αέρα στο κτίριο ώστε αυτός να εισαχθεί στο σύστημα εξαερισμού του κτιρίου. Συνδέουμε λοιπόν την παροχή, την θερμοκρασία και την σχετική του υγρασία με τις αντίστοιχες εισόδους που δημιουργήσαμε στο κεφάλαιο 3.6.1.2.5 «Προσθήκη συστήματος εξαερισμού στο κτίριο».

(final2.tpf) Cooling Coil -> Building

Classic | Table

Select variable filter : All

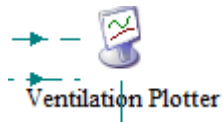
Fluid outlet temperature	1- TAMB (AMBIENT TEMPERATURE)	0
Outlet fluid flow rate	2- ARELHUM (RELATIVE AMBIENT HUMIDITY)	0
Outlet air temperature	3- TSKY (FIKTIVE SKY TEMPERATURE)	0
Outlet air humidity ratio	4- ITNORTH (INCIDENT RADIATION FOR ORIENTATION NORTH)	0
Outlet air %RH	5- ITSOUTH (INCIDENT RADIATION FOR ORIENTATION SOUTH)	0
Dry air flow rate	6- ITEAST (INCIDENT RADIATION FOR ORIENTATION EAST)	0
Outlet air pressure	7- ITWEST (INCIDENT RADIATION FOR ORIENTATION WEST)	0
Air-side heat transfer	8- ITHORIZONT (INCIDENT RADIATION FOR ORIENTATION HORIZONTAL)	0
Fluid heat transfer	9- IBNORTH (INCIDENT BEAM RADIATION FOR ORIENTATION NORTH)	0
Condensate temperature	10- IBSOUTH (INCIDENT BEAM RADIATION FOR ORIENTATION SOUTH)	0
Condensate flow rate	11- IBEAST (INCIDENT BEAM RADIATION FOR ORIENTATION EAST)	0
Coil liquid outlet temperature	12- IBWEST (INCIDENT BEAM RADIATION FOR ORIENTATION WEST)	0
Coil liquid flow rate	13- IBHORIZONT (INCIDENT BEAM RADIATION FOR ORIENTATION HORIZONTAL)	0
Bypass liquid outlet temperature	14- AINORTH (ANGLE OF INCIDENCE FOR ORIENTATION NORTH)	0
Bypass liquid flow rate	15- AISOUTH (ANGLE OF INCIDENCE FOR ORIENTATION SOUTH)	0
Bypass fraction for liquid-side	16- AIEAST (ANGLE OF INCIDENCE FOR ORIENTATION EAST)	0
	17- AIWEST (ANGLE OF INCIDENCE FOR ORIENTATION WEST)	0
	18- AIHORIZONT (ANGLE OF INCIDENCE FOR ORIENTATION HORIZONTAL)	0
	19- CONT_NAT_1 (INPUT)	0
	20- T_COOL_ON (INPUT)	0
	21- S_NORTH (INPUT)	0
	22- S_SOUTH (INPUT)	0
	23- S_EAST (INPUT)	0
	24- S_WEST (INPUT)	0
	25- BRIGHT (INPUT)	0
	26- TCHILL (INPUT)	0
	27- MCHILL (INPUT)	0
	28- RHCHILL (INPUT)	0

Εικόνα 3.7-26: Σύνδεση σωληνοειδούς ψυκτικού στοιχείου με το σύστημα εξαερισμού της θερμικής ζώνης του κτιρίου

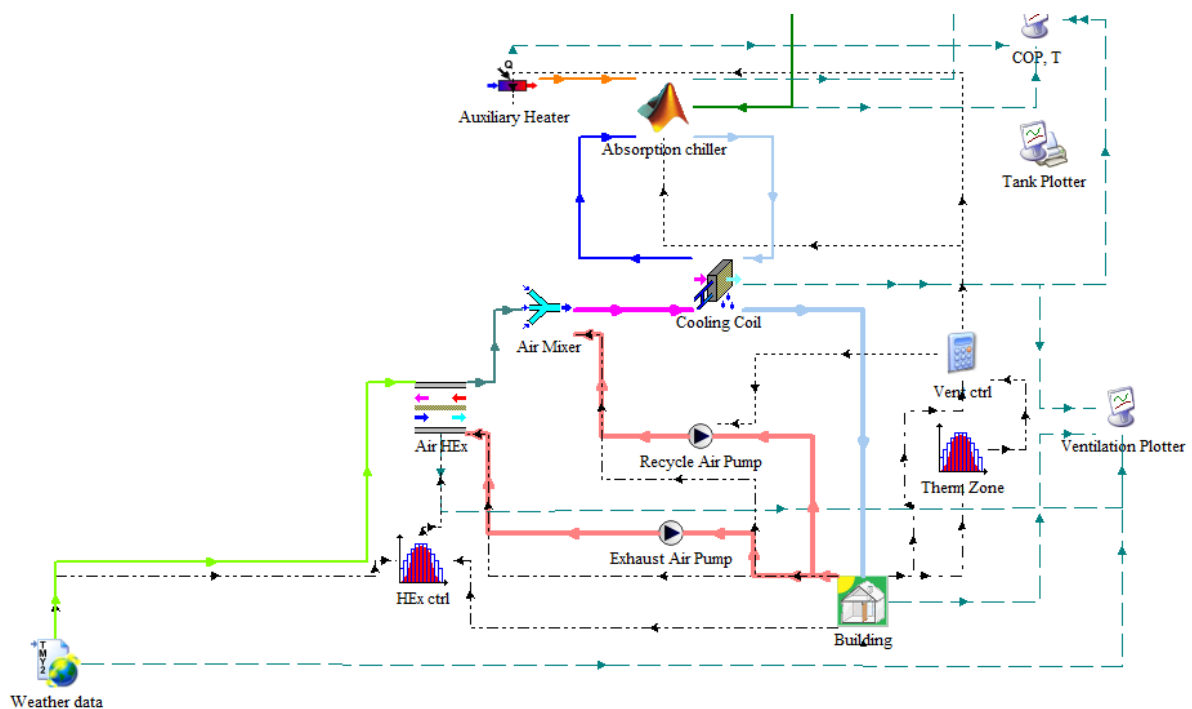
Με αυτήν τη σύνδεση ολοκληρώνουμε το σύστημα κλιματισμού του κτιρίου μας.

Σημειώνουμε σε αυτό το σημείο ότι η έξοδος της θερμοκρασίας του κρύου νερού από το ψυκτικό στοιχείο θα συνδεθεί και με τον Online plotter βαθμού απόδοσης και θερμοκρασιών ψύκτη απορρόφησης (COP, T) για την γραφική απεικόνισή της θερμοκρασίας εισόδου του κρύου νερού στον ψύκτη απορρόφησης.

3.7.3 Διαμόρφωση *Online Plotter* συστήματος κλιματισμού (*Ventilation Plotter*)



Το σύστημα εξόδου για το κλιματισμού που έχουμε κατασκευάσει στο TRNSYS είναι το ακόλουθο:



Μεταβλητές προσομοίωσης:

- **Tairchill** [°C]
Θερμοκρασία ψυχρού αέρα μετά την ψύξη του από το σωληνοειδές ψυκτικό στοιχείο
- **Twout** [°C]
Θερμοκρασία εξόδου του κρύου νερού από το σωληνοειδές ψυκτικό στοιχείο (και θερμοκρασία εισόδου κρύου νερού στον ψύκτη απορρόφησης)
- **RHchill** [%]
Σχετική υγρασία εξόδου ψυχρού αέρα από το σωληνοειδές ψυκτικό στοιχείο
- **Tamb** [°C]
Θερμοκρασία αέρα περιβάλλοντος
- **RHamb** [%]
Σχετική υγρασία αέρα περιβάλλοντος

- **Tzone [°C]**
Θερμοκρασία αέρα της θερμικής ζώνης του κτιρίου
- **RHamb [%]**
Σχετική υγρασία αέρα της θερμικής ζώνης του κτιρίου
- **TairHEx [°C]**
Θερμοκρασία προκλιματισμένου νωπού αέρα μετά τον εναλλάκτη προκλιματισμού
- **RHairHEx [%]**
Σχετική υγρασία προκλιματισμένου νωπού αέρα μετά τον εναλλάκτη προκλιματισμού
- **Toper [°C]**
Λειτουργική θερμοκρασία ζώνης
- **mairchill [kg/hr]**
Παροχή μάζας ψυχρού αέρα μετά το σωληνοειδές ψυκτικό στοιχείο που εισέρχεται τη θερμική ζώνη για να παραλάβει τα απαιτούμενα ψυκτικά φορτία.
- **mwater [kg/hr]**
Παροχή μάζας κρύου νερού στο σωληνοειδές ψυκτικό στοιχείο
- **mairfresh [kg/hr]**
Παροχή μάζας νωπού και απορριπτόμενου αέρα
- **USE**
Το ωράριο λειτουργίας του κτιρίου WORKDAY που θα μας πληροφορεί εάν κατά την προσομοίωση λειτουργεί ή όχι το κτίριο.

4 Παραμετρική βελτιστοποίησης συστήματος

ηλιακού κλιματισμού στο λογισμικό TRNSYS

Στο συγκεκριμένο κεφάλαιο, αρχικά, θα αναλύσουμε τη συμπεριφορά των δύο βασικών μοντέλων λειτουργίας του ψύκτη απορρόφησης που κατασκευάσαμε στη Matlab, της σταθερής θερμοκρασίας αναγέννησης και της σταθερής παροχής θερμού νερού. Στη συνέχεια θα περάσουμε στην παραμετρική βελτιστοποίηση του συστήματος του ηλιακού κλιματισμού. Οι μεταβλητές του συστήματος που θα αποτελέσουν τις παραμέτρους της βελτιστοποίησης κατά τη σειρά που θα ακολουθηθεί στη μελέτη μας είναι

- Η κατάλληλη θερμοκρασία εισόδου του ζεστού νερού στον ψύκτη απορρόφησης
- Η απαιτούμενη παροχή μάζας αέρα ανακύκλωσης στο κτίριο.
- Η μελέτη της επίδρασης του όγκου του δοχείου στον βαθμό της ηλιακής κάλυψης για διάφορα μεγέθη της συνολικής συλλεκτικής επιφάνειας των ηλιακών συλλεκτών και η επιλογή του βέλτιστου συνδυασμού.

4.1 Ανάλυση και σύγκριση των διαφορετικών μοντέλων

λειτουργίας του ψύκτη απορρόφησης

Όπως έχουμε αναλύσει στο κεφάλαιο 2 «Ανάπτυξη μοντέλου ψύκτη απορρόφησης μίας βαθμίδας στη Matlab» έχουμε κατασκευάσει δύο διαφορετικά μοντέλα λειτουργίας για τον ψύκτη απορρόφησης. Το ένα χρησιμοποιεί σταθερή θερμοκρασιακή πτώση της θερμοκρασίας αναγέννησης από την θερμοκρασία εισόδου του ζεστού νερού στον αναγεννητή και μεταβάλλει την παροχή του θερμού νερού ανάλογα με αυτήν και του απαιτούμενου ψυκτικού φορτίου μέσω του βαθμού απόδοσης COP. Το άλλο δέχεται σταθερή παροχή και μεταβάλλει τη θερμοκρασία T_g ώστε να διατηρηθεί το ισοζύγιο το οποίο εκφράζεται από τη σχέση:

$$Q_{generator} = m_{source} \cdot (T_{sin} - T_{sout}(T_g)) = COP(T_g) \cdot Q_{ev} \quad 4.1-1$$

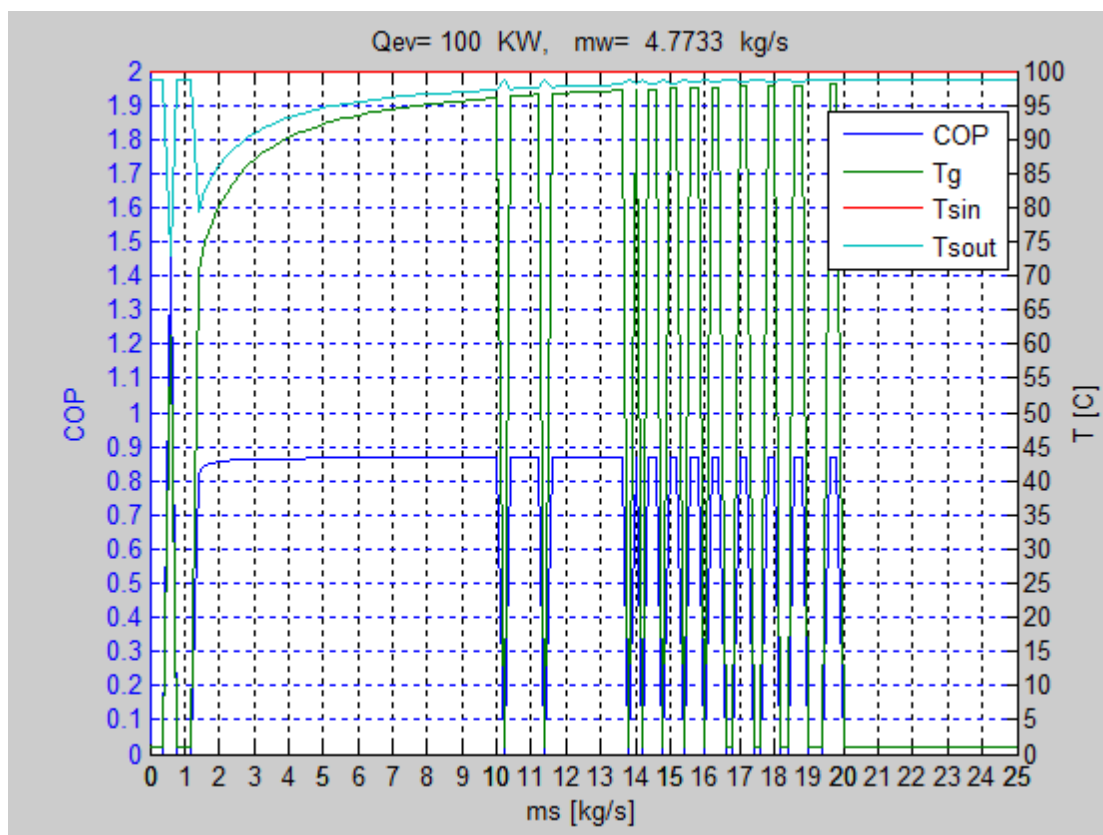
Για την κάλυψη του απαιτούμενου ψυκτικού φορτίου απαιτείται και εισαγωγή συγκεκριμένου θερμικού φορτίου το οποίο εξαρτάται από τον βαθμό απόδοσης COP. Έχοντας λοιπόν αγνώστους σε αυτήν την εξίσωση τη θερμοκρασία αναγέννησης T_g και την παροχή ζεστού νερού ο ορισμός του ενός οδηγεί στον υπολογισμό του άλλου. Αυτή είναι και η φιλοσοφία των μοντέλων που αναπτύχθηκαν όπως έχουμε αναλύσει στο κεφάλαιο 2.

Για την ανάλυση και σύγκριση των μοντέλων θα ορίσουμε ίδιες συνθήκες των υπόλοιπων μεταβλητών του συστήματος που δεν έχουν καθοριστεί ακόμα από την παραμετρική μελέτη χωρίς αυτές να σημαίνει ότι είναι και οι τελικές συνθήκες.

Συγκεκριμένα θα εξετάσουμε τη συμπεριφορά των μοντέλων με:

- Σταθερό απαιτούμενο ψυκτικό φορτίο 100kW
- Συλλεκτική επιφάνεια ηλιακών συλλεκτών 300 m²
- Όγκο δοχείου θερμικής αποθήκευσης νερού 20 m³
- Απαιτούμενη θερμοκρασία εισόδου ζεστού νερού στον αναγεννητή 100 °C
- Περίοδος προσομοίωσης: Ιούλιος και Αύγουστος καθώς αποτελούν τους πιο απαιτητικούς μήνες από άποψη κλιματισμού

Με βάση το Διάγραμμα 2.2-23, το οποίο υπενθυμίζουμε παρακάτω, επιλέγουμε ως σταθερή παροχή ζεστού νερού για το μοντέλο μεταβλητής θερμοκρασίας αναγέννηση τα 5 kg/s η οποία αποτελεί μία μέση τιμή για το μοντέλο και βρίσκεται στην περιοχή του σταθεροποιημένου COP.



Στην περίπτωση του μοντέλου μεταβλητής παροχής ορίζουμε παροχή μάζας ζεστού νερού αρνητική (-1) όπως έχουμε εξηγήσει στο κεφάλαιο 2.2.4.3 «Μοντέλο ψύκτη απορρόφησης με μεταβλητή παροχή θερμού νερού». Και στις δύο περιπτώσεις ορίζουμε την παροχή κρύου νερού στον ατμοποιητή -1 ώστε να υπολογιστεί από το μοντέλο. Για θερμοκρασία ατμοποίησης 10°C , όπως έχουμε ορίσει για τον ψύκτη, αναμένουμε θερμοκρασιακή πτώση 5°C βάσει τους βαθμούς απόδοσης των εσωτερικών εναλλακτών αφού τους ορίζουμε και αυτούς -1 ώστε να λάβουν τις τιμές αναφοράς που έχουμε ορίσει στο 2.2.4.2 «Συνθήκες αναφοράς για τους εναλλάκτες του αναγεννητή και του ατμοποιητή». Η θερμοκρασία εισόδου κρύου νερού θα οριστεί στους 18°C και αναμένουμε θερμοκρασία εξόδου 13°C και στα δύο μοντέλα.

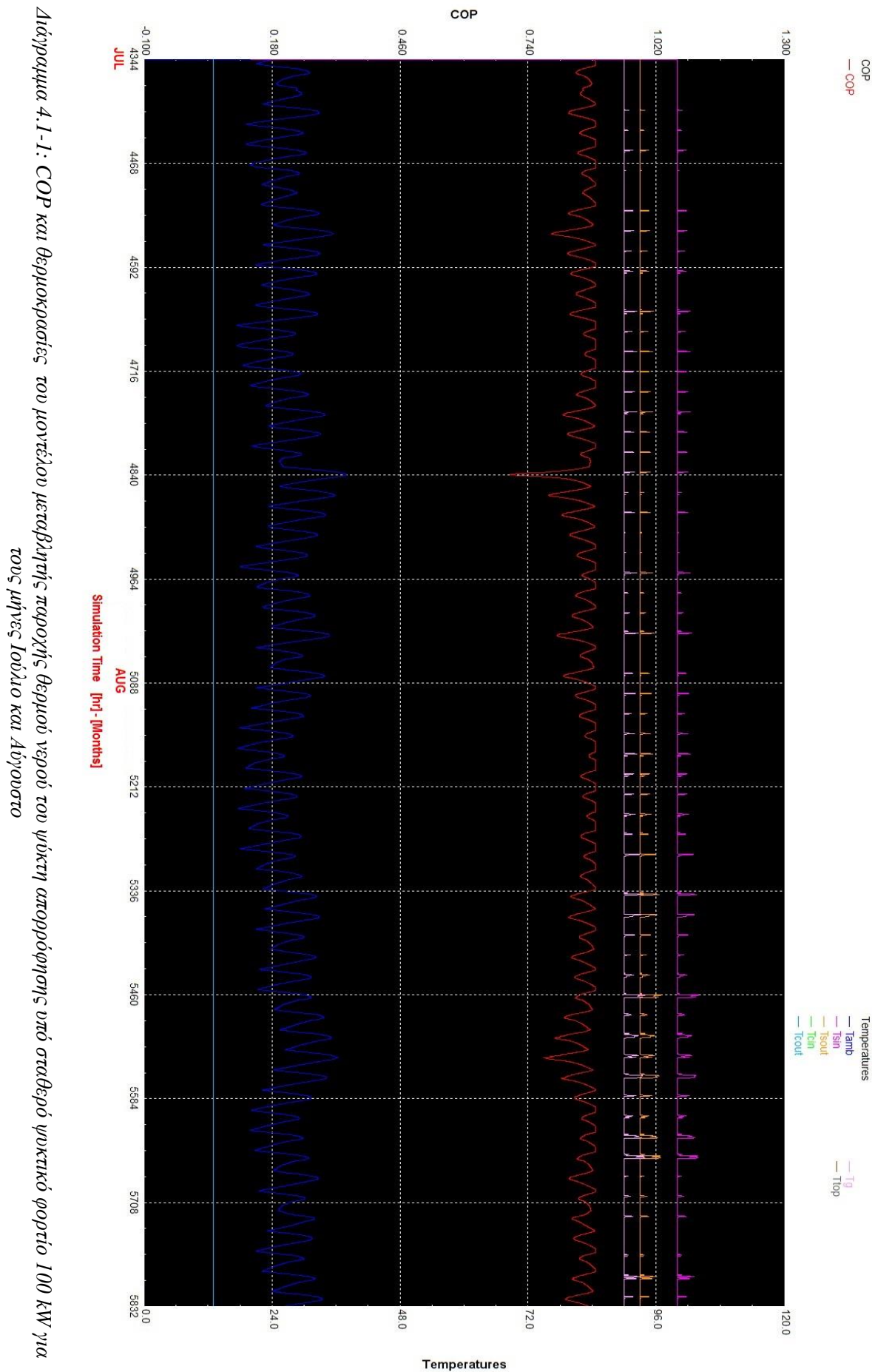
Ακολουθούν τα διαγράμματα προσομοίωσης “COP, T” και “Q and m” για το μοντέλο μεταβλητής παροχής.

Στο Διάγραμμα 4.1-1 παρατηρούμε ότι η θερμοκρασία αναγέννησης είναι σταθερά 10°C κάτω από την θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού και ότι η θερμοκρασία εξόδου ζεστού νερού είναι σταθερά 7°C κάτω από την θερμοκρασία εισόδου όπως έχουμε ορίσει στις συνθήκες αναφοράς των βαθμών απόδοσης. Επίσης παρατηρούμε ότι ο βαθμός απόδοσης COP εμφανίζει σταθερό μέγιστο στο 0.8886 το οποίο συμβαίνει λόγω της παραδοχής ελάχιστης θερμοκρασίας συμπύκνωσης στους 30°C που έχουμε κάνει στο μοντέλο και η οποία εμφανίζεται όταν η θερμοκρασία περιβάλλοντος πέσει κάτω των 23°C αφού έχουμε ορίσει $T_c = T_{amb} + 7^{\circ}\text{C}$.

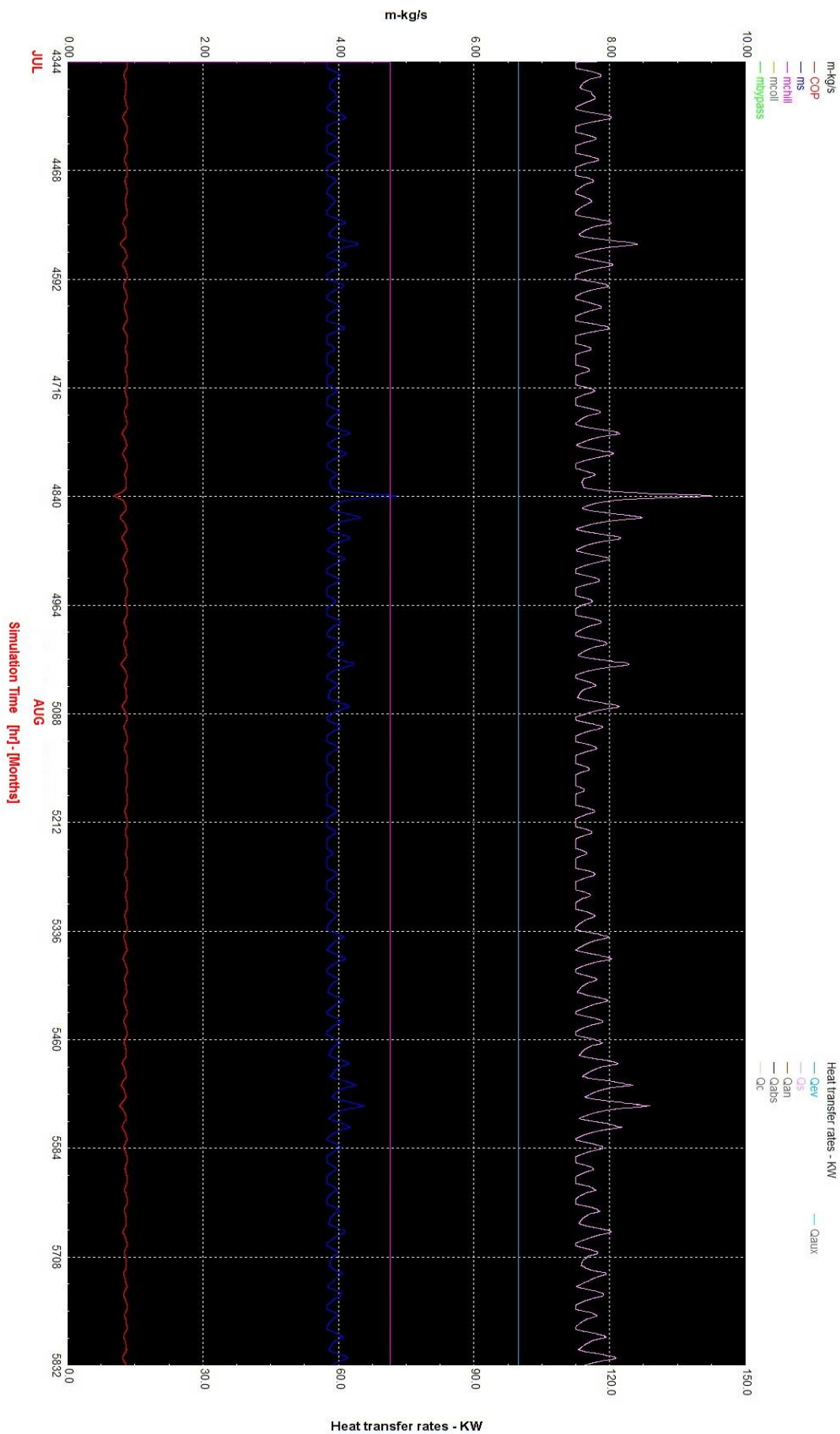
Ακόμα παρατηρούμε ότι όταν ανεβαίνει η θερμοκρασία περιβάλλοντος άνω των 30°C ο βαθμός απόδοσης COP πέφτει. Η συμπεριφορά αυτή επαληθεύεται από το Διάγραμμα 2.2-13. Το ελάχιστο COP που εμφανίζεται είναι 0.7022 και για θερμοκρασία περιβάλλοντος 37.96°C η οποία είναι και η μέγιστη που εμφανίζεται. Η θερμοκρασία εξόδου του κρύου νερού είναι όπως προβλέφθηκε σταθερή στους 13°C

Όσον αφορά τις εξάρσεις σε ορισμένα σημεία της θερμοκρασίας εισόδου του θερμού νερού τροφοδοσίας, Tsin, αυτό δικαιολογείται από τον περιορισμό που έχουμε βάλει στο δοχείο να παρακάμπτει το νερό των ηλιακών συλλεκτών όταν το ανώτερο στρώμα, και κατά συνέπεια το θερμό νερό εξόδου από αυτό που στέλνεται την βοηθητική πηγή θερμότητας, φτάσει τους 105°C . Για θερμοκρασίες εξόδου του θερμού νερού από το δοχείο μικρότερες των 100°C η βοηθητική πηγή θερμότητας λειτουργεί και θερμαίνει το νερό στη θερμοκρασία αυτή. Για θερμοκρασία μεταξύ των 100°C και 105°C η βοηθητική πηγή θερμότητας δεν λειτουργεί και όλη η απαιτούμενη ενέργεια παρέχεται από τους ηλιακούς συλλέκτες. Σε αυτές τις περιπτώσεις αντιστοιχούν και οι εξάρσεις της θερμοκρασίας εισόδου του θερμού νερού στον ψύκτη απορρόφησης.

Θερμοκρασίες άνω των 105°C δεν επιτρέπονται από το δοχείο καθώς το νερό των ηλιακών συλλεκτών που θα οδηγούσε σε αύξηση της θερμοκρασίας του ανώτερου στρώματος άνω των 105°C παρακάμπτεται μέσω της τρίοδης βάνας από το δοχείο. Για τις συνθήκες λειτουργίας του συστήματος που ορίσαμε διαπιστώνουμε από το διάγραμμα ότι η μέγιστη θερμοκρασία του θερμού νερού εισόδου στον ψύκτη απορρόφησης είναι οι 104°C και δεν ξεπερνιέται ποτέ το όριο των 105°C ώστε να λειτουργήσει η τρίοδη βάνα παράκαμψης του δοχείου.



Διαγράμμα 4.1-1: COP και θερμοκρασίες του μοντέλου μεταβλητής παροχής θερμού νερού του ψύκτη απορρόφησης υπό σταθερό ψυκτικό φορτίο 100 kW για τους μήνες Ιούλιο και Αύγουστο



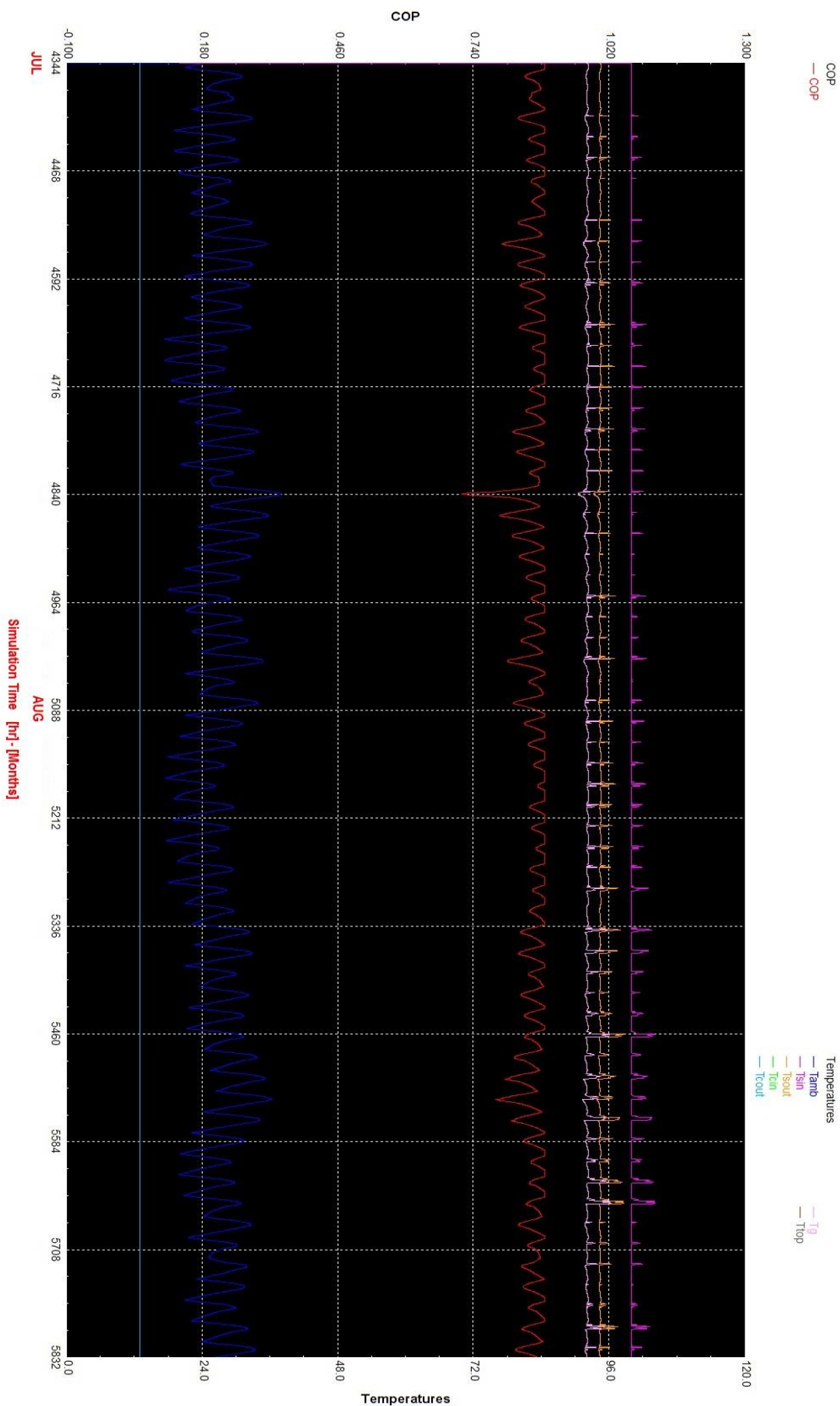
Διάγραμμα 4.1-2: Ισχύς και παροχές μάζας του μοντέλου μεταβλητής παροχής θερμού νερού του ψύκτη απορρόφησης υπό σταθερό ψυκτικό φορτίο 100 kW για τους μήνες Ιούλιο και Αύγουστο

Στο Διάγραμμα 4.1-2 παρατηρούμε την μεταβολή της παροχής μάζας θερμού νερού από το μοντέλο λειτουργίας. Η μέγιστη παροχή παρατηρείται για τον ίδιο χρόνο που εμφανίζεται η μέγιστη θερμοκρασία περιβάλλοντος και το ελάχιστο COP γεγονός που είναι απόλυτα λογικό καθώς για να καλυφθεί το ψυκτικό φορτίο απαιτείται μεγαλύτερη παροχή θερμότητας στον αναγεννητή και συνεπώς αυξάνεται η παροχή για να καλυφθεί η απαίτηση. Η τιμή αυτή είναι 4.855 kg/s και η ελάχιστη που παρουσιάζεται είναι 3.338 kg/s. Η ελάχιστη παροχή εμφανίζεται όπως αναμένεται για θερμοκρασίες περιβάλλοντος μικρότερες των 23 °C όπου έχουμε τον μέγιστο σταθερό COP λόγω της παραδοχής για την θερμοκρασία συμπύκνωσης που αναφέραμε.

Η παροχή κρύου νερού είναι σταθερή στα 4.773 kg / s η οποία συμφωνεί με το Διάγραμμα 2.2-23 για ψυκτική ισχύ 100 kW και θερμοκρασιακή πτώση κρύου νερού 5°C.

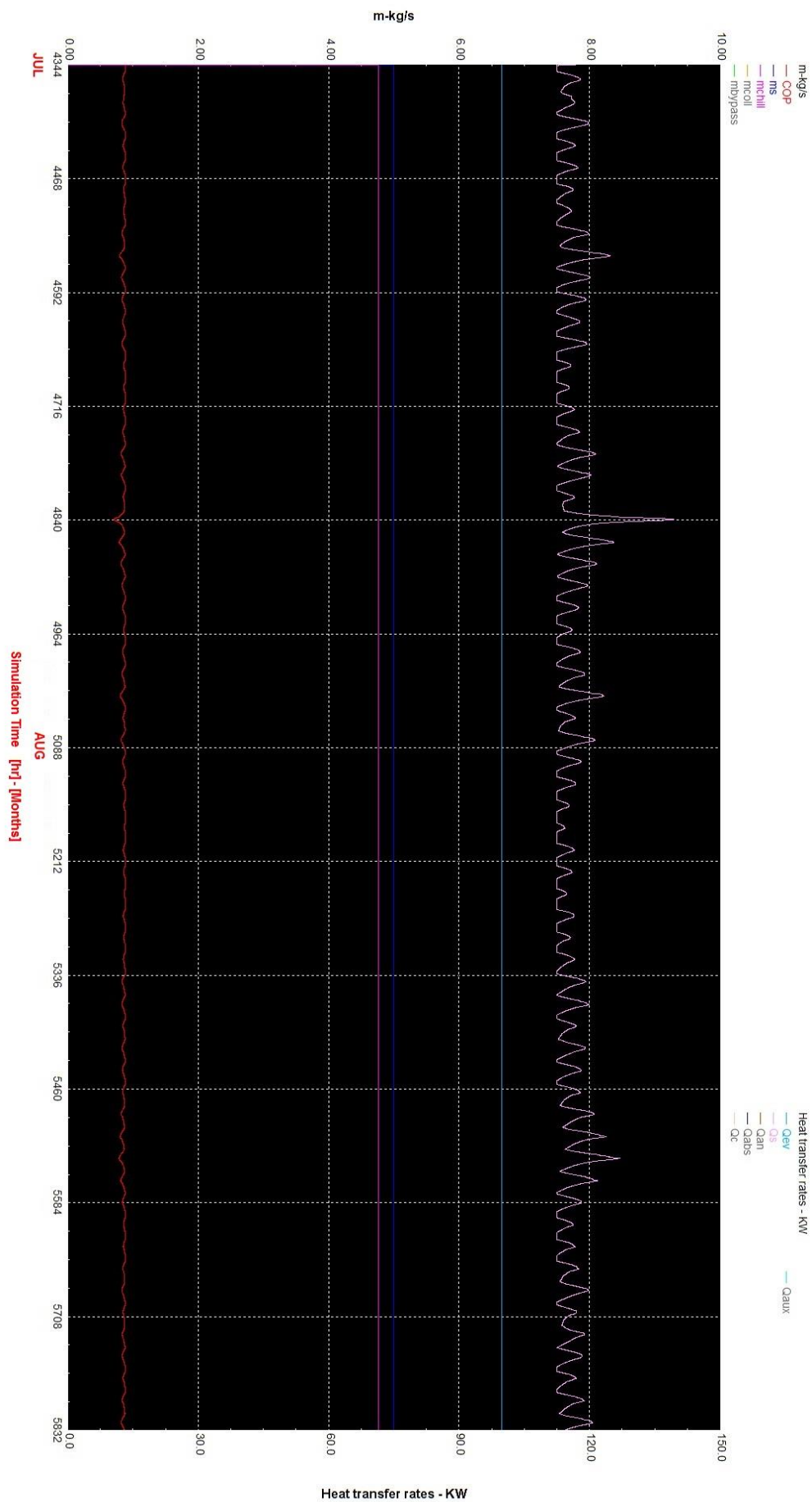
Τα διαγράμματα των ηλιακών συλλεκτών και του δοχείου θα αναλυθούν όταν θα γίνει η παραμετροποίηση και θα γίνει η τελική προσομοίωση.

Στη συνέχεια θα περάσουμε στα διαγράμματα του μοντέλου μεταβλητής θερμοκρασίας αναγέννησης.



Διάγραμμα 4.1-3: COP και θερμοκρασίες του μοντέλου μεταβλητής θερμοκρασίας αναγέννησης του ψύκτη απορρόφησης υπό σταθερό ημερήσιο φορτίο 100 kW για τους μήνες Ιούλιο και Αύγουστο

Διάγραμμα 4.1-4: Ισχύς και παροχές μάζας του μοντέλου μεταβλητής θερμοκρασίας αναγέννησης του ψύκτη απορρόφησης υπό σταθερό ψυκτικό φορτίο 100 kW για τους μήνες Ιούλιο και Αύγουστο



Στο Διάγραμμα 4.1-3 για το μοντέλο λειτουργίας μεταβλητής θερμοκρασίας αναγέννησης παρατηρούμε την μικρή διακύμανση της θερμοκρασίας αναγέννησης T_g και συνεπώς της θερμοκρασίας εξόδου του θερμού νερού από τον ψύκτη απορρόφησης. Η συμπεριφορά του COP είναι αντίστοιχη με το προηγούμενο μοντέλο λειτουργίας στις μεταβολές της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος όπως και αναμενόταν. Ωστόσο εδώ το μέγιστο COP είναι 0.886 και το ελάχιστο για την ίδια μέγιστη $T_{amb}=37.96^{\circ}\text{C}$, 0.7168, και τα δύο ελαχίστως μεγαλύτερα σε σχέση με πριν. Στο ελάχιστο COP αυτό έχουμε και την ελάχιστη $T_g = 90.60$. Η μέγιστη T_g για τη σταθερή θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού στους 100°C (και όχι στις εξάρσεις) είναι 92.40°C . Άρα έχουμε διακύμανση της τάξης των 2°C .

Το Διάγραμμα 4.1-4 μας δείχνει τη σταθερή παροχή μάζας που ορίσαμε στα 5kg/s . Τα υπόλοιπα μεγέθη συμπεριφέρονται όπως στο μοντέλο λειτουργίας μεταβλητής παροχής.

Μία συγκεντρωτική εικόνα των διαφορών των δύο μοντέλων λειτουργίας θα μας δώσουν οι τιμές των ολοκληρωμένων ποσοτήτων και των μέσων τιμών για όλη την προσομοίωση όπως αναλύσαμε στην παράγραφο 3.5.2. Έτσι έχουμε:

	QAux [GJ]	EtaColl [%]	FSol [%]	COP [%]	Qev [GJ]
Μοντέλο μεταβλητής παροχής	442	40.3	27.7	85.9	536
Μοντέλο μεταβλητής θερμοκρασίας αναγέννησης	443	39.7	27.3	86.8	536

Διαπιστώνουμε ότι οι διαφορές είναι πολύ μικρές σε όλα τα μεγέθη. Το μοντέλο μεταβλητής παροχής δίνει μεγαλύτερο βαθμό ηλιακής κάλυψης και μεγαλύτερο μέσο βαθμό απόδοσης των ηλιακών συλλεκτών αλλά το μοντέλο μεταβλητής θερμοκρασίας αναγέννησης μεγαλύτερο μέσο COP.

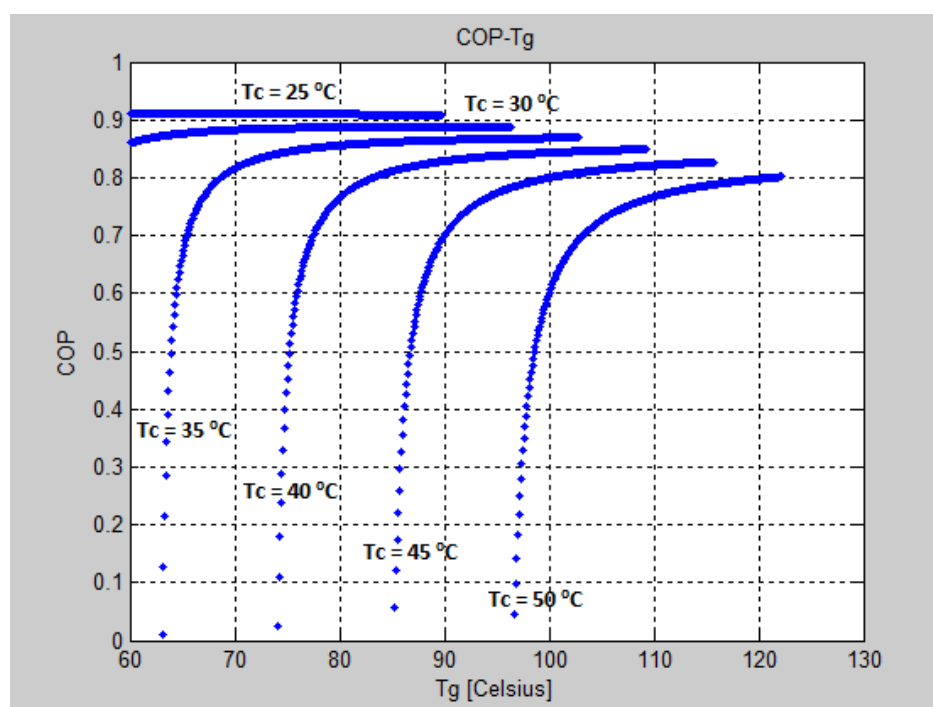
Οι μικροδιαφορές αυτές δεν επηρεάζουν σημαντικά τη μελέτη μας ωστόσο επειδή σε μελέτες ηλιακών συστημάτων επιδιώκεται η βελτιστοποίηση ως προς την ηλιακή κάλυψη και τον βαθμό απόδοσης των συλλεκτών θα επιλέξουμε το μοντέλο μεταβλητής παροχής για τη σύζευξη του κτιρίου με τον ψύκτη απορρόφησης.

Στο σημείο αυτό πρέπει να σημειώσουμε ότι τα παραπάνω αποτελέσματα χρησιμεύουν μόνο για τη συγκριτική μελέτη καθώς οι απαιτήσεις ψυκτικού φορτίου δεν θα είναι σταθερές όταν προσομοιώσουμε τον ψύκτη με το κτίριο. Επίσης στις συγκεκριμένες προσομοιώσεις είχαμε σταθερή λειτουργία του ψύκτη απορρόφησης και τη νύκτα κάτι το οποίο δεν θα χρειάζεται στο κτίριο. Για αυτό το λόγο και η ηλιακή κάλυψη είναι τόσο μικρή.

4.2 Επιλογή επιθυμητής θερμοκρασίας εισόδου θερμού

νερού στον ψύκτη απορρόφησης

Έχοντας επιλέξει για τις προσομοιώσεις μας το μοντέλο μεταβλητής παροχής γνωρίζουμε ότι η θερμοκρασιακή πτώση της θερμοκρασίας αναγέννησης T_g από την θερμοκρασία εισόδου του ζεστού νερού θα είναι $10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Σύμφωνα λοιπόν με το Διάγραμμα 2.2-13: COP - θερμοκρασίες αναγέννησης T_g , για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης T_c το οποίο υπενθυμίζουμε παρακάτω,



και με την διαπίστωση από το Διάγραμμα 4.1-1 ότι η μέγιστη θερμοκρασία περιβάλλοντος που εμφανίζεται είναι $37.96\text{ }^{\circ}\text{C}$ συμπεραίνουμε ότι το μοντέλο μας θα λειτουργεί στο εύρος $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ έως $45\text{ }^{\circ}\text{C}$. Αυτό προκύπτει από τις παραδοχές που έχουμε κάνει για τη θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_c = T_{amb} + 7\text{ }^{\circ}\text{C}$ και $T_c \geq 30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Έτσι το επιτρεπόμενο περιθώριο για την θερμοκρασία αναγέννησης με βάση τις παραπάνω καμπύλες είναι μέγιστη περίπου $96\text{ }^{\circ}\text{C}$, που περιορίζεται από την $T_c = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, και οριακά ελάχιστη $85\text{ }^{\circ}\text{C}$, που περιορίζεται από την $T_c = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ωστόσο επειδή επιδιώκουμε τον μέγιστο δυνατό COP σε όλες τις περιπτώσεις θα επιλέξουμε $T_g = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ που αποτελεί μία μέση τιμή, και όσον αφορά την δυσχερέστερη περίπτωση όπου $T_{amb} = 37.96\text{ }^{\circ}\text{C}$ δίνει σχετικά υψηλό COP πριν ξεκινήσει η απότομη πτώση του για μικρότερες θερμοκρασίες.

Για τις θερμοκρασίες μέχρι τους $96\text{ }^{\circ}\text{C}$, που μας δίνουν μεγαλύτερους COP, έχει γίνει πρόβλεψη από τον θερμοστάτη του δοχείου για την βάνα παράκαμψης ο οποίος επιτρέπει τη

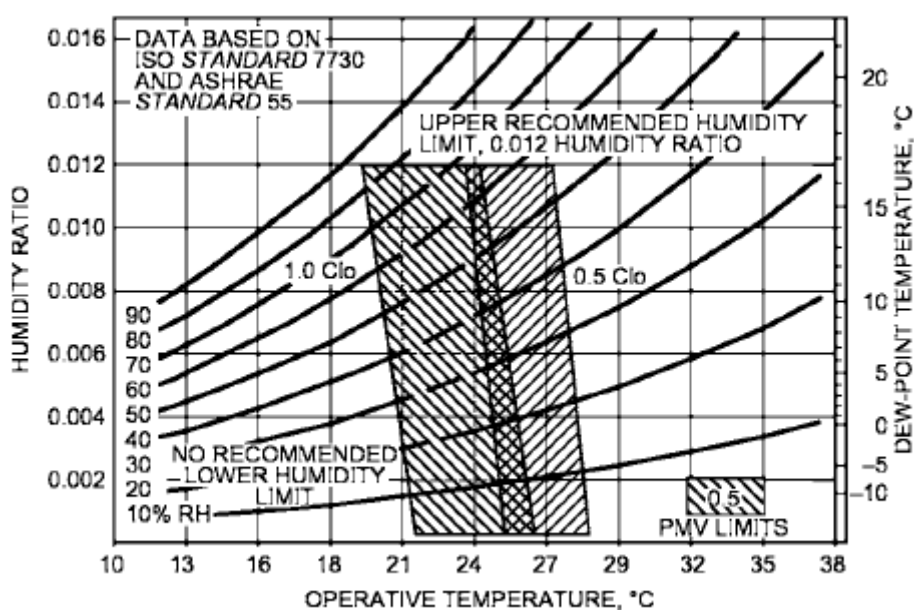
θερμοκρασία του θερμού νερού έως του 105°C και συνεπώς $T_g = T_{\text{sin}} - 10^{\circ}\text{C} = 95^{\circ}\text{C}$, το οποίο αποτελεί και το μέγιστο όριο.

Η βοηθητική πηγή θερμότητας, λοιπόν, θα καθορίζει το ελάχιστο όριο της θερμοκρασίας εισόδου θερμού νερού στον ψύκτη απορρόφησης για να έχουμε αποτελεσματική λειτουργία και το οποίο είναι $T_{\text{sin}} = 100^{\circ}\text{C}$ έτσι ώστε $T_g = T_{\text{sin}} - 10^{\circ}\text{C} = 90^{\circ}\text{C}$.

4.3 Καθορισμός της απαιτούμενης παροχής αέρα

ανακύκλωσης για τον κλιματισμό του χώρου.

Για τον καθορισμό της παροχής αντλίας του αέρα ανακύκλωσης στην θερμική ζώνη θα δοκιμάσουμε διαδοχικές τιμές και θα επιλέξουμε εκείνη που θα εξασφαλίζει ότι η λειτουργική θερμοκρασία του χώρου θα μπορεί να διατηρείται τους 24°C . Επιλέγουμε τη θερμοκρασία αυτή καθώς είναι η ελάχιστη επιτρεπόμενη για την επίτευξη συνθηκών άνεσης για τη θερινή περίοδο με βάση το Διάγραμμα 3.7-3 το οποίο και υπενθυμίζουμε παρακάτω:



Με αυτόν τον τρόπο εξασφαλίζουμε την ικανότητα του συστήματος να διατηρεί τον χώρο στους 26°C , που είναι και το τελικώς επιθυμητό, και ότι αν χρειαστεί η θερμοκρασία στον χώρο να είναι μικρότερη των 26°C το σύστημά μας να μπορεί να την καλύψει.

Για τις συνθήκες των προσομοιώσεων θα ορίσουμε επιθυμητή θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού στον ψύκτη απορρόφησης στους 100°C όπως καταλήξαμε στο προηγούμενο κεφάλαιο. Το μέγεθος του δοχείου και η συλλεκτική επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών δεν έχουν καθοριστεί ακόμη και θα τεθούν όπως προηγουμένως σε 20 m^3 δοχείο και 300 m^2 συλλεκτική επιφάνεια.

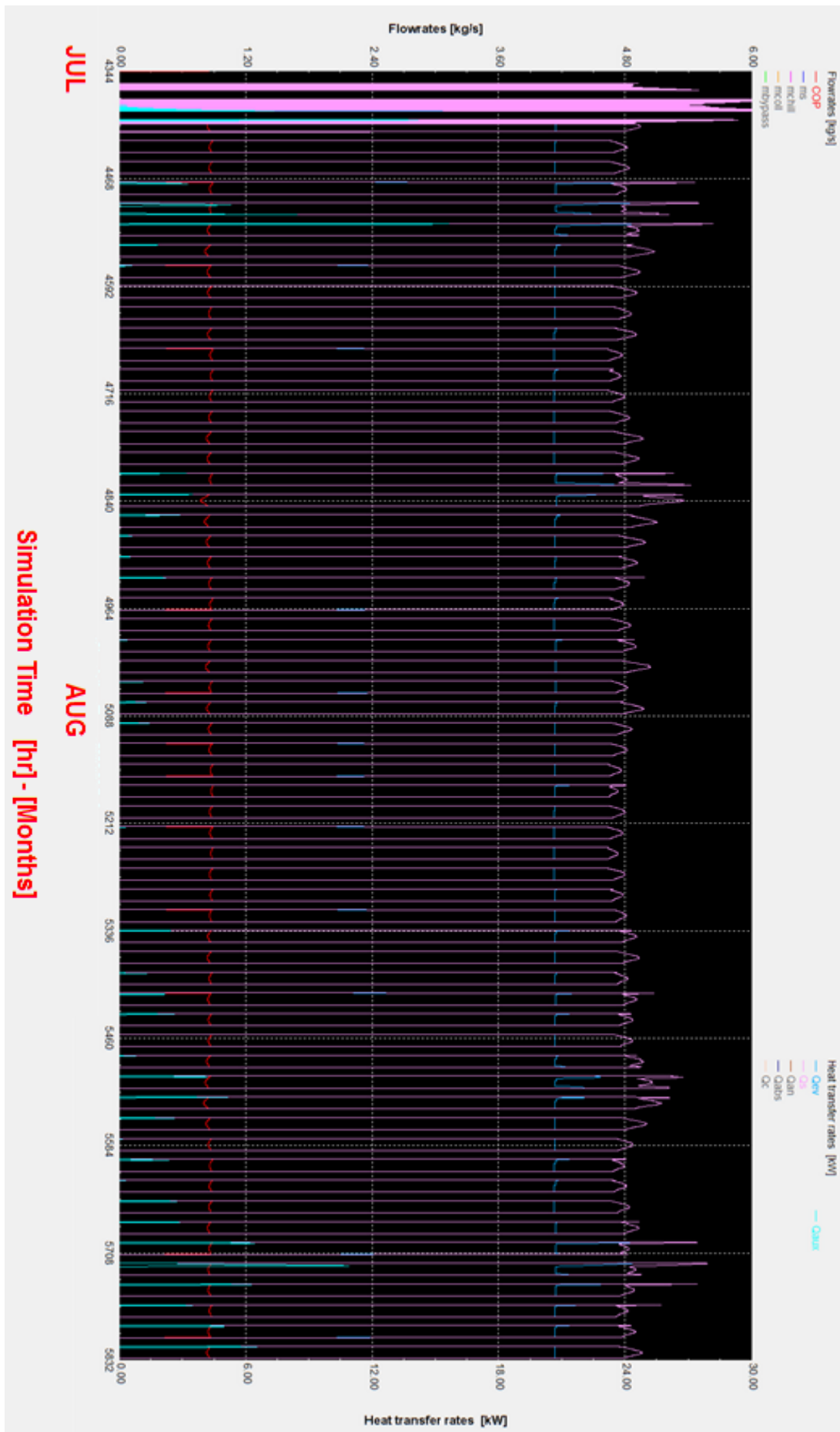
Η περίοδος της προσομοίωσης θα είναι ο Ιούλιος και ο Αύγουστος καθώς είναι οι πιο θερμοί μήνες του χρόνου και αφού τα εσωτερικά φορτία του κτιρίου από ανθρώπους και φωτισμό παραμένουν σταθερά αποτελούν και το δυσχερέστερο σενάριο για τη μελέτη ηλιακού κλιματισμού.

Όσον αφορά τον ψύκτη απορρόφησης έχουμε επιλέξει το μοντέλο λειτουργίας μεταβλητής παροχής θερμού νερού εισόδου και η παροχή κρύου νερού να καθορίζεται από το μοντέλο. Η ονομαστική ψυκτική ισχύς θα οριστεί στα 200 kW ώστε να υπάρχει το περιθώριο να καλυφθεί μεγάλο εύρος ψυκτικών φορτίων όπως έχουμε αναλύσει στην παράγραφο (μοντέλο με μεταβλητή παροχή).

Η πρώτη περίπτωση που θα εξεταστεί είναι για μηδενική παροχή αέρα ανακύκλωσης:

Στο Διάγραμμα 4.3-1 παρατηρούμε ότι η λειτουργική θερμοκρασία Toper ξεπερνάει τους 28 °C και η θερμοκρασία του αέρα στη θερμική ζώνη Tzone φτάνει τους 27°C περίπου οπότε η μηδενική παροχή αέρα ανακύκλωσης δεν μπορεί να μας καλύψει και πρέπει να αυξηθεί. Η παροχή του κρύου νερού mwater μας δείχνει πότε λειτουργεί ο ψύκτης απορρόφησης και η πυκνότητα των ορθογωνίων μας δείχνει πόσο συχνά λειτουργεί ο θερμοστάτης και ενεργοποιείται ο ψύκτης απορρόφησης. Η παροχή του φρέσκου αέρα, που στην περίπτωση μηδενικής παροχής αέρα ανακύκλωσης είναι ίση με την παροχή κλιματισμένου αέρα στο χώρο, μας δείχνει και το ωράριο λειτουργίας του κτιρίου καθώς είναι σταθερή κατά τις ώρες λειτουργίας. Η σχετική υγρασία της θερμικής ζώνης RHzone κυμαίνεται μεταξύ 45% και 55% περίπου

Από το Διάγραμμα 4.3-2 βλέπουμε ότι η αποδιδόμενη ψυκτική ισχύς Q_{ev} κυμαίνεται στα 21 kW και ότι η βοηθητική πηγή ενέργειας Q_{aux} λειτουργεί ελάχιστα με μέγιστη τιμή περίπου 16 kW. Η ισχύς αναγέννησης Q_s κυμαίνεται στα 25 kW.



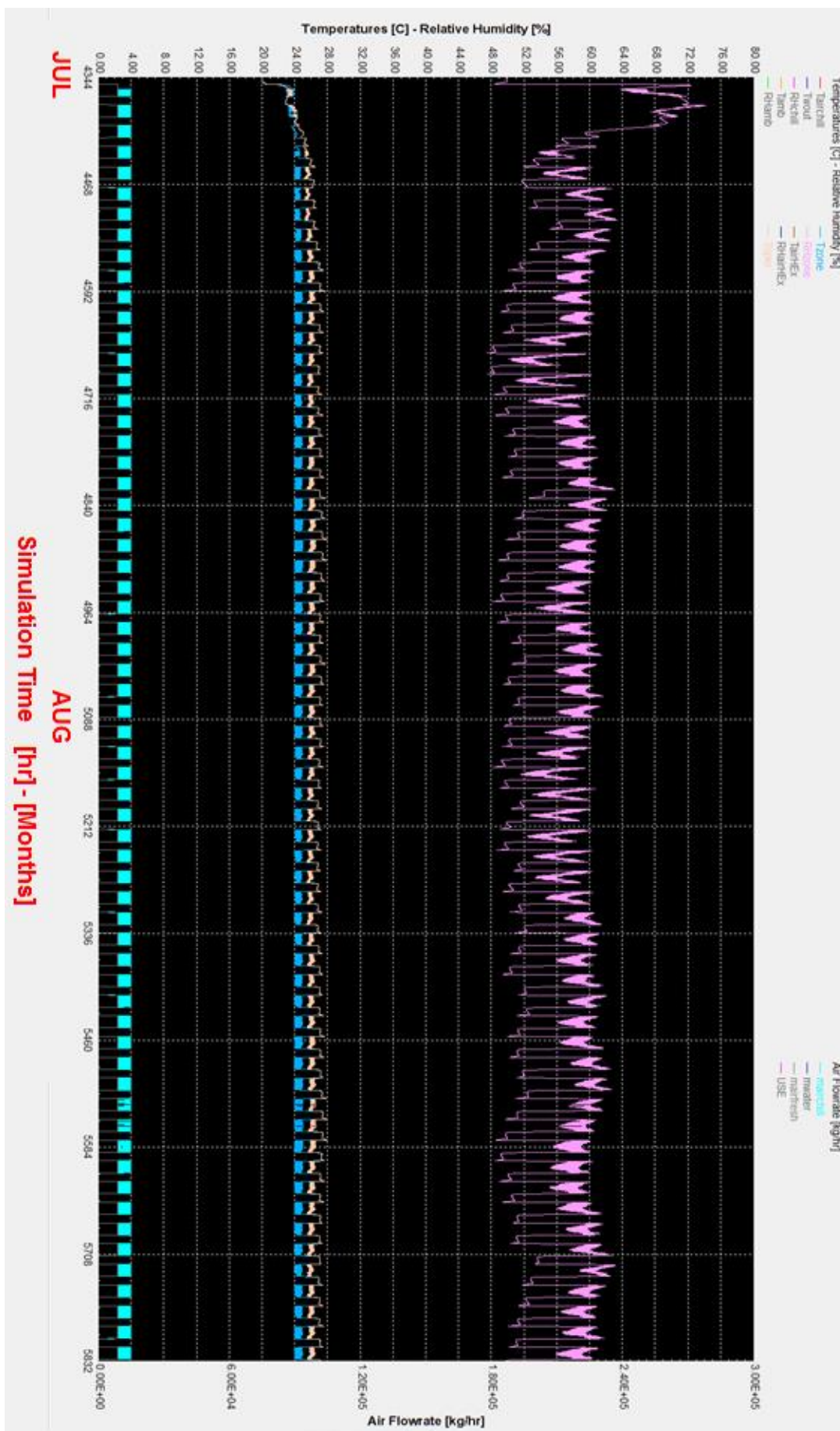
Διάγραμμα 4.3-2: Φορτία ψύξης απορρόφησης για μηδενική παροχή αέρα ανακάλυψης κατά τους μήνες Ιούλιο και Αύγουστο

Η επόμενη παροχή αέρα ανακύκλωσής που θα δοκιμάσουμε είναι 6000 kg/hr.

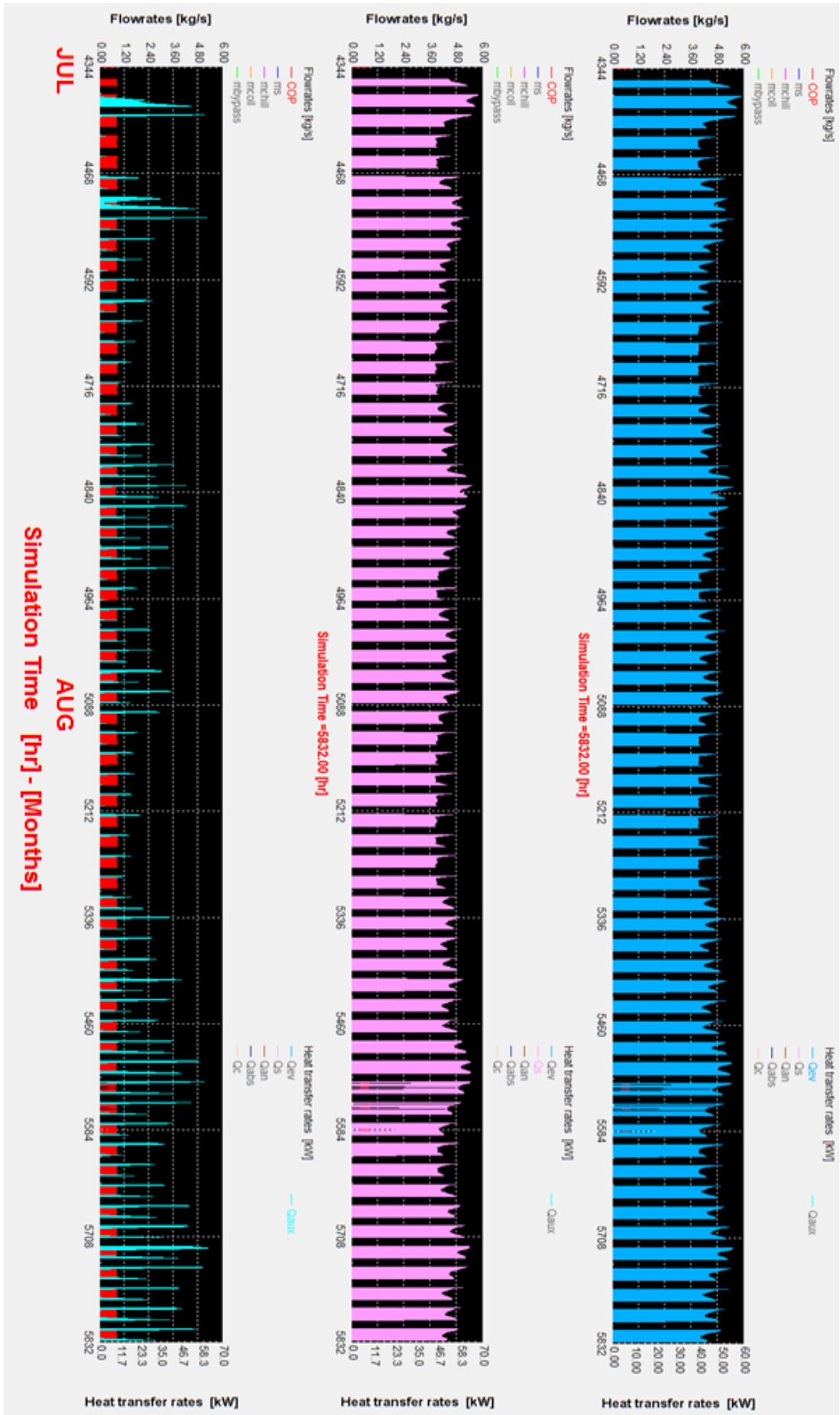
Από το Διάγραμμα 4.3-3 διαπιστώνουμε ότι και αυτή η παροχή αποδεικνύεται ανεπαρκής καθώς η λειτουργική θερμοκρασία φτάνει του 26 °C και η θερμοκρασία αέρα του 25°C. Η σχετική υγρασία της θερμικής ζώνης κυμαίνεται μεταξύ 50% και 60 % και έχει αυξηθεί σε σχέση με πριν φαινόμενο που είναι λογικό καθώς ο αέρας ανακύκλωσης έχει μεγαλύτερη υγρασία από ότι ο νωπός και έτσι αυξάνει την σχετική υγρασία του κλιματισμένου αέρα.

Στο Διάγραμμα 4.3-4 η ψυκτική ισχύς αυξήθηκε και κυμαίνεται από 38 kW έως 47 kW περίπου και αντίστοιχα η ισχύς αναγέννησης κυμαίνεται μεταξύ 45 kW έως 58 kW. Επίσης η λειτουργία της βοηθητικής πηγής θερμότητας αυξήθηκε με τη μέγιστη ισχύ να φτάνει τα 61 kW περίπου

Με βάση τις διαφορές αυτές συμπεραίνουμε ότι όσο αυξάνουμε την παροχή του αέρα ανακύκλωσης αυξάνουμε και τις απαιτήσεις του συστήματός μας. Για αυτό το λόγο έχουμε προχωρήσει και στη συγκεκριμένη βελτιστοποίηση ώστε να επιλέξουμε την ελάχιστη δυνατή παροχή του αέρα ανακύκλωσης.



Διάγραμμα 4.3-3: Μεταβολή των συνθηκών της θερμικής ζώνης για παροχή αέρα ανακύκλωσης 6000 kg/hr κατά τους μήνες Ιούλιο και Αύγουστο



Διάγραμμα 4.3-4: Φορτία ψύκτη απορρόφησης για παροχή αέρα ανακάλυψης 6000 kg/hr κατά τους μήνες Ιούλιο και Αύγουστο

Η τελική απαιτούμενη παροχή αέρα ανακύκλωσης είναι τα 11000 kg/hr όπως φαίνεται στο Διάγραμμα 4.3-5. Η θερμοκρασία του αέρα κυμαίνεται μεταξύ 21 και 22 °C και η σχετική υγρασία μεταξύ 64% και 68%. Οι συνθήκες αυτές είναι αποδεκτές σύμφωνα με το διάγραμμα των συνθηκών άνεσης (Διάγραμμα 3.7-3).

Η θερμοκρασία εξόδου του ψυχρού αέρα είναι περίπου 13 °C. Συνολική παροχή αέρα λοιπόν που στέλνουμε στο κτίριο είναι 2030 kg/h η οποία αντιστοιχεί σε 4.6 εναλλαγές την ώρα από το σύστημα εξαερισμού VENTMECH.

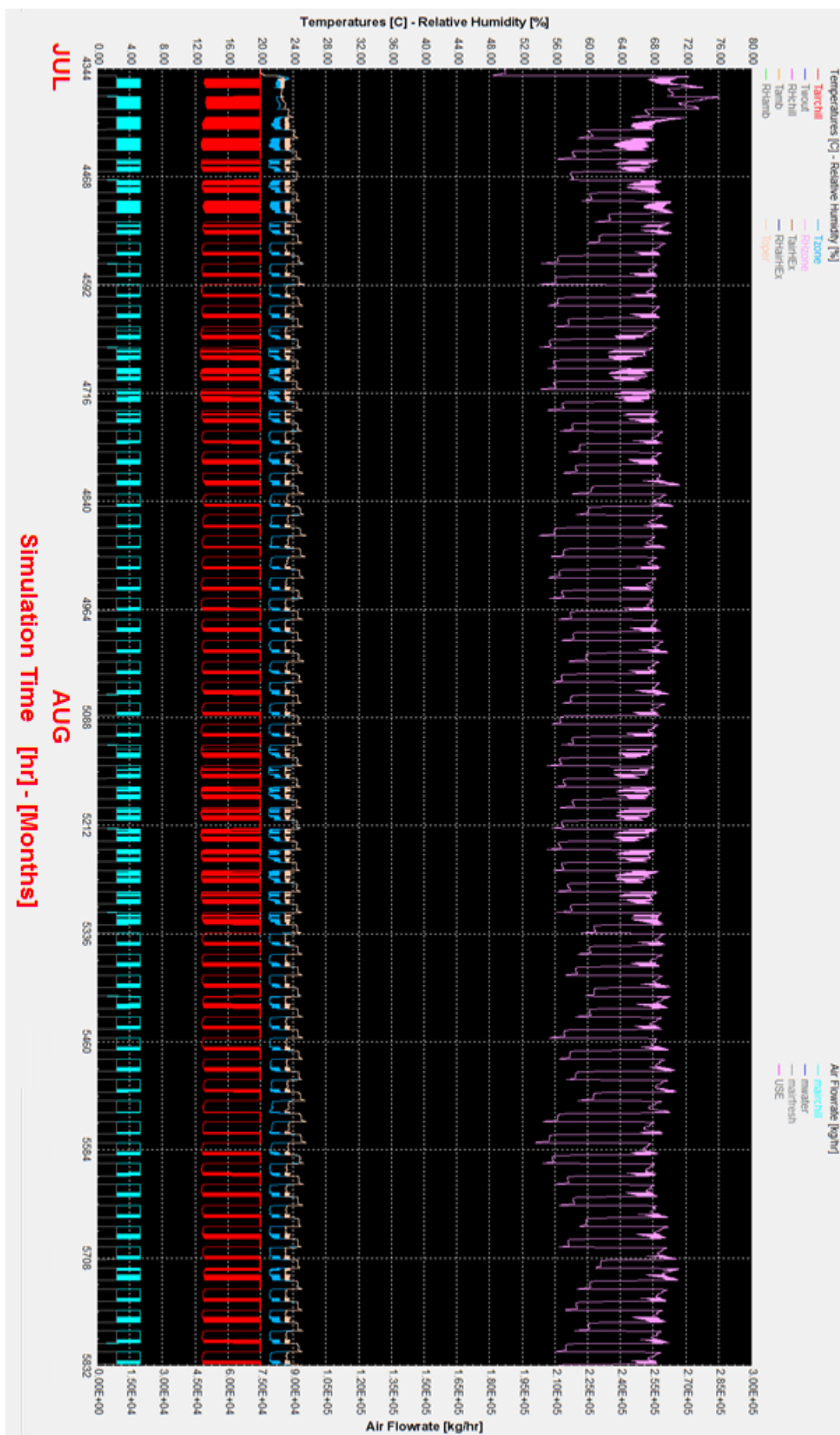
Η ψυκτική ισχύς, από το Διάγραμμα 4.3-6 κυμαίνεται μεταξύ 49 και 62 kW και η ισχύς αναγέννησης μεταξύ 55kW και 58 kW. Η βοηθητική πηγή θερμότητας λειτουργεί πιο συχνά όπως ήταν αναμενόμενο και φτάνει τα 92 kW μέγιστη ισχύ.

Ο Πίνακας 4.3-1 συγκεντρωτικών αποτελεσμάτων θα μας δώσει μια πιο εποπτική εικόνα των διαφορών από άποψη θερμικής κατανάλωσης μεταξύ των υποψήφιων παροχών.

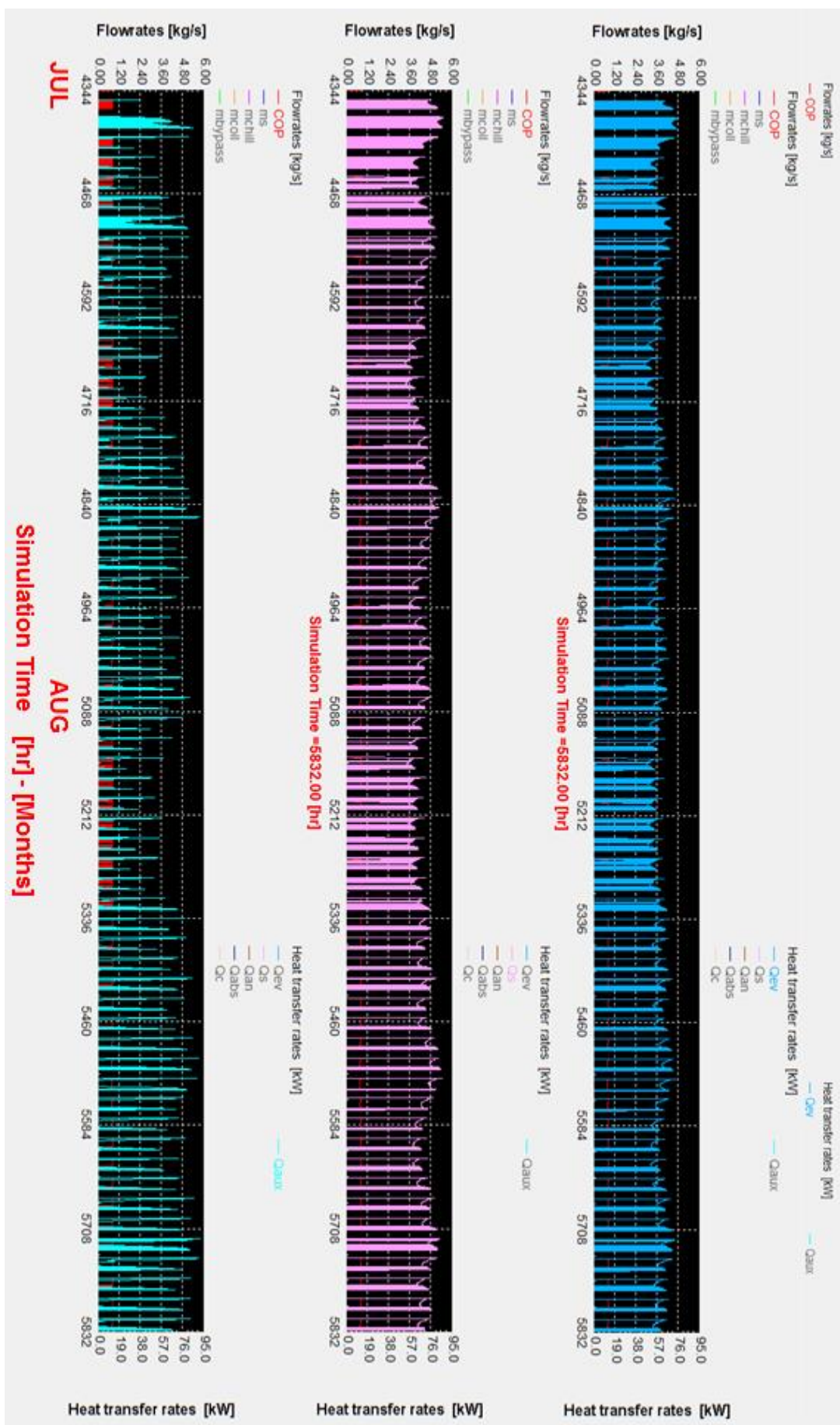
m air recycle [kg/hr]	QuColl [GJ]	Qload [GJ]	QAux [GJ]	EtaColl [%]	FSol [%]	COP [%]	Qev [GJ]
0	83,59	68,56	0.5304	18.47	99.23	85.93	63.60
6000	121,1	107,0	11.90	26.76	89.99	85.78	102.1
11000	158,5	143,9	42.85	35.02	77.06	85.66	160.3

Πίνακας 4.3-1: Συγκεντρωτικά αποτελέσματα για διάφορες παροχές αέρα ανακύκλωσης για του μήνες Ιούλιο και Αύγουστο

Συμπεραίνουμε ότι καθώς αυξάνει η παροχή του αέρα ανακύκλωσης και κατά συνέπεια η παροχή του συνολικού αέρα προς ψύξη αυξάνεται αισθητά το απαιτούμενο ψυκτικό φορτίο και κατά συνέπεια η θερμική ενέργεια τροφοδοσίας του ψύκτη απορρόφησης. Αποτέλεσμα είναι να μειώνεται αισθητά και η ηλιακή κάλυψη. Ωστόσο παρατηρούμε αύξηση του βαθμού απόδοσης των ηλιακών συλλεκτών το οποίο είναι λογικό αφού με την αύξηση της θερμικής ενέργειας προς το φορτίο από το δοχείο αποθήκευσης πέφτει η θερμοκρασία όλων των στρωμάτων του δοχείου και κατά συνέπεια αυξάνεται η διαφορά $T_i - T_{amb}$ του εισερχόμενου νερού στους συλλέκτες, γεγονός ευνοϊκό για τον βαθμό απόδοσης σύμφωνα με το Διάγραμμα 3.3-2.



Διάγραμμα 4.3-5: Μεταβολή των συνθηκών της θερμοκλής ζώνης για παροχή αέρα ανακύκλωσης 11000 kg/hr κατά τους μήνες Ιούλιο και Αύγουστο



Διάγραμμα 4.3-6: Φορτία ψύξης απορρόφησης για παροχή αέρα ανακάλυψης 11000 kg/hr κατά τους μήνες Ιούλιο και Αύγουστο

4.4 Μελέτη βαθμού ηλιακής κάλυψης συναρτήσει του όγκου του δοχείου θερμικής αποθήκευσης και της συλλεκτικής επιφάνειας των ηλιακών συλλεκτών

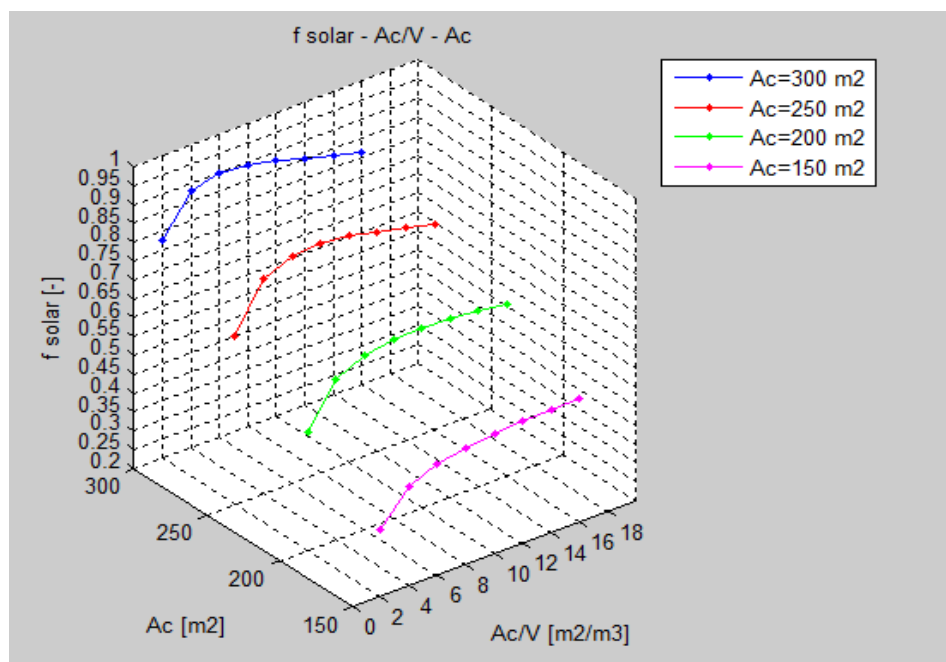
Στο συγκεκριμένο κεφάλαιο θα μελετήσουμε την επίδραση του όγκου του δοχείου θερμικής αποθήκευσης στο βαθμό ηλιακής κάλυψης που μας παρέχουν οι ηλιακοί συλλέκτες. Για την μελέτη αυτή θα δοκιμάσουμε διάφορες συλλεκτικές επιφάνειες και για κάθε μία διάφορους όγκους δοχείων. Η τελική μεταβλητή ως προς την οποία θα γίνει η βελτιστοποίηση είναι ο βαθμός ηλιακής κάλυψης που έχουμε ορίσει στο κεφάλαιο 3.5.2. Όποιος συνδυασμός δοχείου και συλλεκτικής επιφάνειας μας δίνει την μεγαλύτερη ηλιακή κάλυψη αυτός θα επιλεγεί και στο τέλος. Ακόμα θα δούμε και την επίδραση των δύο αυτών παραμέτρων στο μέσο βαθμό απόδοσης ηλιακών συλλεκτών.

Η περίοδος της προσομοίωσης αυτή τη φορά θα είναι ολόκληρη η θερινή περίοδος από Μάιο έως και Σεπτέμβριο ώστε να έχουμε έτσι την πλήρη ηλιακή κάλυψη του συστήματος ηλιακού κλιματισμού.

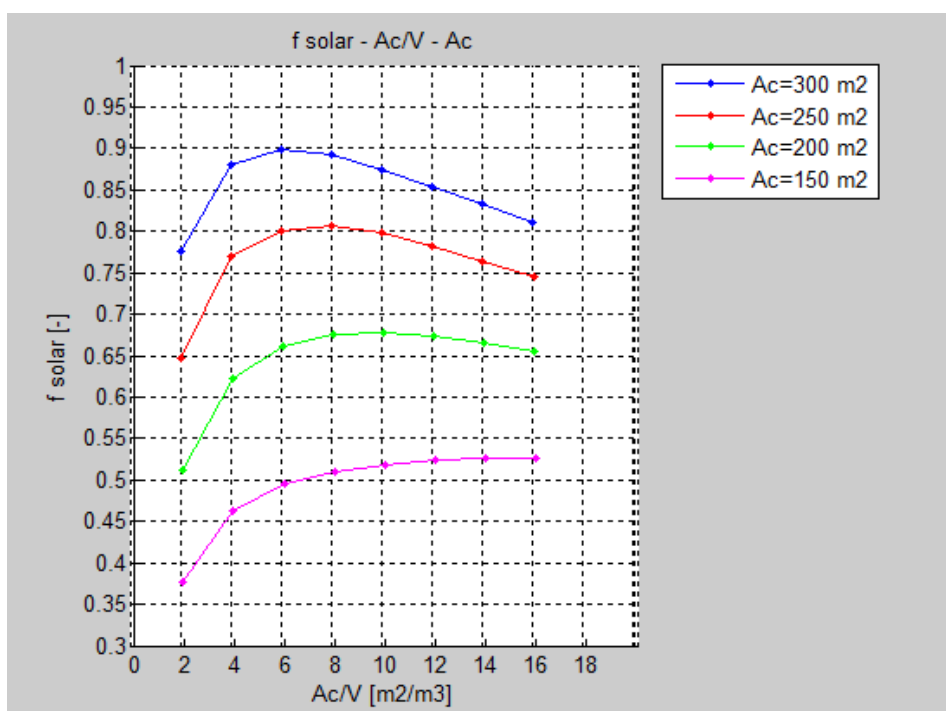
Οι συλλεκτικές επιφάνειες που θα εξεταστούν θα είναι 150, 200, 250 και 300 m². Αξίζει να σημειωθεί ότι για κάθε συλλεκτική επιφάνεια η παροχή του νερού στους ηλιακούς συλλέκτες θα μεταβάλλεται με βάση την τιμή της στις συνθήκες δοκιμής των ηλιακών συλλεκτών όπως έχουμε εξηγήσει στην παράγραφο 3.3.2.4.

Οι διάφοροι όγκοι του δοχείου θερμικής αποθήκευσης που θα εξεταστούν ορίζονται με βάση το λόγο τους ως προς την εκάστοτε συλλεκτική επιφάνεια Ac/V με τιμές 2, 4, 6, 10, 12, 14 και 16.

Τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων φαίνονται στον Πίνακα 4.4-1 παρακάτω και οπτικοποιούνται στα ακόλουθα διαγράμματα:



Διάγραμμα 4.4-1: Τρισδιάστατο διάγραμμα βαθμού ηλιακής κάλυψης συναρτήσει της επιφάνειας των ηλιακών συλλεκτών A_c και του λόγου A_c / V_{tank} κατά την περίοδο Μάιος - Σεπτέμβριος



Διάγραμμα 4.4-2: Βαθμός ηλιακής κάλυψης – λόγος A_c / V_{tank} για διάφορες συλλεκτικές επιφάνειες A_c κατά την περίοδο Μάιος - Σεπτέμβριος

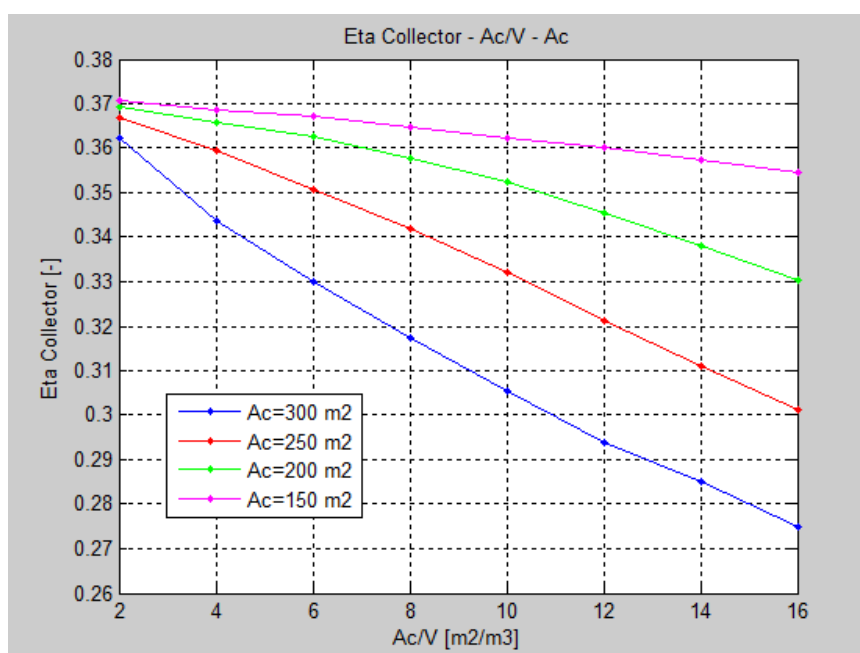
Από το παραπάνω Διάγραμμα 4.4-2 παρατηρούμε ότι ο βέλτιστος όγκος για την ηλιακή κάλυψη μικραίνει όσο μικραίνει και η συλλεκτική επιφάνεια. Συγκεκριμένα η εξάρτηση δεν είναι γραμμική καθώς δεν μικραίνει μόνο η τιμή του βέλτιστου όγκου αλλά παρατηρούμε ότι

ο μέγιστος βαθμός ηλιακής κάλυψης παρατηρείται σε όλο και μεγαλύτερο λόγο A_c/V όσο μικραίνει η συλλεκτική επιφάνεια.

Για συλλεκτική επιφάνεια 300 m^2 ο βέλτιστος λόγος του εμβαδού της συλλεκτικής επιφάνειας προς τον όγκο του δοχείου είναι 6 και ο όγκος του δοχείου προκύπτει 50 m^3 δίνοντάς μας ηλιακή κάλυψη 89.85%. Για επιφάνεια 250 m^2 ο βέλτιστος λόγος είναι 8, δηλαδή 31.25 m^3 δοχείο, και μας δίνει ηλιακή κάλυψη 80.70%. Αντίστοιχα για 200 m^2 ο βέλτιστος λόγος είναι 10 με 20 m^3 δοχείο και ηλιακή κάλυψη 67.79 %. Για συλλεκτική επιφάνεια 150 m^2 ο βέλτιστος λόγος, όμως, δεν ακολουθεί την γραμμικότητα αυτή και αυξάνεται στο 16 οδηγώντας σε δοχείο 9.375 m^3 και ηλιακή κάλυψη 52.60%. Ακόμα παρατηρούμε για όλες τις επιφάνειες ότι στη μετάβαση του λόγου συλλεκτικής επιφάνειας προς τον όγκο δοχείου από 4 σε 2, η πτώση του βαθμού ηλιακής κάλυψης είναι ιδιαίτερα απότομη σε σχέση με τη κλίση στην υπόλοιπη καμπύλη.

Προφανώς όσο μεγαλώνει η συλλεκτική επιφάνεια μεγαλώνει γενικά ο βαθμός της ηλιακής κάλυψης όπως είναι λογικό αφού έχουμε μεγαλύτερη συνολική προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία για τη θέρμανση του νερού των ηλιακών συλλεκτών και κατά συνέπεια για τη θέρμανση του νερού τροφοδοσίας του ψύκτη απορρόφησης στο δοχείο θερμικής αποθήκευσης.

Η συμπεριφορά των βαθμών απόδοσης των ηλιακών συλλεκτών φαίνονται στο Διάγραμμα 4.4-3



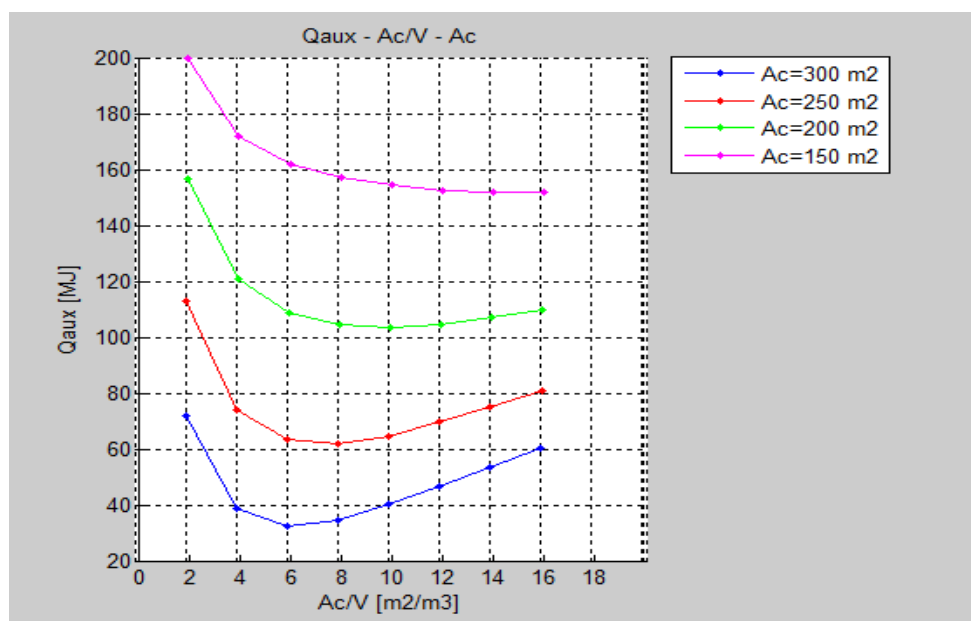
Διάγραμμα 4.4-3: Βαθμός απόδοσης ηλιακών συλλεκτών – λόγος A_c / V_{tank} για διάφορες συλλεκτικές επιφάνειες A_c κατά την περίοδο Μάιος - Σεπτέμβριος

Οι βαθμοί απόδοσης των ηλιακών συλλεκτών παρατηρούμε ότι για όλες τις επιφάνειες μικραίνουν όσο μικραίνει ο όγκος του δοχείου. Αυτό είναι λογικό γιατί με μικρότερο όγκο το δοχείο θερμαίνεται πιο γρήγορα με αποτέλεσμα εισόδου του νερού στους ηλιακούς συλλέκτες

να είναι μεγαλύτερη και έτσι ο βαθμός απόδοσης να πέφτει όπως επιβεβαιώνεται και από το Διάγραμμα 3.3-2. Ακόμα παρατηρούμε ότι όσο μεγαλώνει η συλλεκτική επιφάνεια αυξάνεται και ο ρυθμός πτώσης του βαθμού απόδοσης των ηλιακών συλλεκτών. Για ηλιακή συλλεκτική επιφάνεια 150 m² έχουμε συνολική πτώση για τους διάφορους όγκους δοχείων 1.5%. Για 200 m² έχουμε πτώση 3%, για 200 m² έχουμε πτώση 6.5% και για 300 m² έχουμε πτώση 8.5 %. Αυτό συμβαίνει λόγω της μεγαλύτερης ωφέλιμης ενέργειας που μεταφέρεται στο νερό των ηλιακών συλλεκτών με αποτέλεσμα να αυξάνεται περισσότερο η θερμοκρασία του και συνεπώς να ελαττώνεται ο βαθμός απόδοσης.

Για τους βέλτιστους όγκους που είδαμε προηγουμένως, έχουμε για 150 m² και λόγο 16, 35.44%. Για συλλεκτική επιφάνεια 200 m² και λόγο 10 έχουμε 35.23%. Για συλλεκτική επιφάνεια 250 m² και λόγο 8 έχουμε 34.21%. Τέλος, για συλλεκτική επιφάνεια 300 m² και λόγο 6 έχουμε 32.99%. Συμπεραίνουμε, λοιπόν, ότι οι διαφορές για τους βέλτιστους όγκους της ηλιακής κάλυψης δεν είναι μεγάλες μεταξύ των βαθμών απόδοσης των ηλιακών συλλεκτών

Τέλος παραθέτουμε το Διάγραμμα 4.4-4 που αναπαριστά την κατανάλωση ενέργειας από την βοηθητική πηγή θερμότητας και έχει την ανάποδη μορφή από το Διάγραμμα 4.4-2 καθώς όσο αυξάνονται οι ηλιακοί συλλέκτες τόσο λιγότερη ενέργεια από τη βοηθητική πηγή θερμότητας χρειάζεται. Τα ελάχιστα λοιπόν της ενέργειας από τη βοηθητική πηγή θερμότητας παρουσιάζονται για τους ίδιους λόγους Ac/V για κάθε συλλεκτική επιφάνεια όπως αναμέναμε από τον ορισμό του βαθμού ηλιακής κάλυψης (εξίσωση 3.5-2).



Διάγραμμα 4.4-4: Κατανάλωση ενέργειας βοηθητικής πηγής θερμότητας Q_{aux} – λόγος Ac / V_{tank} για διάφορες συλλεκτικές επιφάνειες Ac κατά την περίοδο Μάιος – Σεπτέμβριος

Ac [m ²]	mcoll [kg/hr]	Ac/V [m ² /m ³]	Vtank [m ³]	QAux [GJ]	EtaColl	FSol
300	15120	2	150	71.7990	36.23%	77.59%
300	15120	4	75	38.4469	34.38%	87.99%
300	15120	6	50	32.4539	32.99%	89.85%
300	15120	8	37.5	34.6148	31.73%	89.17%
300	15120	10	30	40.0895	30.56%	87.46%
300	15120	12	25	46.8151	29.39%	85.33%
300	15120	14	21.42857	53.1784	28.50%	83.36%
300	15120	16	18.75	60.3247	27.50%	81.08%
250	12600	2	125	113.0977	36.67%	64.71%
250	12600	4	62.5	73.7850	35.95%	76.97%
250	12600	6	41.66667	63.5979	35.08%	80.13%
250	12600	8	31.25	61.7600	34.21%	80.70%
250	12600	10	25	64.6803	33.20%	79.79%
250	12600	12	20.83333	69.8694	32.14%	78.15%
250	12600	14	17.85714	75.2070	31.11%	76.42%
250	12600	16	15.625	80.9482	30.12%	74.58%
200	10080	2	100	156.3407	36.92%	51.23%
200	10080	4	50	120.9125	36.59%	62.28%
200	10080	6	33.33333	108.7175	36.25%	66.07%
200	10080	8	25	104.2422	35.79%	67.47%
200	10080	10	20	103.1682	35.23%	67.79%
200	10080	12	16.66667	104.3546	34.56%	67.40%
200	10080	14	14.28571	106.9319	33.82%	66.58%
200	10080	16	12.5	109.8834	33.03%	65.58%
150	7560	2	75	199.9562	37.08%	37.62%
150	7560	4	37.5	172.0765	36.84%	46.33%
150	7560	6	25	161.6193	36.71%	49.59%
150	7560	8	18.75	156.8885	36.47%	51.08%

150	7560	10	15	154.2612	36.23%	51.89%
150	7560	12	12.5	152.6046	36.01%	52.39%
150	7560	14	10.71429	151.9851	35.73%	52.57%
150	7560	16	9.375	151.8666	35.44%	52.60%

Πίνακας 4.4-1: Αποτελέσματα δοκιμών για διαφορετικούς συνδυασμούς επιφάνειας ηλιακών συλλεκτών και όγκων δοχείων θερμικής αποθήκευσης κατά την περίοδο Μάιος - Σεπτέμβριος

Για τη μελέτη μας λοιπόν επιλέγουμε 300m² συνολική συλλεκτική επιφάνεια για τους ηλιακούς συλλέκτες σωλήνων κενού, παροχή νερού σε αυτούς 15126 kg/hr και δοχείο θερμικής αποθήκευσης 50 m³.

5

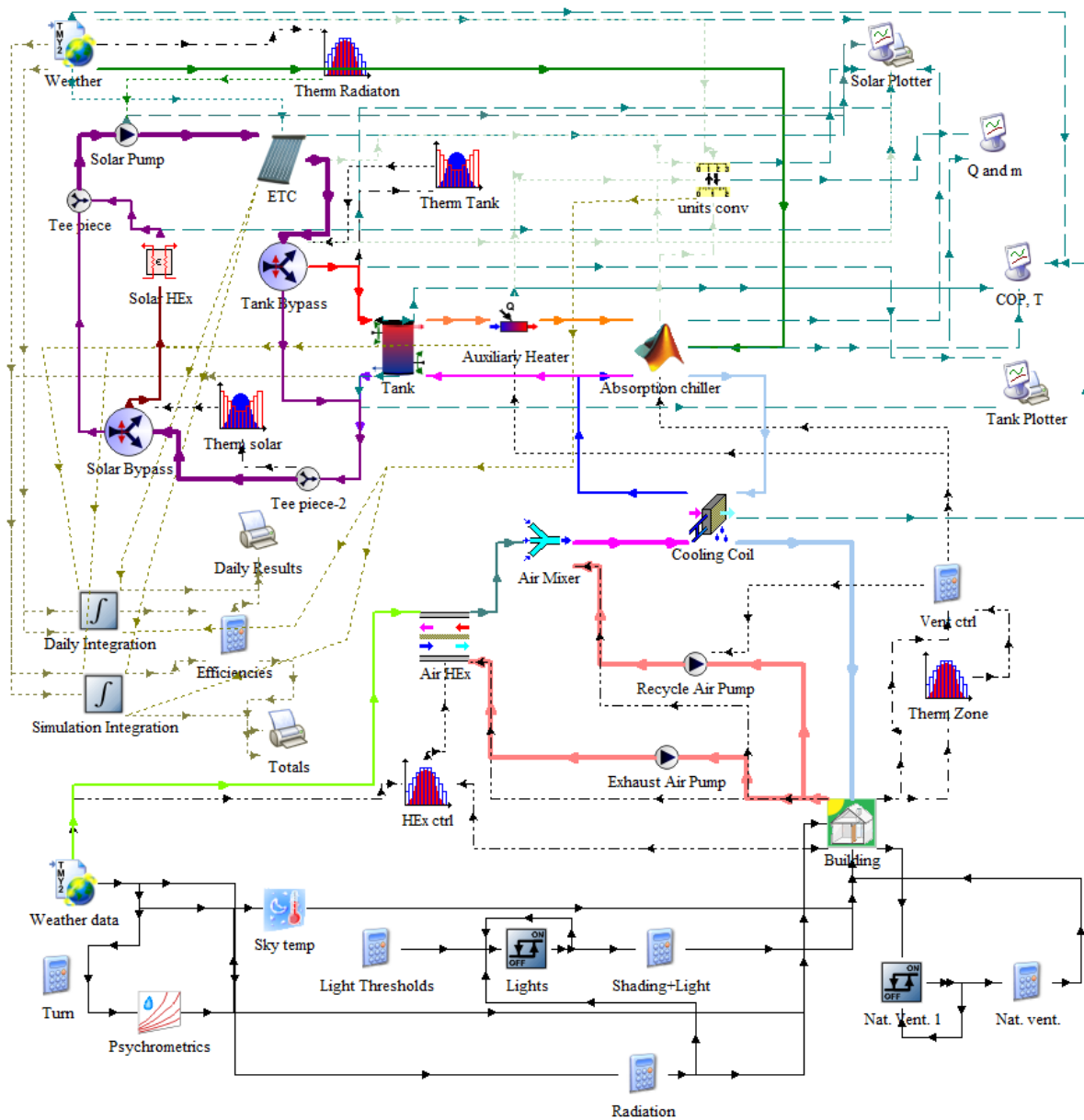
Αποτελέσματα

Έχοντας βελτιστοποιήσει πλέον το σύστημα ηλιακού κλιματισμού για το κτίριο που χρησιμοποιούμε θα προσομοιώσουμε τη συμπεριφορά του για την θερινή περίοδο από τον Μάιο έως και τον Σεπτέμβριο και θα μελετήσουμε τα αποτελέσματα αυτά.

Οι τελικές ρυθμίσεις που προέκυψαν από τη βελτιστοποίηση του συστήματος είναι οι ακόλουθες:

- Μοντέλο λειτουργίας του ψύκτη απορρόφησης μίας βαθμίδας διαλύματος Βρωμιούχου Λιθίου με μεταβλητή παροχή θερμού νερού τροφοδοσίας.
- Επιθυμητή θερμοκρασία εισόδου θερμού νερού τροφοδοσίας στον αναγεννητή του ψύκτη απορρόφησης 100 °C.
- Παροχή αέρα ανακύκλωσης στο σύστημα εξαερισμού του κτιρίου 11000 kg/hr.
- Συνολική συλλεκτική επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών σωλήνων κενού 300m².
- Παροχή νερού στους ηλιακούς συλλέκτες 15120 kg/hr.
- Όγκος δοχείου θερμικής αποθήκευσης 50m³.
- Μέγιστη ονομαστική ισχύς ψύκτη απορρόφησης 200 kW.

Το ολοκληρωμένο σύστημα ηλιακού κλιματισμού κτιρίου εκθεσιακού χώρου με χρήση του αναπτυγμένου μοντέλου ψύκτη απορρόφησης στη Matlab για δυναμική προσομοίωση σε συνδυασμό με το λογισμικό TRNSYS είναι το ακόλουθο:



Εικόνα 4.4-1: Ολοκληρωμένο σύστημα ηλιακού κλιματισμού κτιρίου εκθεσιακού χώρου στο TRNSYS Simulation studio

5.1 Σχολιασμός διαγραμμάτων προσομοίωσης για την

θερινή περίοδο από τον Μάιο έως και τον Σεπτέμβριο

5.1.1 Συμπεριφορά της θερμικής ζώνης του κτιρίου και του

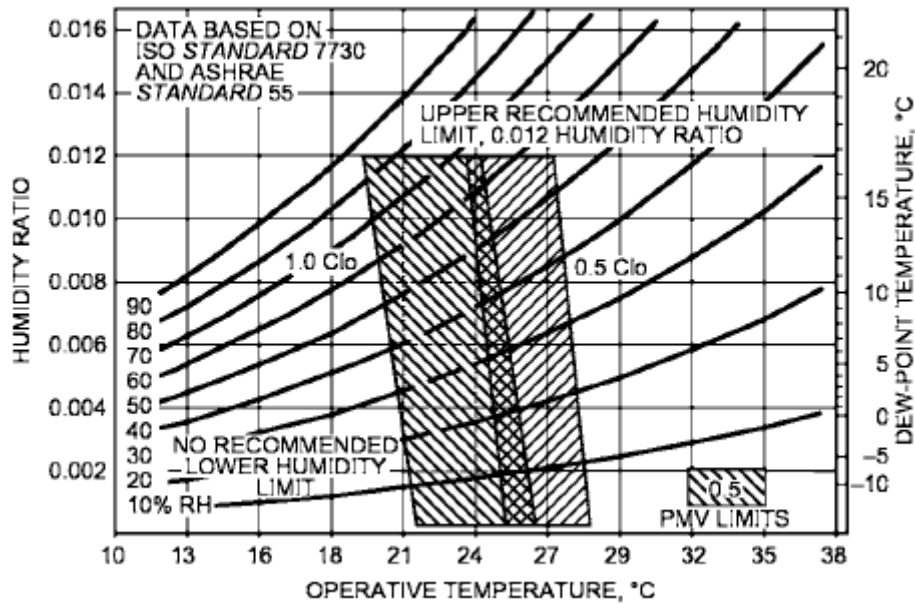
συστήματος κλιματισμού της.

Στο Διάγραμμα 5.1-1: Ventilation Plotter 1 – Μάιος – Σεπτέμβριος βλέπουμε τη διατήρηση της λειτουργικής θερμοκρασίας της θερμικής ζώνης κατά τη χρήση του κτιρίου (08:00 – 22:00) κάτω των 26 °C όπως έχουμε ορίσει στο θερμοστάτη του χώρου. Η λειτουργική θερμοκρασία κυμαίνεται μεταξύ 25 °C και 26 °C Η θερμοκρασία του αέρα στη θερμική ζώνη κυμαίνεται στους 23 °C έως 24 °C.

Ακόμα στο Διάγραμμα 5.1-1: Ventilation Plotter 1 – Μάιος – Σεπτέμβριος βλέπουμε τη σταθερή παροχή νωπού αέρα στο χώρο κατά το ωράριο λειτουργίας η οποία είναι όπως ορίσαμε στο κεφάλαιο *Διαμόρφωση αντλίας παροχής απορριπτόμενου αέρα από τον εξαερισμό του κτιρίου (Type 3)* 90030 kg/hr σύμφωνα με τον απαιτούμενο αέρα ανανέωσης των 25m³/hr.pers σε αντίθεση με την παροχή του αέρα ανακύκλωσης των 11000kg/hr η οποία χρησιμοποιείται μόνο κατά τις στιγμές που απαιτείται κλιματισμός του χώρου και ο θερμοστάτης ενεργοποιεί την αντλία παροχής του αέρα ανακύκλωσης. Ο συνολικός κλιματισμένος αέρας που εισέρχεται στον χώρο είναι 20030 kg/hr προκριμένου να παραλάβει τα απαιτούμενα θερμικά φορτία και η λειτουργική θερμοκρασία να διατηρηθεί κάτω των 26 °C. Για τις ώρες εκτός του ωραρίου λειτουργίας (22:00-08:00) το σύστημα κλιματισμού δεν λειτουργεί καθόλου και δεν στέλνεται ούτε νωπός αέρας.

Όπως φαίνεται στο Διάγραμμα 5.1-1: Ventilation Plotter 1 – Μάιος – Σεπτέμβριος η σχετική υγρασία του χώρου κυμαίνεται σε σταθερό εύρος μεταξύ 55% και 65% για όλη τη περίοδο προσομοίωσης σε αντιπαραβολή με την σχετική υγρασία του περιβάλλοντος όπου υπάρχουν έντονες διακυμάνσεις μεταξύ μέρας και νύχτας. Συγκεκριμένα κατά τις ώρες λειτουργίας του κτιρίου, όπου έχουμε ψύξη του αέρα στον χώρο του κτιρίου, η σχετική υγρασία του χώρου είναι υψηλότερη από εκείνη του περιβάλλοντος, όπως είναι λογικό αφού κατά τη μέρα ο αέρας του περιβάλλοντος είναι αρκετά ξηρός. Τη νύκτα η υγρασία του περιβάλλοντος αυξάνεται αρκετά ενώ του χώρου ελαττώνεται αφού δεν έχουμε κλιματισμό του χώρου.

Σύμφωνα με το Διάγραμμα 3.7-3 οι συνθήκες άνεσης καλύπτονται για τους συνδυασμούς της λειτουργικής θερμοκρασίας και σχετικής υγρασίας που έχουμε:

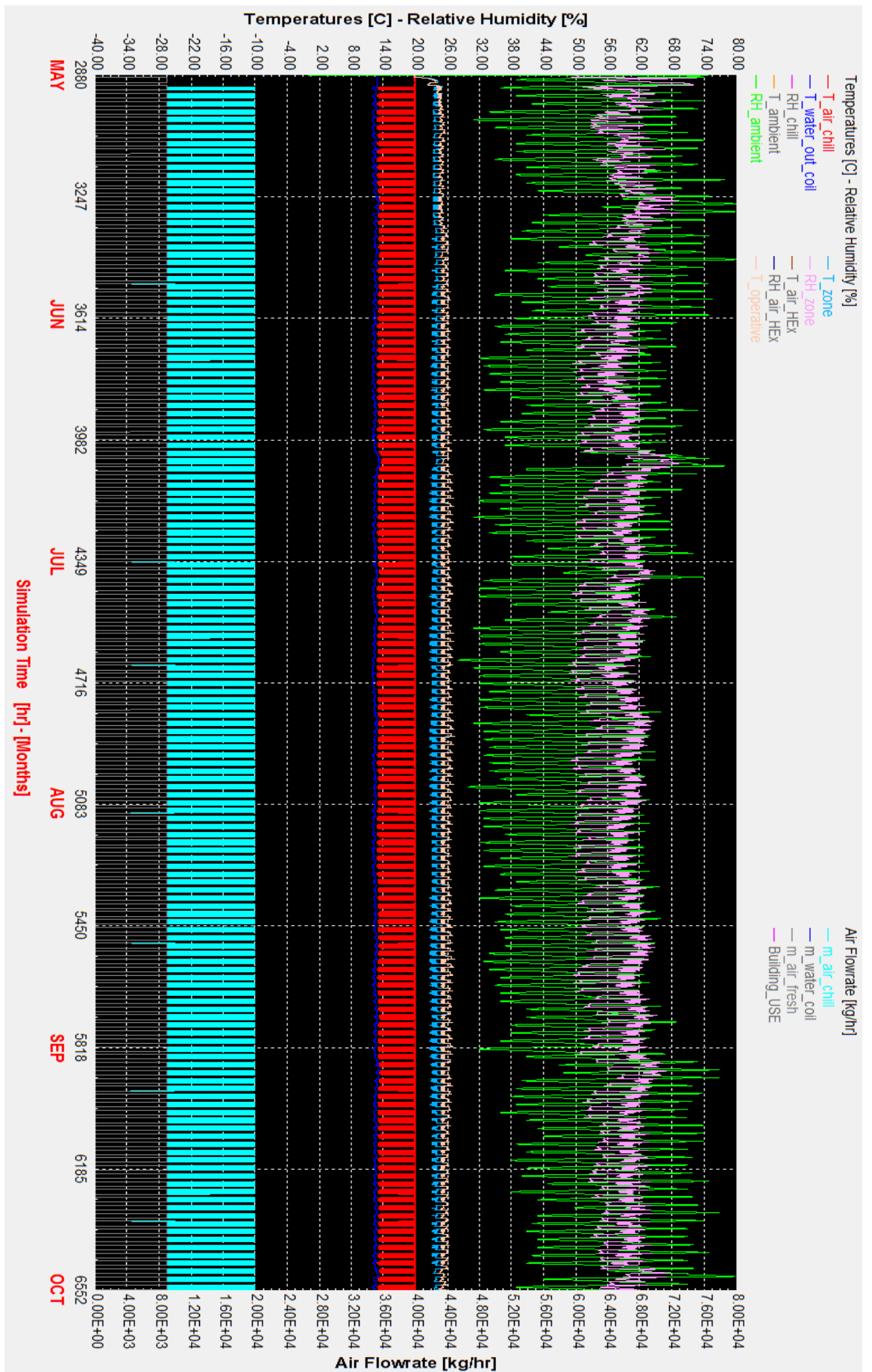


Επίσης στο συγκεκριμένο *Διάγραμμα 5.1-1* παρατηρούμε τη θερμοκρασία του εισερχόμενου κλιματισμένου αέρα στη θερμική ζώνη ο οποίος μετά την ψύξη του στο σωληνοειδές ψυκτικό στοιχείο εισέρχεται στο χώρο με θερμοκρασία $13\text{ }^{\circ}\text{C}$ έως $14\text{ }^{\circ}\text{C}$ όπως φαίνεται και στο *Διάγραμμα 5.1-3*. Η φαινομενική διακύμανση έως τους $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ αποτελεί ελάττωμα των διαγραμμάτων του TRNSYS καθώς απεικονίζεται και η τιμή για τις στιγμές που δεν λειτουργεί ο κλιματισμός. Η θερμοκρασία εξόδου του νερού από το ψυκτικό στοιχείο είναι $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ έως $13\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Στο *Διάγραμμα 5.1-2* παρατηρούμε τη μεταβολή της θερμοκρασίας του νωπού αέρα εξαιτίας του ψύκτη προκλιματισμού. Συγκεκριμένα διαπιστώνουμε την πτώση της θερμοκρασίας του φρέσκου αέρα λόγω του προκλιματισμού του από τον ήδη κλιματισμένο απορριπτόμενο αέρα από το χώρο. Στις περιπτώσεις που η θερμοκρασία του περιβάλλοντος είναι χαμηλότερη από τη θερμοκρασία του χώρου, δηλαδή κάτω από $26\text{ }^{\circ}\text{C}$, βλέπουμε ότι ο προκλιματισμένος αέρας έχει την ίδια θερμοκρασία με το περιβάλλον το οποίο επιβεβαιώνει τη ρύθμιση που έχουμε κάνει στον εναλλάκτη προκλιματισμού (*κεφάλαιο Διαμόρφωση εναλλάκτη προκλιματισμού (Type 667)*) να μην εναλλάσσει θερμότητα και υγρασία μεταξύ των δύο ρευμάτων γιατί τότε θα θερμαίναμε τον νωπό αέρα αντί να τον ψύχουμε. Οι περιπτώσεις αυτές εμφανίζονται έντονα τον μήνα Μάιο όπου έχουμε σχετικά χαμηλή θερμοκρασία περιβάλλοντος.

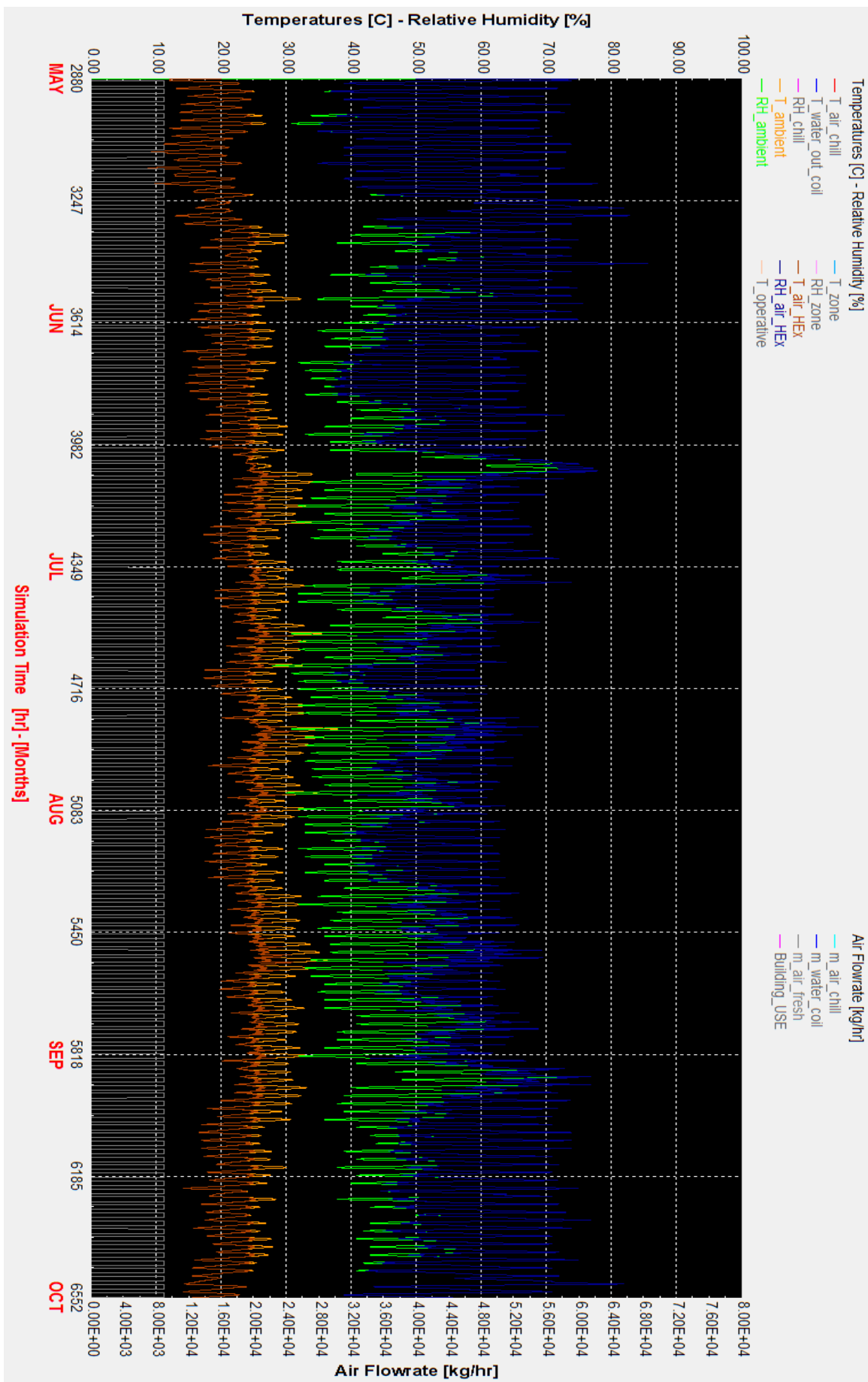
Επίσης παρατηρούμε στο *Διάγραμμα 5.1-2* ότι η σχετική υγρασία του προκλιματισμένου αέρα είναι πάντα μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος όπως αναμέναμε λόγω της ψύξης του στον εναλλάκτη προκλιματισμού, εκτός των περιπτώσεων που δεν γίνεται εναλλαγή θερμότητας και υγρασίας, όπου είναι η ίδια.

Στο *Διάγραμμα 5.1-3* παρατηρούμε τη σχετική υγρασία του εισερχόμενου κλιματισμένου αέρα στο χώρο. Κατά τις στιγμές λειτουργίας του συστήματος κλιματισμού κυμαίνεται μεταξύ 90% και 95% οι οποίες είναι πολύ υψηλές τιμές και διαμορφώνονται έτσι λόγω της χαμηλής του θερμοκρασίας $13\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ωστόσο δεν αποτελεί σημαντικό πρόβλημα λόγω της διατήρησης της σχετικής υγρασίας του χώρου σε αποδεκτά επίπεδα λόγω των υψηλών θερμικών φορτίων. Ακόμα βλέπουμε την σταθερή παροχή κρύου νερού στο σωληνοειδές ψυκτικό στοιχείο από τον ψύκτη απορρόφησης η οποία είναι 34368 kg/hr .



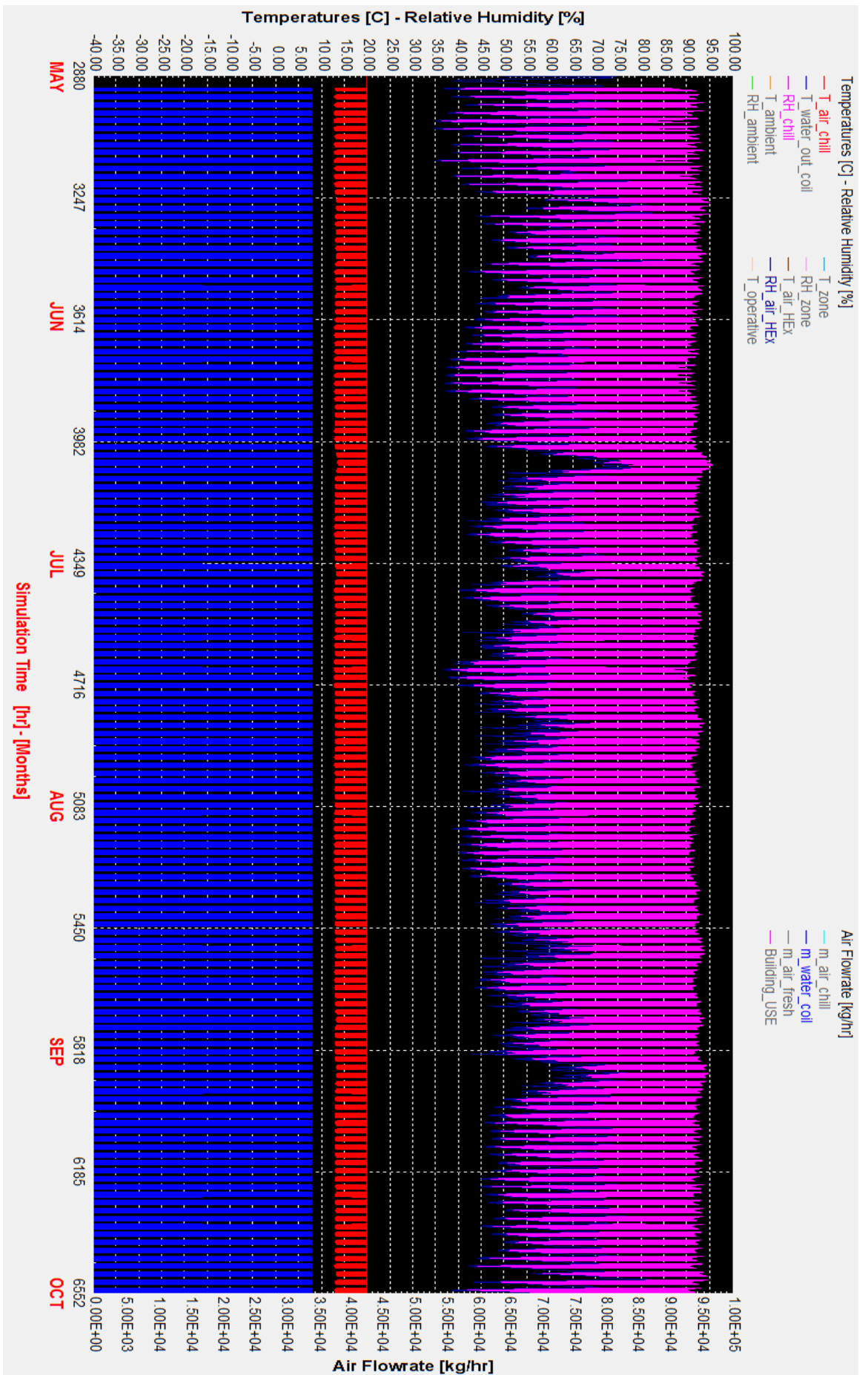
Διάγραμμα 5.1-1: Ventilation Plotter 1 – Μάιος – Σεπτέμβριος

Θερμοκρασία εισερχόμενου κλιματισμένου αέρα στη θερμική ζώνη (T_{air_chill}), Θερμοκρασία εξόδου κρύου νερού από το σωληνωειδές ψυκτικό στοιχείο ($T_{water_out_coil}$), Σχετική υγρασία περιβάλλοντος ($RH_{ambient}$), Θερμοκρασία αέρα στη θερμική ζώνη (T_{zone}), Σχετική Υγρασία στη θερμική ζώνη (RH_{zone}), Λειτουργική Θερμοκρασία ($T_{operative}$), παροχή κλιματισμένου αέρα (m_{air_chill}), παροχή ωπού αέρα (m_{air_fresh})



Διάγραμμα 5.1-2: Ventilation Plotter 2 – Μάιος – Σεπτέμβριος

Θερμοκρασία περιβάλλοντος ($T_{ambient}$), Σχετική υγρασία περιβάλλοντος ($RH_{ambient}$), Θερμοκρασία προκλιματισμένου νερού αέρα (T_{air_HEX}), Σχετική υγρασία προκλιματισμένου αέρα (RH_{air_HEX}), παραγωγή νεπού αέρα (m_{air_fresh})



Διάγραμμα 5.1-3: Ventilation Plotter 3 - Μάιος – Σεπτέμβριος

Θερμοκρασία εισερχόμενου κλιματιζόμενου αέρα στη θερμική ζώνη (T_{air_chill}), Σχετική υγρασία εισερχόμενου κλιματιζόμενου αέρα στη θερμική ζώνη (RH_{air_chill}), Σχετική υγρασία προκλιματιζόμενου νεπού αέρα (RH_{air_HEX}), Παροχή κρύου νερού στο σωληνωειδές ψυκτικό στοιχείο (m_{water_coil}).

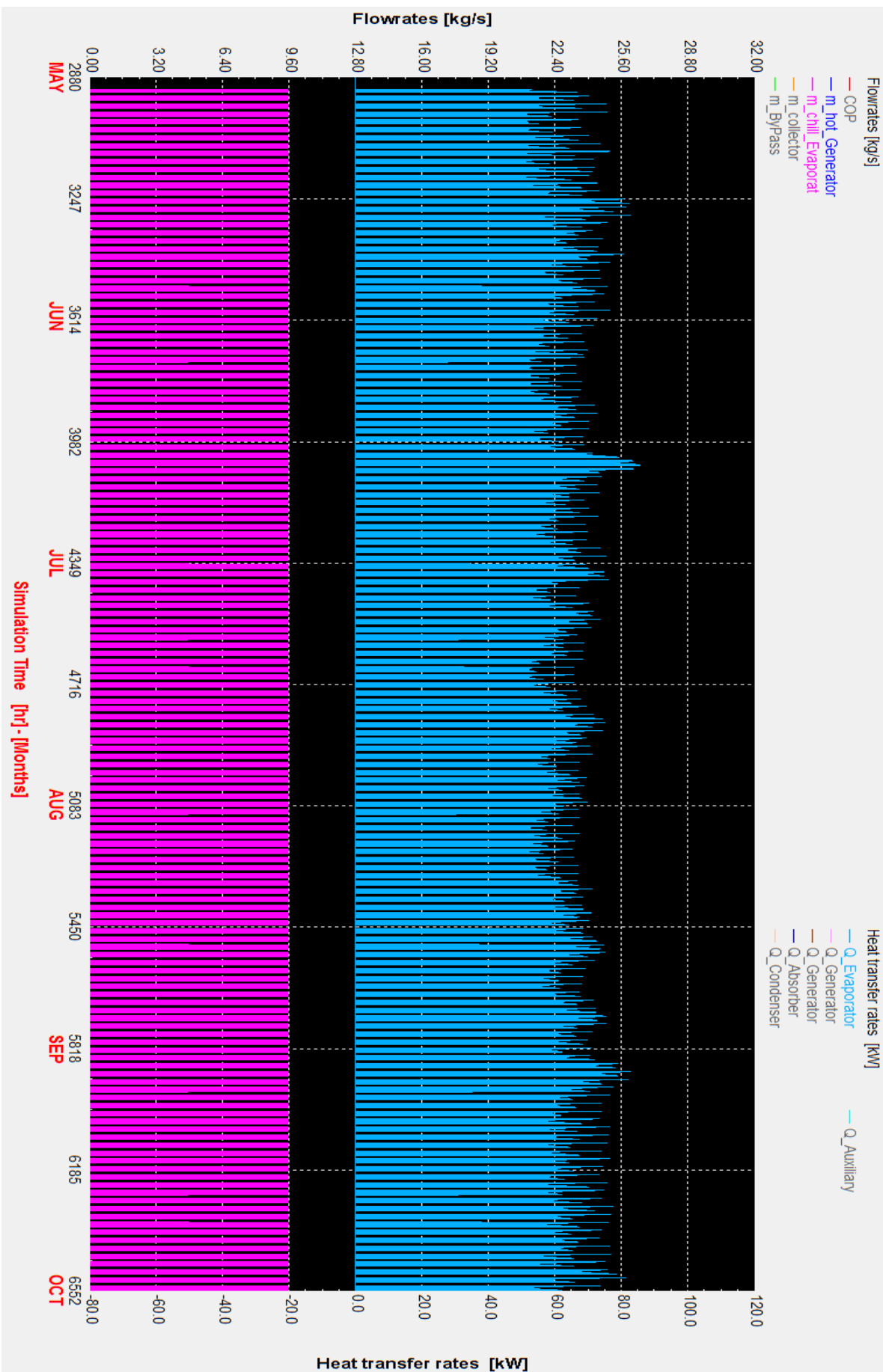
5.1.2 Θερμικά φορτία και παροχές μάζας

Στο *Διάγραμμα 5.1-4* βλέπουμε τη μεταβολή της αποδιδόμενης ψυκτικής ισχύος κατά τη διάρκεια της προσομοίωσης, η οποία κυμαίνεται μεταξύ 55kW και 80kW. Ακόμα παρατηρούμε τη σταθερή παροχή κρύου νερού στον ψύκτη απορρόφησης η οποία είναι όπως είπαμε 9.547 kg/s = 34368 kg/hr και αποτελεί και το κρύο νερό που εισέρχεται στο σωληνοειδές ψυκτικό στοιχείο. Η παροχή αυτή έχει καθοριστεί από το μοντέλο λειτουργίας του ψύκτη απορρόφησης όπως έχουμε αναλύσει στο κεφάλαιο 2.2.4 «*Επικοινωνία ψύκτη απορρόφησης με εξωτερικές πηγές χαμηλής και υψηλής θερμοκρασίας*» για μέγιστη ονομαστική ισχύ του ψύκτη απορρόφησης 200 kW.

Στο *Διάγραμμα 5.1-5* παρατηρούμε τη μεταβολή της καταναλισκόμενης θερμικής ισχύος από τον αναγεννητή κατά τη διάρκεια της προσομοίωσης, η οποία κυμαίνεται μεταξύ 60kW και 100kW. Ακόμα παρατηρούμε την άμεση εξάρτηση του προφίλ της μεταβαλλόμενης παροχής θερμού νερού από το προφίλ της ισχύος αυτής. Το εύρος διακύμανσης είναι από 2 kg/s έως 3.2 kg/s. Η εξάρτηση αυτή δικαιολογείται πλήρως αφού για να καλυφτεί η απαιτούμενη θερμικής ισχύς πρέπει να αυξηθεί η παροχή όπως έχουμε αναλύσει για το μοντέλο μεταβλητής παροχής στο κεφάλαιο 2.2.4.3 και 4.1. Ακόμα διαπιστώνουμε τη συμφωνία του προφίλ της καταναλισκόμενης θερμικής ισχύος με το προφίλ της ψυκτικής ισχύος προκειμένου να μπορέσει να καλυφθεί κάθε στιγμή το απαιτούμενο ψυκτικό φορτίο από την αντίστοιχη ισχύ τροφοδοσίας βάσει της εξίσωσης $Q_{source} = COP \cdot Q_{evaporator}$.

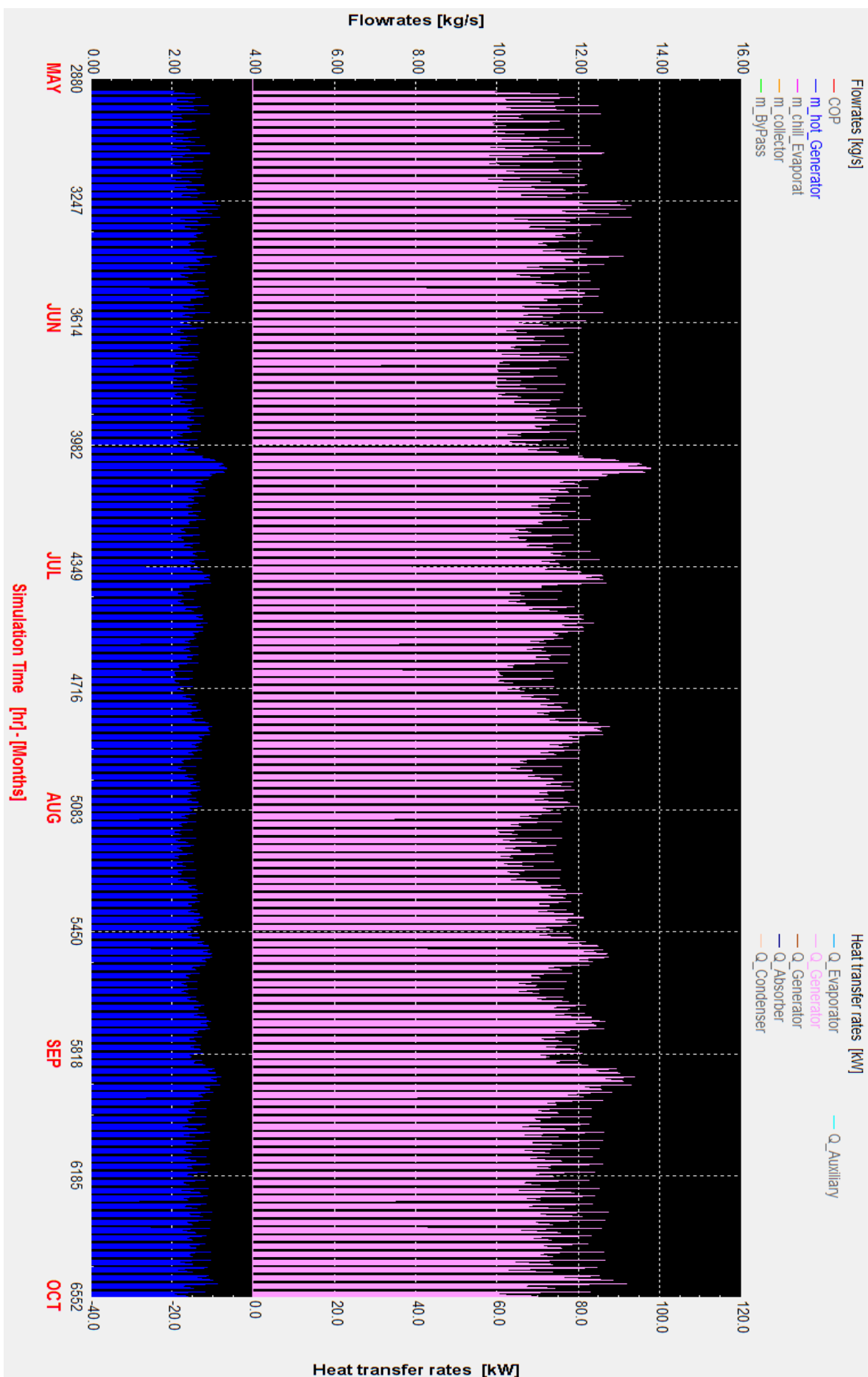
Στο *Διάγραμμα 5.1-6* παρατηρούμε την μεταβολή της καταναλισκόμενης ισχύος στη βοηθητική πηγή θερμότητας για τη θέρμανση του θερμού νερού τροφοδοσίας του ψύκτη απορρόφησης στους 100 °C όταν απαιτείται. Παρατηρούμε ότι οι μέγιστες τιμές παρατηρούνται τους μήνες Μάιο, Ιούνιο, και Σεπτέμβριο ακολουθώντας τις μέγιστες τιμές του προφίλ της θερμικής ισχύος τροφοδοσίας στο *Διάγραμμα 5.1-5*. Η μέγιστη τιμή που εμφανίζεται είναι 110 kW. Ακόμα παρατηρούμε την παροχή νερού στου ηλιακού συλλέκτης η οποία είναι σταθερή κατά τις ώρες λειτουργίας τους και ίση με 4.20 kg/s = 15120 kg/hr. Ενδιαφέρον παρουσιάζει η παροχή παράκαμψης του δοχείου θερμικής αποθήκευσης, που όπως έχουμε ορίσει εμφανίζεται όταν το ανώτερο στρώμα του δοχείου, και κατά συνέπεια το νερό τροφοδοσίας του ψύκτη απορρόφησης, φτάσει τους 105 °C. Διαπιστώνουμε λοιπόν ότι σε αυτές τις περιπτώσεις δεν ανοίγει ποτέ η βοηθητική πηγή θερμότητας αφού το εισερχόμενο νερό σε αυτή έχει θερμοκρασία 105 °C, επιβεβαιώνοντας έτσι τη σωστή λειτουργία του συστήματος τροφοδοσίας του ψύκτη απορρόφησης.

Τέλος στο *Διάγραμμα 5.1-7* βλέπουμε τη μεταβολή της ισχύος που αποδίδεται από τον απορροφητή και τον συμπυκνωτή. Και αυτές ακολουθούν το προφίλ των ισχύων τροφοδοσίας και ψύξεως επιβεβαιώνοντας έτσι το ισοζύγιο ενέργειας στον ψύκτη απορρόφησης $Q_{Absorber} + Q_{Condenser} = Q_{Generator} + Q_{Evaporator}$.



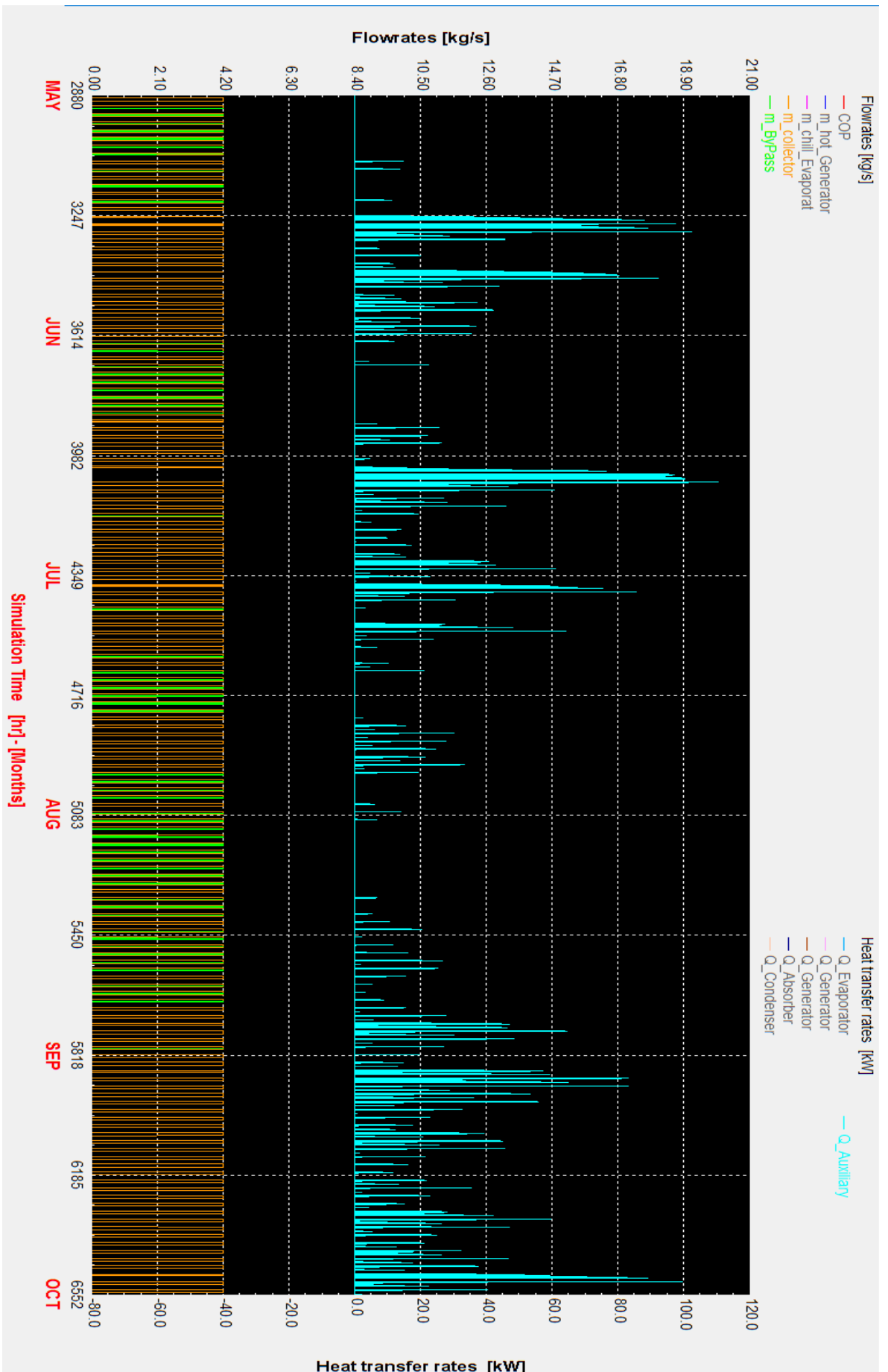
Διάγραμμα 5.1-4: \dot{Q} and m 1 - Μάιος - Σεπτέμβριος

Παροχή κρύου νερού στον ατμοποιητή ($m_{chill_Evaporat}$), Αποδιδόμενη ψυκτική ισχύς ψύκτη απορρόφησης ($\dot{Q}_{Evaporator}$)



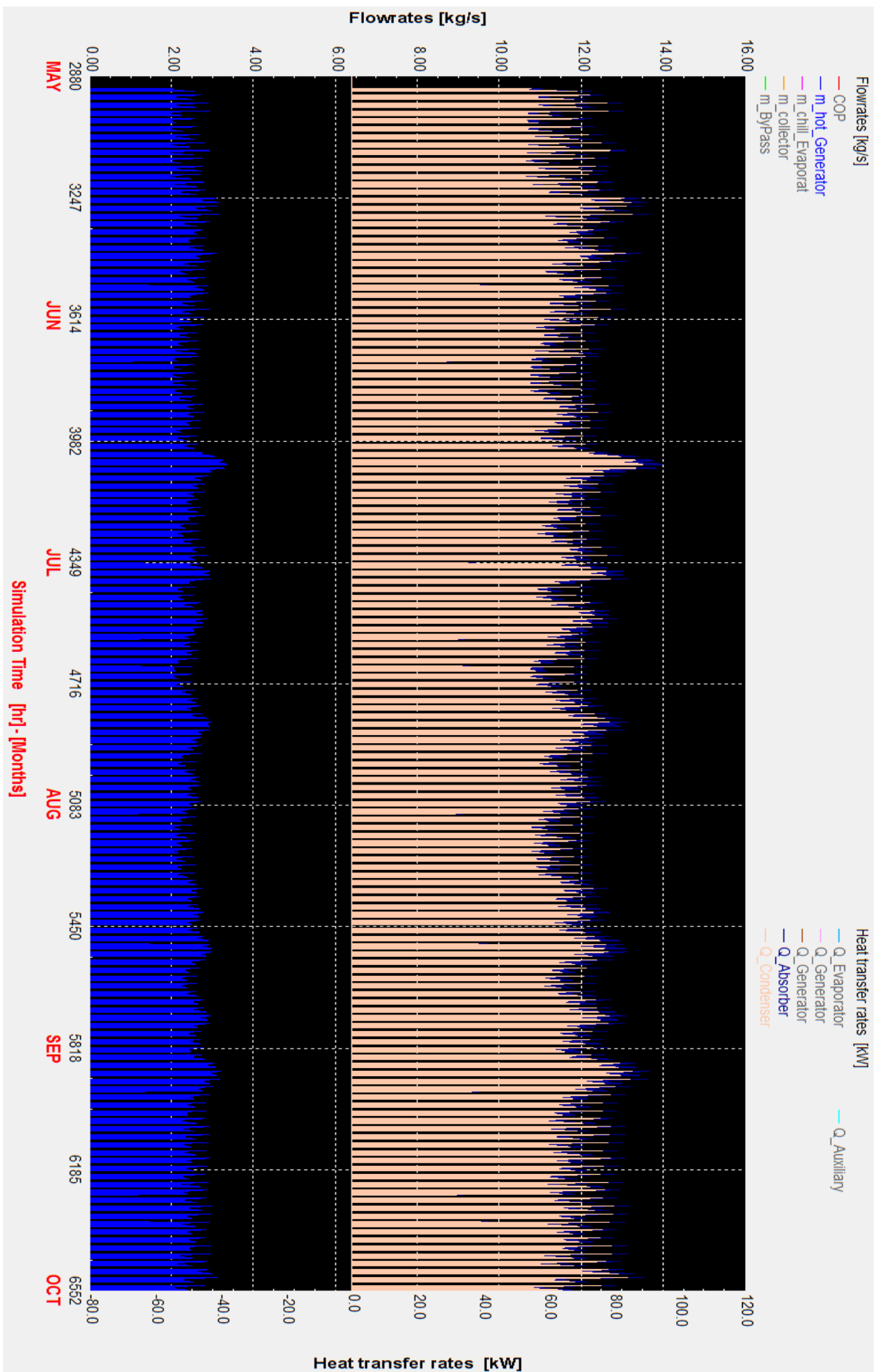
Παροχή θερμού νερού στον αναγεννητή ($m_{hot_Generator}$), Καταναλισκόμενη θερμική Ισχύς στον αναγεννητή ($Q_{Generator}$)

Διάγραμμα 5.1-5 Q and m 2 - Μάιος - Σεπτέμβριος



Διάγραμμα 5.1-6: Q and m 3 - Μάιος - Σεπτέμβριος

Παροχή νερού στους ηλιακούς συλλέκτες ($m_{collector}$), Παροχή νερού στον κλάδο παράκαμψης του δοχείου θερμικής αποθήκευσης (m_{ByPass}), Κατανάλωσιόμενη Ισχύς στην βοηθητική πηγή θερμότητας ($Q_{Auxiliary}$).



Διάγραμμα 5.1-7: \dot{Q} and \dot{m} 4 - Μάιος - Σεπτέμβριος

Παροχή θερμιάου νερού στον αναγεννητή ($\dot{m}_{hot_Generator}$), Αποδιόδεμένη ισχύς από τον απορροφητή ($\dot{Q}_{Absorber}$) και τον συμπυκνωτή ($\dot{Q}_{Condenser}$).

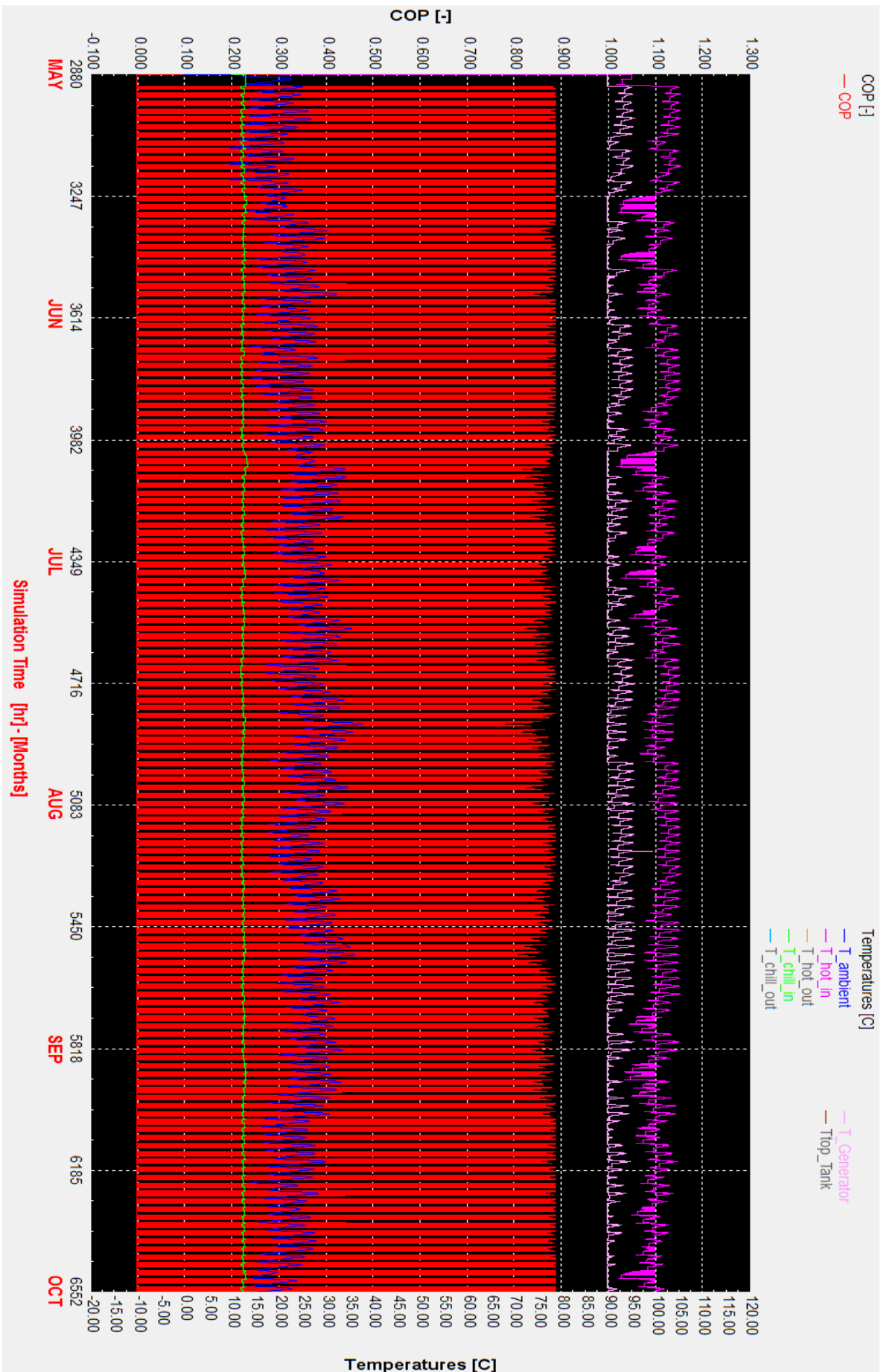
5.1.3 Βαθμός απόδοσης και λειτουργικές θερμοκρασίες του ψύκτη απορρόφησης

Στο Διάγραμμα 5.1-8 παρατηρούμε μεταβολή του βαθμού απόδοσης του ψύκτη απορρόφησης. Όπως αναμέναμε όσο αυξάνεται η θερμοκρασία περιβάλλοντος, και κατά συνέπεια η θερμοκρασία συμπύκνωσης δεδομένου ότι έχουμε αερόψυκτο ψύκτη απορρόφησης, ο βαθμός απόδοσης του ψύκτη απορρόφησης ελαττώνεται. Η μέγιστη τιμή του είναι 0.8886, και είναι σταθερή για θερμοκρασία περιβάλλοντος μικρότερη των 30°C (βλ. κεφάλαιο 4.1), και η ελάχιστη 0.7022 για τη μέγιστη θερμοκρασία που παρατηρείται κατά τη θερινή περίοδο 37.96 °C και εμφανίζεται το μήνα Ιούλιο. Ακόμα παρατηρούμε τη θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού στον αναγεννητή, η οποία εμφανίζει μέγιστο 105°C όπως έχουμε προβλέψει μέσω της παράκαμψης του νερού των ηλιακών συλλεκτών από το δοχείο θερμικής αποθήκευσης για να μην υπάρξει περαιτέρω θέρμανση του νερού σε αυτό. Ακόμα παρατηρούμε τη θέρμανση του νερού εισόδου στους 100 °C από τη βοηθητική πηγή θερμότητας όταν αυτό πέφτει κάτω από αυτούς.

Παρατηρώντας τη θερμοκρασία αναγέννησης στο Διάγραμμα 5.1-8 διαπιστώνουμε τη σταθερή θερμοκρασιακή διαφορά των 10 °C από την θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού στον αναγεννητή του ψύκτη απορρόφησης, επιβεβαιώνοντας έτσι την ορθή λειτουργία του μοντέλου του ψύκτη απορρόφησης. Ακόμα απεικονίζεται η θερμοκρασία εισόδου του κρύου νερού στον ατμοποιητή η οποία κυμαίνεται μεταξύ 12 °C και 13.5 °C.

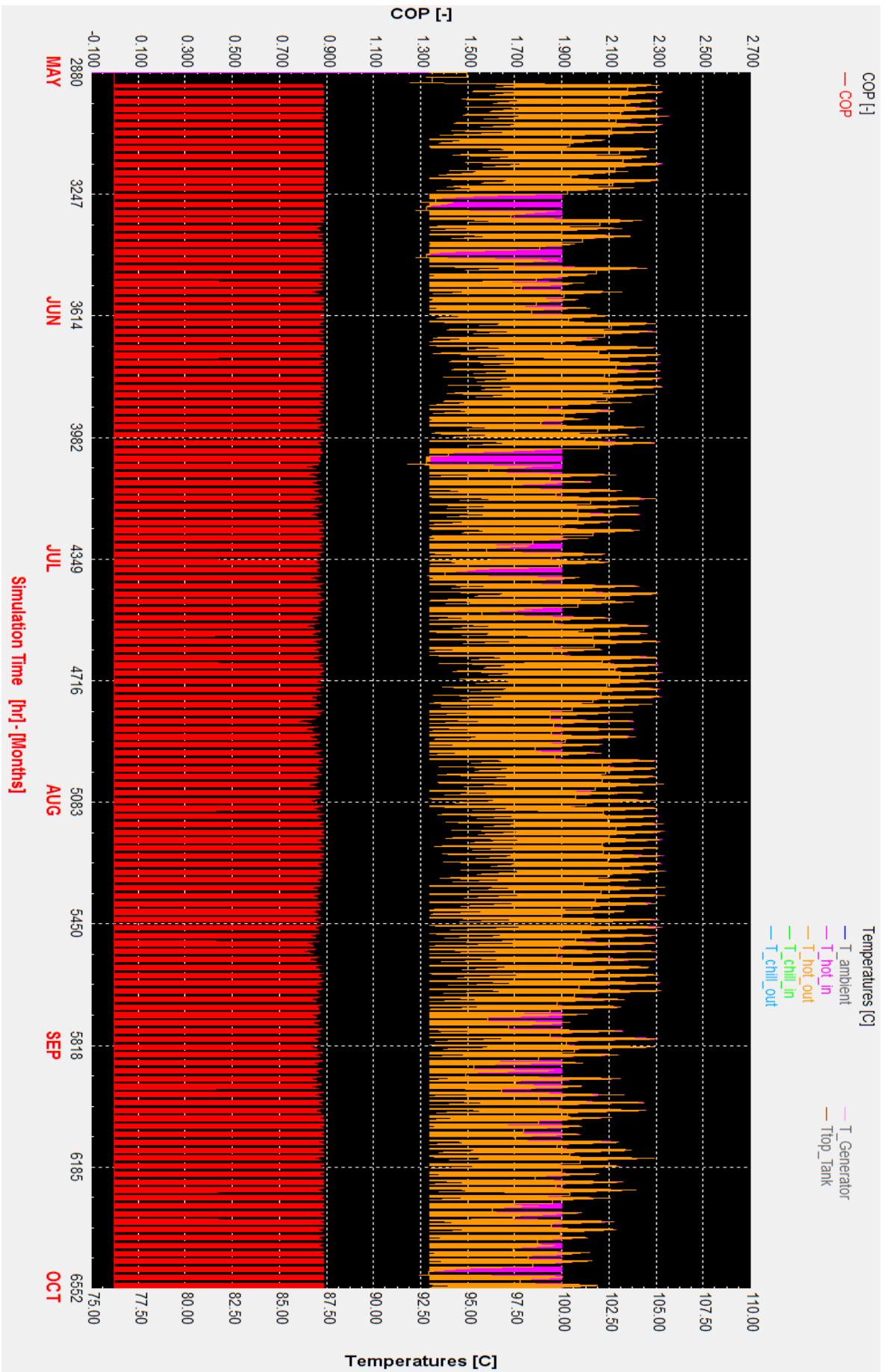
Στο Διάγραμμα 5.1-9 παρατηρούμε την μεταβολή της θερμοκρασίας εισόδου και εξόδου του θερμού νερού από τον αναγεννητή. Η θερμοκρασιακή πτώση της θερμοκρασίας εξόδου είναι σταθερή στους 7 °C όπως έχουμε ορίσει στις συνθήκες αναφοράς στον εναλλάκτη του αναγεννητή στο κεφάλαιο 2.2.4.2 «Συνθήκες αναφοράς για τους εναλλάκτες του αναγεννητή και του ατμοποιητή».

Στο Διάγραμμα 5.1-10 παρατηρούμε τη θερμοκρασία εξόδου του κρύου νερού σε σχέση με την αντίστοιχη θερμοκρασία εισόδου. Η θερμοκρασία εξόδου κυμαίνεται μεταξύ 10.25 °C και 11.25 °C. Η θερμοκρασιακή πτώση κυμαίνεται μεταξύ 1 °C και 2 °C και είναι τόσο μικρή λόγω της μεγάλης παροχής κρύου νερού η οποία καλύπτει το απαιτούμενο ψυκτικό φορτίο μέσω της σχέσης $Q_{\text{Evaporator}} = m_{\text{chill}} \cdot (T_{\text{chill_out}} - T_{\text{chill_in}})$.



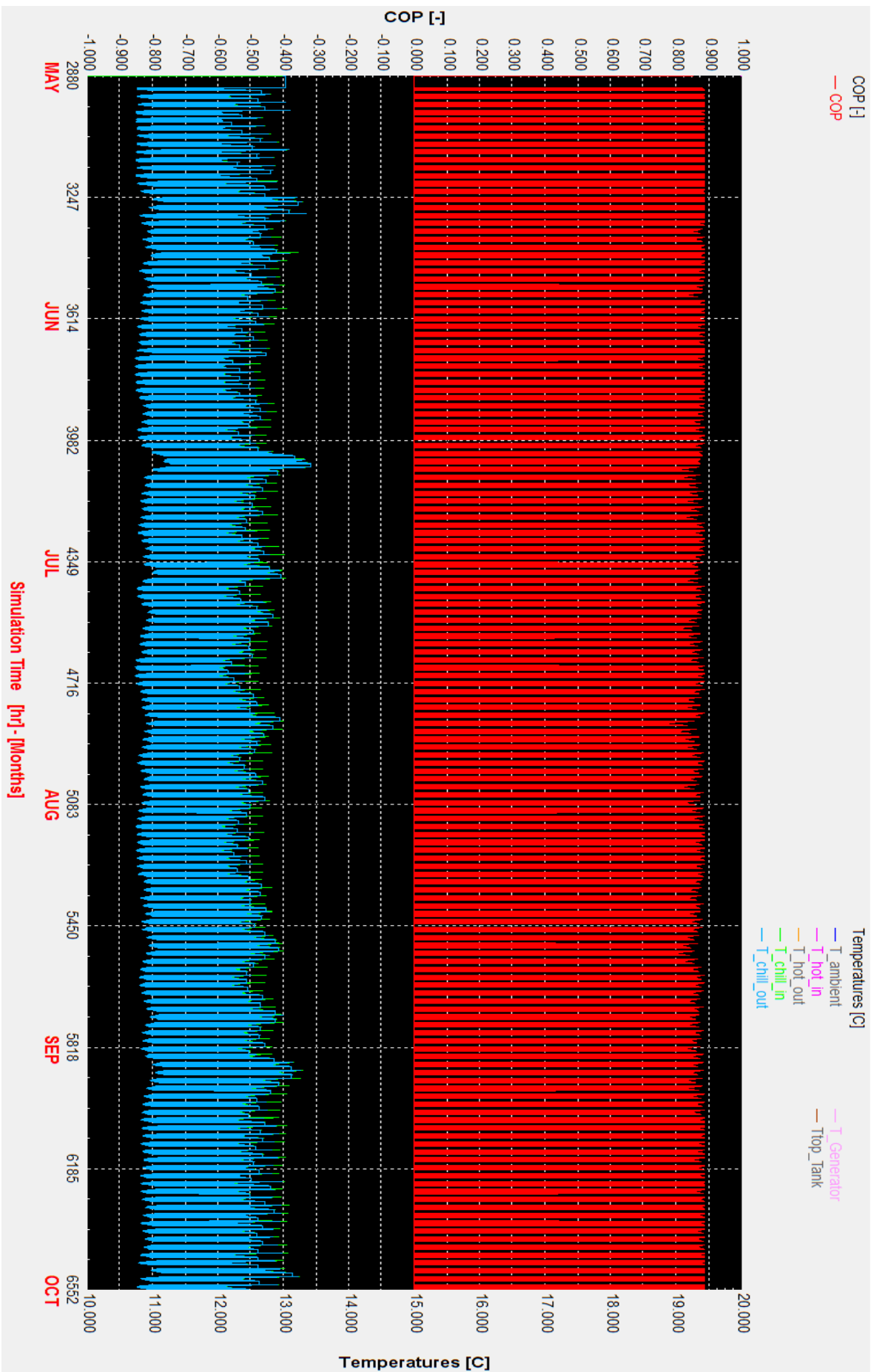
Διάγραμμα 5.1-8: COP, T₁ - Μάιος – Σεπτέμβριος

Βαθμός απόδοσης ψύκτη απορρόφησης (COP), Θερμοκρασία Περιβάλλοντος (T_{ambient}), Θερμοκρασία εισόδου ζεστού νερού στον αναγεννητή (T_{hot_in}), Θερμοκρασία εισόδου κρύου νερού στον αμιοποιητή (T_{chill_in}), Θερμοκρασία αναγεννητή (T_{Generator}).



Διάγραμμα 5.1-9: COP, T 2 – Μάιος – Σεπτέμβριος

Βαθμός απόδοσης ψύκτη απορρόφησης (COP), Θερμοκρασία εισόδου ζεστού νερού στον ανακεννητή (T_hot_in), Θερμοκρασία εξόδου θερμού νερού από τον ανακεννητή (T_hot_out)

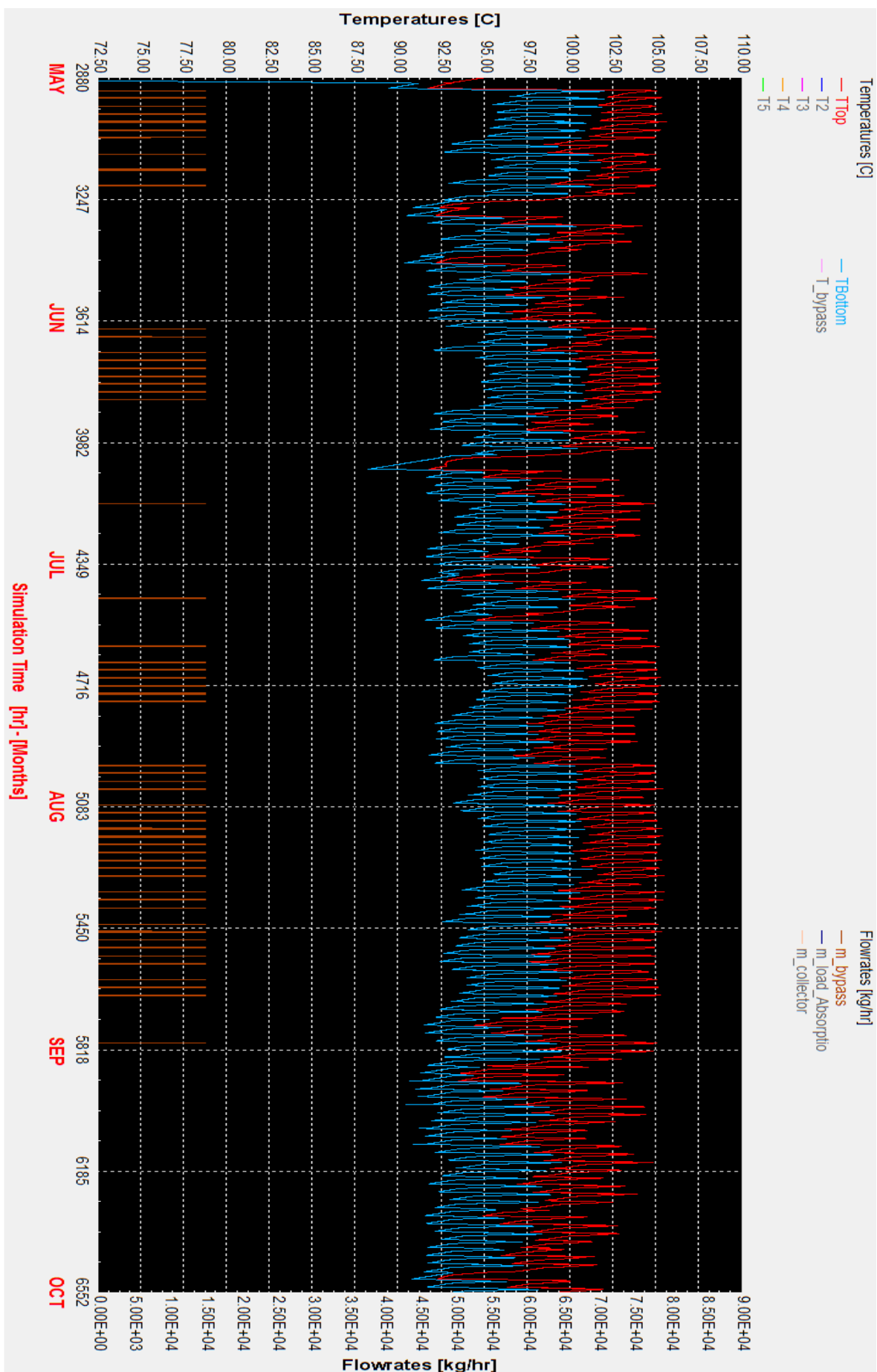


Διάγραμμα 5.1-10: COP, T 3 - Μάιος – Σεπτέμβριος

Βαθμός απόδοσης ψύκτη απορρόφησης (COP), Θερμοκρασία εισόδου κρύου νερού στον ατμοποιητή (T_chill_in), Θερμοκρασία εξόδου κρύου νερού από τον ατμοποιητή (T_chill_out)

5.1.4 Συμπεριφορά Δοχείου Θερμικής αποθήκευσης

Στο *Διάγραμμα 5.1-11* παρατηρούμε τις θερμοκρασίες του ανώτερου και του κατώτερου στρώματος του δοχείου θερμικής αποθήκευσης οι οποίες διαφέρουν κατά 7.5°C έως 10°C περίπου κατά τη διάρκεια της θερινής περιόδου. Ακόμα παρατηρούμε την ορθή λειτουργία της τρίοδης βάνας παράκαμψης του δοχείου θερμικής αποθήκευσης η οποία ενεργοποιείται όπως έχουμε ορίσει όταν η θερμοκρασία του ανωτέρου στρώματος και κατά συνέπεια η θερμοκρασία του θερμού νερού τροφοδοσίας του ψύκτη φτάσει τους 105°C . Με αυτόν τον τρόπο το δοχείο δεν θερμαίνεται περαιτέρω και όπως διαπιστώνουμε η θερμοκρασία του νερού προς τον ψύκτη δεν ξεπερνά τους 105°C ώστε να μην δημιουργηθεί πρόβλημα στη λειτουργία του όπως έχουμε αναλύσει στην παράγραφο 3.3.2.8 «*Θερμοστάτης τρίοδης βάνας παράκαμψης του δοχείου αποθήκευσης (Type 671)*».



Διάγραμμα 5.1-11: Tank Plotter - Μάιος - Σεπτέμβριος

Θερμοκρασία ανώτερου στρώματος δοχείου θερμικής αποθήκευσης (T_{Top}), Θερμοκρασία κατώτερου στρώματος δοχείου θερμικής αποθήκευσης (T_{Bottom}), Παροχή νερού στον κλάδο παράκαμψης του δοχείου (m_{bypass})

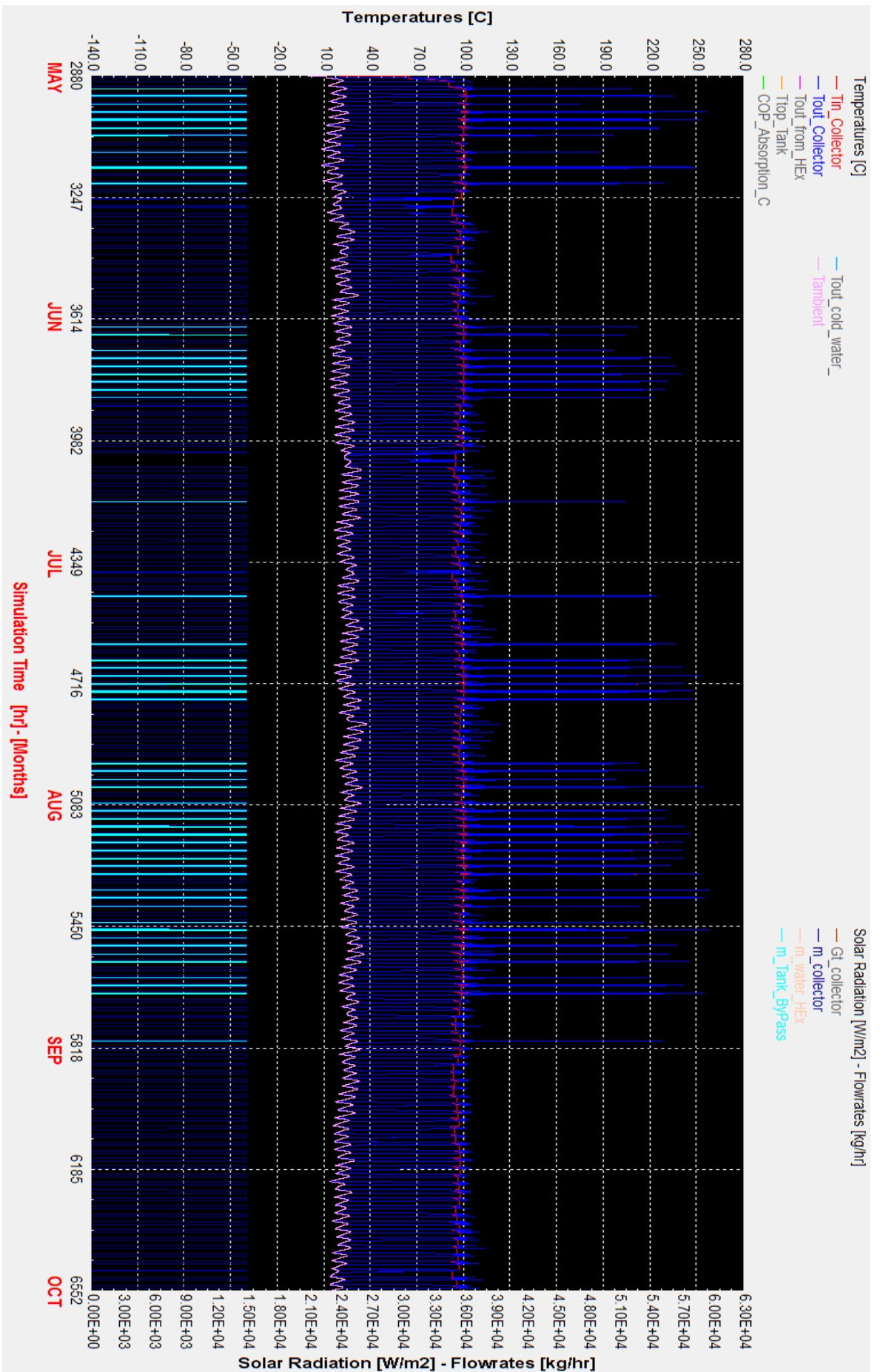
5.1.5 Συμπεριφορά συστήματος ηλιακών συλλεκτών

Συγκρίνοντας τα διαγράμματα *Διάγραμμα 5.1-12* και *Διάγραμμα 5.1-13* παρατηρούμε τη αύξηση της θερμοκρασίας του νερού στους ηλιακούς συλλέκτες και την εξάρτησή της από τη διαφορά της θερμοκρασίας περιβάλλοντος από της θερμοκρασίας εισόδου του νερού λόγω τους βαθμού απόδοσης των συλλεκτών σύμφωνα με ην εξίσωση 3.2-38. Η αύξηση της θερμοκρασίας κυμαίνεται μεταξύ 4 °C έως 10 °C όταν δεν χρησιμοποιείται ο κλάδος παράκαμψης του δοχείου θερμικής αποθήκευσης, με την θερμοκρασία εισόδου να κυμαίνεται μεταξύ 92 °C έως 102 °C και την θερμοκρασία εξόδου μεταξύ 100 °C και 110 °C. Η παροχή του νερού στους ηλιακούς συλλέκτες είναι 15120 kg/hr.

Στο *Διάγραμμα 5.1-14* παρατηρούμε και την εξάρτηση της αύξηση της θερμοκρασίας από την προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία στους ηλιακούς συλλέκτες καθώς όσο μεγαλύτερη είναι τόσο μεγαλύτερος είναι ο βαθμός απόδοσης των ηλιακών συλλεκτών. Ακόμα παρατηρούμε την πτώση της θερμοκρασίας εξόδου ηλιακών συλλεκτών, όταν δεν υπάρχει ηλιοφάνεια το βράδυ και δεν κυκλοφορεί νερό από τους συλλέκτες, στη θερμοκρασία του περιβάλλοντος, προσομοιώνοντας έτσι την ψύχρανση του παραμένου νερού σε αυτούς.

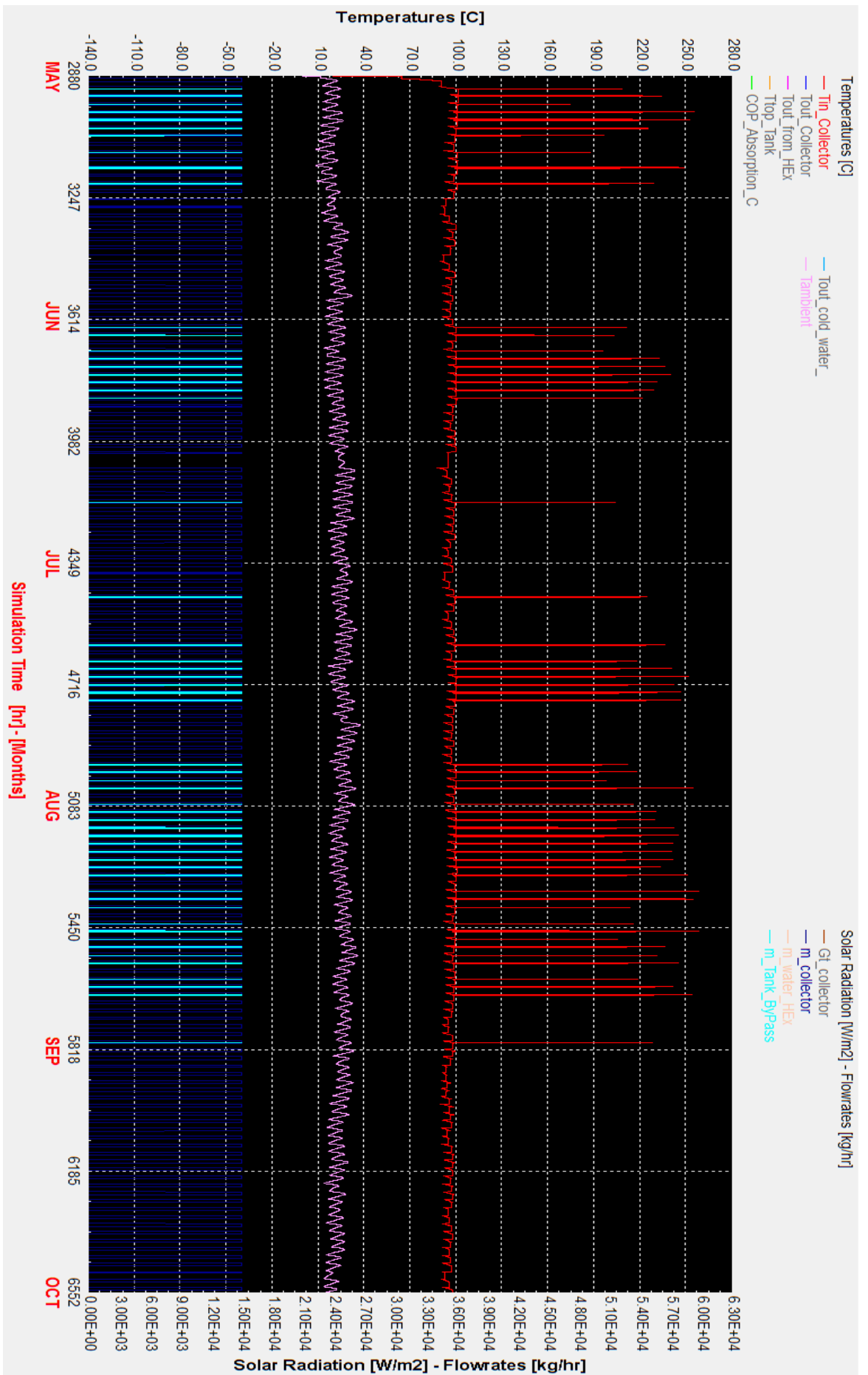
Συγκρίνοντας τα *Διάγραμμα 5.1-12* και *Διάγραμμα 5.1-14* παρατηρούμε ότι κατά τον μήνα Ιούνιο που εμφανίζεται μία μέρα πτώση της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας κάτω των 300 W/m² δεν υπάρχει παροχή νερού στους συλλέκτες επιβεβαιώνοντας έτσι την ορθή λειτουργία του αισθητήρα ηλιακής ακτινοβολίας που απενεργοποιεί την αντλία παροχής νερού στους ηλιακούς συλλέκτες στις περιπτώσεις αυτές προκειμένου να μην υπάρξει πτώση της θερμοκρασίας του νερού στους ηλιακούς συλλέκτες αντί θέρμανσης όπως έχουμε αναλύσει στο κεφάλαιο 3.3.2.7 «*Αισθητήρας ηλιακής ακτινοβολίας (Type 672)*».

Επίσης παρατηρούμε ότι κατά την λειτουργία του κλάδου παράκαμψης του δοχείου οι θερμοκρασίες εισόδου αλλά και εξόδου εκτοξεύονται άνω των 200°C το οποίο είναι λογικό αφού έχουμε διαρκή αύξηση της θερμοκρασίας του νερού χωρίς να υφίσταται απώλεια θερμότητας. Ωστόσο ακόμα και σε αυτές τις περιπτώσεις δεν ξεπερνούνται οι 260 °C ώστε να ενεργοποιηθεί το σύστημα παράκαμψης του νερού των συλλεκτών μέσω του εναλλάκτη κρύου νερού όπως έχουμε αναλύσει στο κεφάλαιο 3.3.2.9 «*Θερμοστάτης τρίοδης βάνας παράκαμψης προς εναλλάκτη κρύου νερού σε περίπτωσης υπερθέρμανσης*».



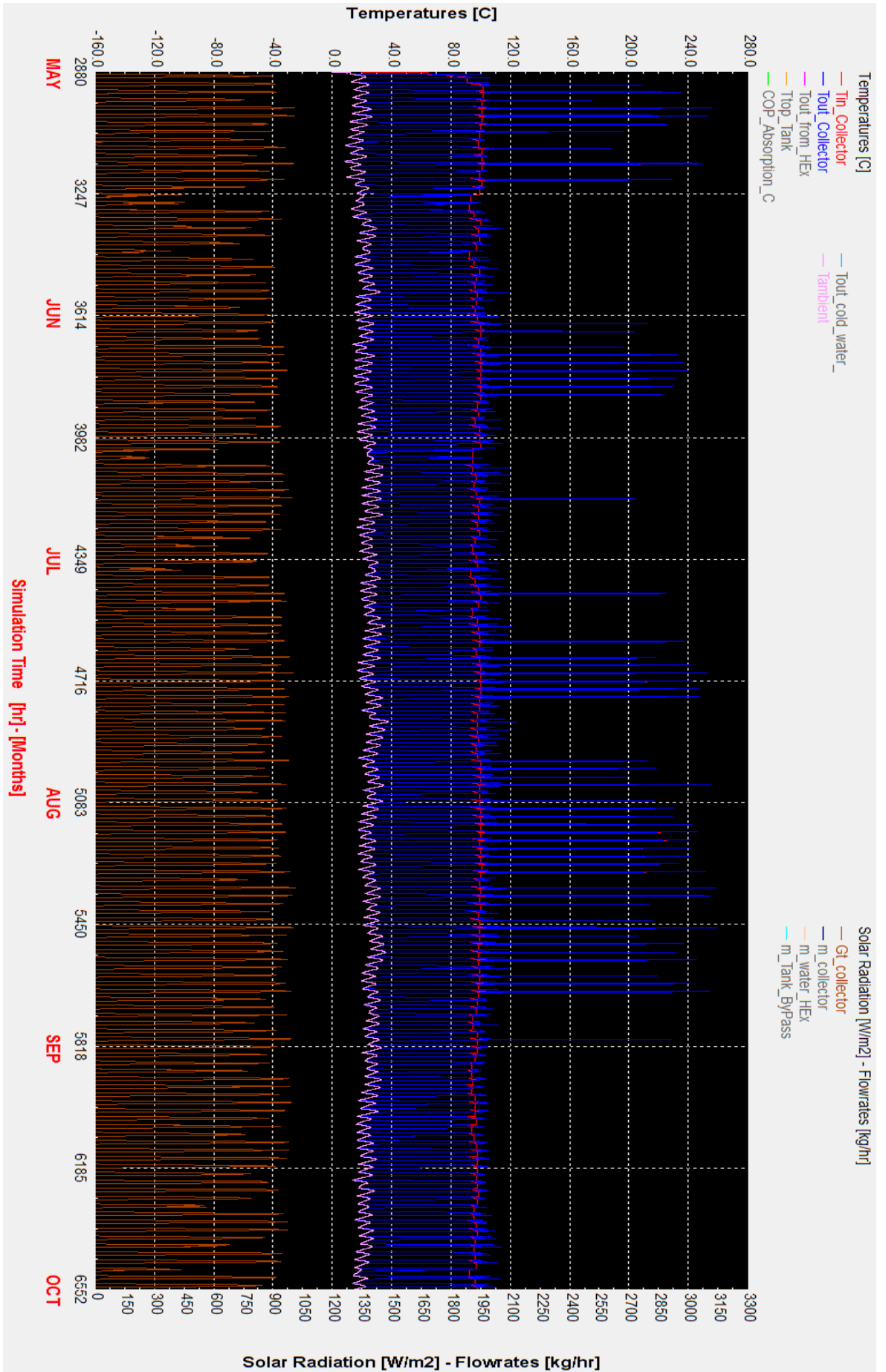
Διάγραμμα 5.1-12: Solar plotter 1 - Μάιος - Σεπτέμβριος

Θερμοκρασία εισόδου του νερού στους ηλιακούς συλλέκτες (Tin_Collector), Θερμοκρασία εξόδου του νερού από τους ηλιακούς συλλέκτες (Tout_Collector), Θερμοκρασία περιβάλλοντος (Tambient), Παροχή μάζας νερού στους ηλιακούς συλλέκτες (m_collector), παροχή του νερού των ηλιακών συλλεκτητών στον εναλλάκτη κρύου νερού (m_water_HEX), Παροχή νερού στον κλάδο παράκαμψης του δοχείου θερμικής αποθήκευσης (m_Tank_Bypass)



Διάγραμμα 5.1-13: Solar plotter 2 - Μάιος - Σεπτέμβριος

Θερμοκρασία εισόδου του νερού στους ηλιακούς συλλέκτες (Tin_Collector), Θερμοκρασία περιβάλλοντος (Tambient), Παροχή μάζας νερού στους ηλιακούς συλλέκτες (m_collector), Παροχή νερού στον κλάδο παράκαμψης του δοχείου θερμικής αποθήκευσης (m_Tank_Bypass)



Διάγραμμα 5.1-14: Solar plotter 3 - Μάιος - Σεπτέμβριος

Θερμοκρασία εισόδου του νερού στους ηλιακούς συλλέκτες (Tin_Collector), Θερμοκρασία εξόδου του νερού από τους ηλιακούς συλλέκτες (Tout_Collector), Θερμοκρασία περιβάλλοντος (Tambient), Προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία στην επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών (Gt_collector)

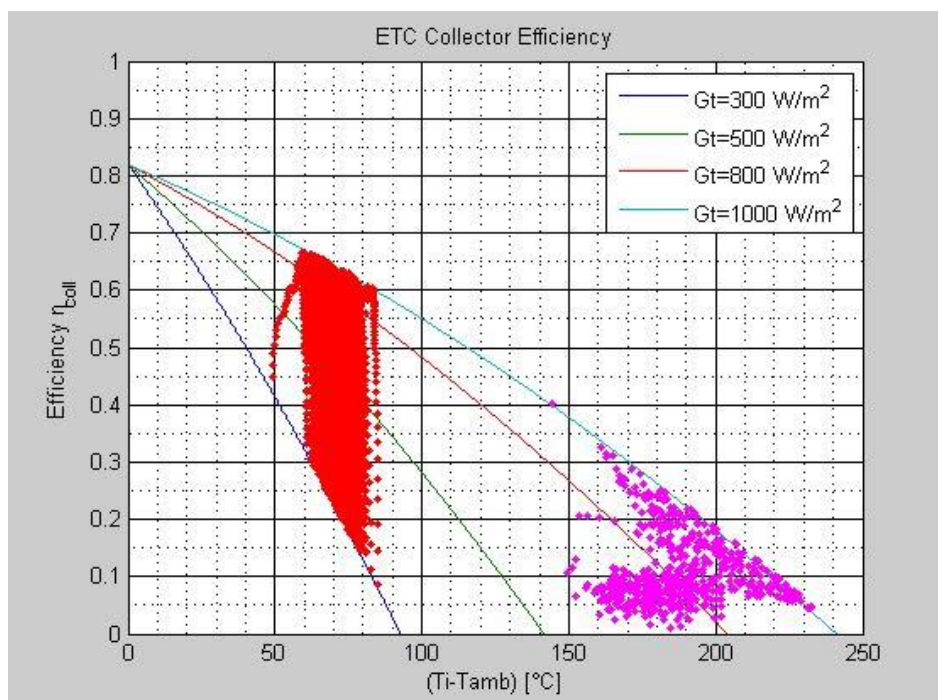
5.2 Συγκεντρωτικά αποτελέσματα της περιόδου προσομοίωσης

5.2.1 Βαθμός απόδοσης ηλιακών συλλεκτών

Στο συγκεκριμένο κεφάλαιο θα εξετάσουμε τη λειτουργία των ηλιακών συλλεκτών στις παραπάνω προσομοιώσεις κατά διάρκεια της θερινής περιόδου από το Μάιο έως και τον Σεπτέμβριο. Συγκεκριμένα θα συγκρίνουμε όλους τους πραγματικούς βαθμούς απόδοσης των ηλιακών συλλεκτών σε όλες τις στιγμές της προσομοίωσης με τις θεωρητικές καμπύλες του βαθμού απόδοσης από το Διάγραμμα 3.3-2. Για τον υπολογισμό του πραγματικού βαθμού απόδοσης θα χρησιμοποιήσουμε την ακόλουθη σχέση που χρησιμοποιεί την ωφέλιμη ενέργεια που παραλαμβάνει το νερό των ηλιακών και τη συνολική επιφάνεια των συλλεκτών:

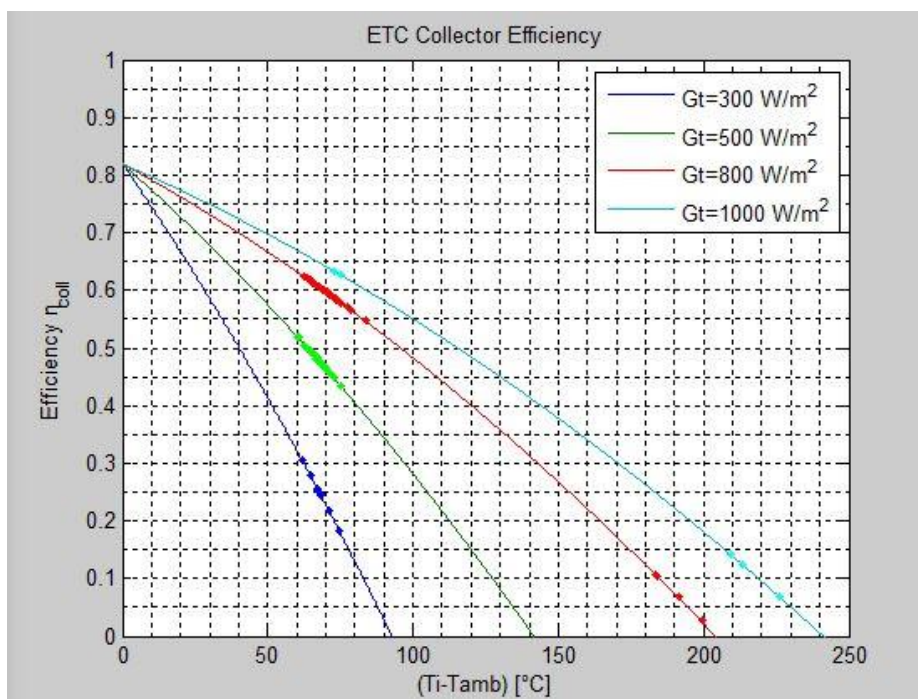
$$\eta_{coll} = \frac{Q_{usefull}}{A_c \cdot G_T} = \frac{m_{coll} \cdot c_{p_water} \cdot (T_{out} - T_{in})}{A_c \cdot G_T} \quad 5.2-1$$

Τα αποτελέσματα φαίνονται στο *Διάγραμμα 5.2-1* και παρατηρούμε ότι όλες οι κόκκινες τιμές που παίρνουμε ανήκουν πάνω από την θεωρητική καμπύλη για προσπίπτουσα ακτινοβολία 300 W/m^2 λόγω του αισθητήρα ηλιακής ακτινοβολίας για την ενεργοποίηση της αντλίας νερού των ηλιακών συλλεκτών. Ακόμα παρατηρούμε ότι δεν έχουμε καμία αρνητική τιμή του βαθμού απόδοσης γεγονός που επιβεβαιώνει ότι είναι σωστή η ρύθμιση του αισθητήρα στα 300 W/m^2 . Τέλος οι ροζ τιμές απεικονίζουν τις στιγμές όπου το νερό των ηλιακών συλλεκτών παρακάμπτει το δοχείο και γι' αυτό το λόγο μεγαλώνει τόσο πολύ η θερμοκρασιακή διαφορά $T_{in} - T_{amb}$ και πέφτει αντίστοιχα ο βαθμός απόδοσης των συλλεκτών.



Διάγραμμα 5.2-1: Εύρος πραγματικού βαθμού απόδοσης ηλιακών συλλεκτών κατά την προσομοίωση του συστήματος Μάιος – Σεπτέμβριος

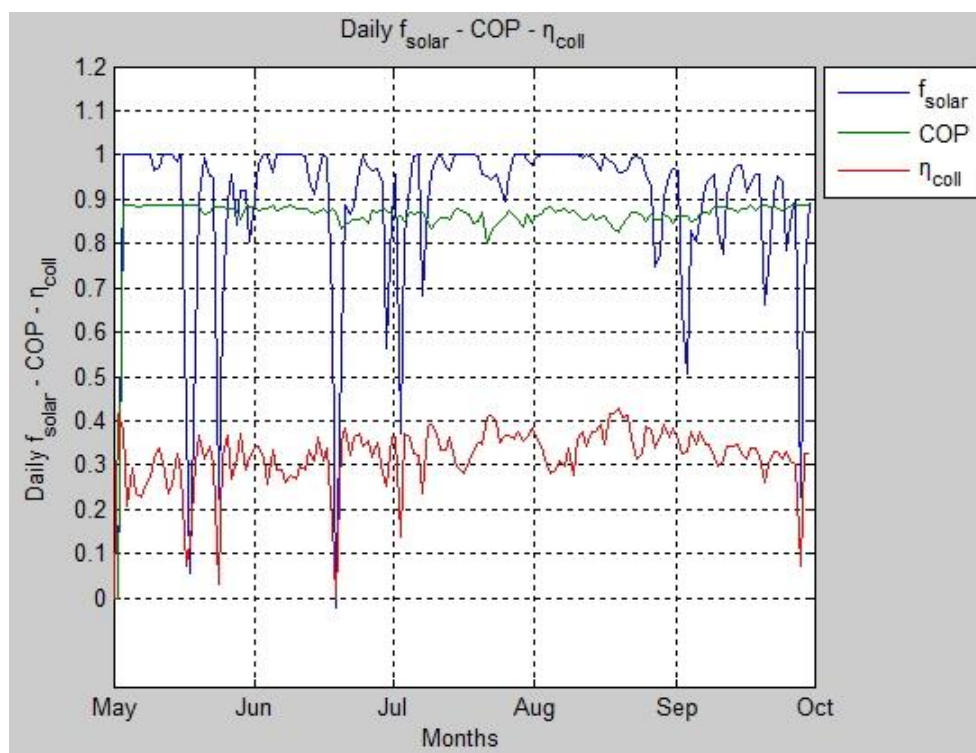
Στο Διάγραμμα 5.2-2 παρατηρούμε την αντιπαράθεση των θεωρητικών καμπυλών για προσπίπτουσες ηλιακές ακτινοβολίες 300, 500, 800 και 1000 W/m^2 με τους πραγματικούς βαθμούς απόδοσης των ηλιακών συλλεκτών για τις αντίστοιχες ακτινοβολίες κατά την προσομοίωση.



Διάγραμμα 5.2-2: Αντιπαράθεση θεωρητικών καμπυλών του βαθμού απόδοσης των ηλιακών συλλεκτών με τις πραγματικές για συγκεκριμένες ηλιακές ακτινοβολίες

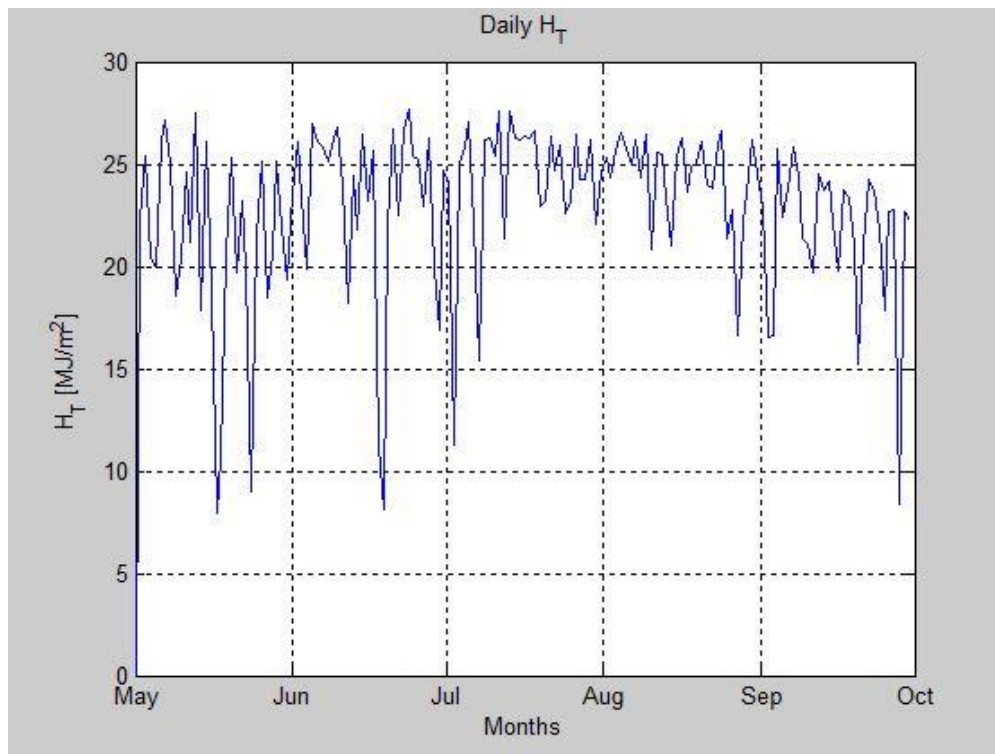
5.2.2 Ημερήσιοι Βαθμοί απόδοσης και φορτία

Αρχικά θα εξετάσουμε τη μεταβολή της ημερήσιας ηλιακής κάλυψης, του μέσου ημερήσιου βαθμού απόδοσης των ηλιακών συλλεκτών και του μέσου ημερήσιου βαθμού απόδοσης του ψύκτη απορρόφησης όπως έχουν οριστεί στο κεφάλαιο 3.5.2 «Διαμόρφωση στοιχείων συγκεντρωτικών αποτελεσμάτων».

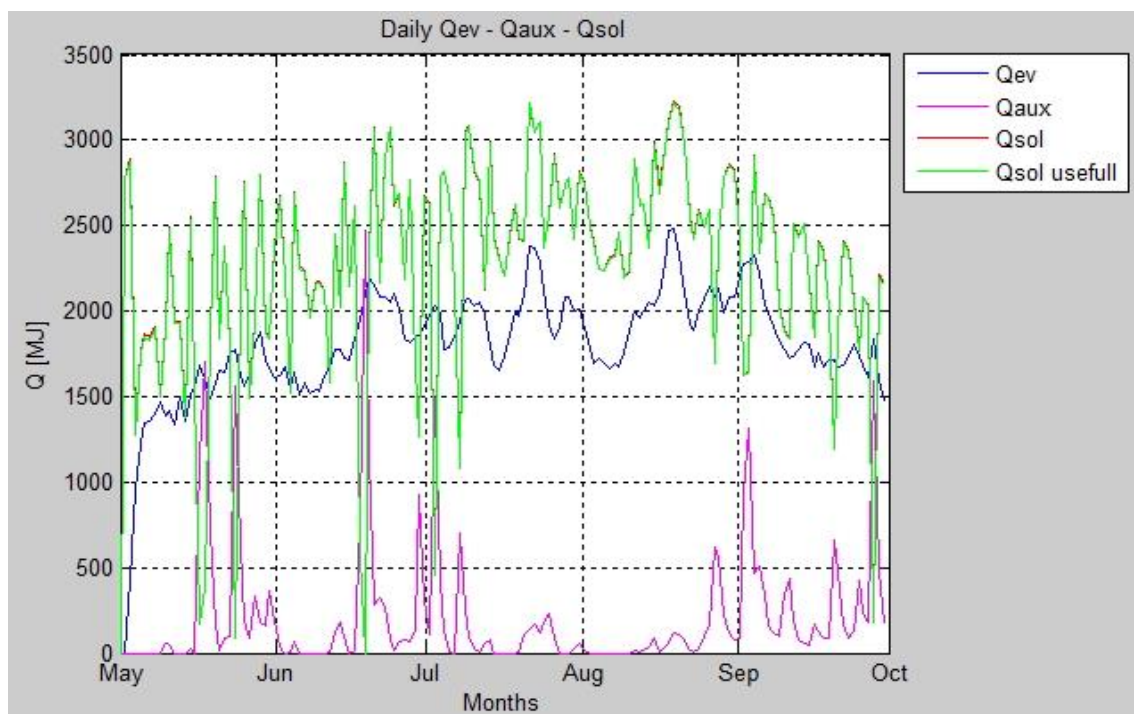


Διάγραμμα 5.2-3: Διάγραμμα ημερήσιων f_{solar} , COP , $\eta_{collector}$

Στο Διάγραμμα 5.2-3 βλέπουμε ότι η ηλιακή κάλυψη ελαττώνεται πολύ κατά τις μέρες που δεν έχουμε αρκετή ηλιοφάνεια όπως διαπιστώνουμε με την αντιπαραβολή με το Διάγραμμα 5.2-4 Διάγραμμα 5.1-14, όπως άλλωστε είναι λογικό. Την ίδια πτώση ακολουθεί και ο μέσος ημερήσιος βαθμός απόδοσης. Ο μέσος ημερήσιος βαθμός απόδοσης παρατηρούμε ότι ελαττώνεται κατά τις μέρες του Ιουλίου και Αυγούστου καθώς έχουμε υψηλότερες θερμοκρασίες περιβάλλοντος.



Διάγραμμα 5.2-4: Ημερήσια προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία στους ηλιακούς συλλέκτες



Διάγραμμα 5.2-5: Ημερήσια φορτία ψύξης, βοηθητικής πηγής θερμότητας και ηλιακών συλλεκτών

Στο *Διάγραμμα 5.2-5* βλέπουμε τη διακύμανση των διάφορων ημερήσιων φορτίων. Το ψυκτικό φορτίο (Q_{ev}) διαπιστώνουμε ότι λαμβάνει μέγιστες τιμές κατά τους μήνες Ιούλιο και Αύγουστο όπως αναμέναμε καθώς είναι οι πιο απαιτητικοί σε εφαρμογές ψύξεως. Το βοηθητικό φορτίο θέρμανσης του θερμού νερού εισόδου στον ψύκτη απορρόφησης (Q_{aux}) βλέπουμε ότι λαμβάνει μέγιστες τιμές κατά τις αντίστοιχες μέρες που δεν έχουμε αρκετή ηλιοφάνεια όπως φαίνεται και στο *Διάγραμμα 5.2-4*.

Τέλος στο *Διάγραμμα 5.2-5* στο έχουμε χρησιμοποιήσει δύο καμπύλες για το αποδιδόμενο φορτίο των ηλιακών συλλεκτών. Το Q_{solar} αναπαριστά το φορτίο θέρμανσης του νερού στους ηλιακούς συλλέκτες ενώ το $Q_{solar\ usefull}$ το φορτίο που αποδίδεται από το νερό των ηλιακών συλλεκτών στο δοχείο θερμικής αποθήκευσης. Ο λόγος αυτού του διαχωρισμού γίνεται λόγω του κλάδου παράκαμψης του δοχείου αποθήκευσης από το νερό των ηλιακών συλλεκτών. Όταν το νερό παρακάμπτεται συνεχίζει να θερμαίνεται στους ηλιακούς συλλέκτες χωρίς όμως να αποδίδει τη θερμότητα αυτή και στο δοχείο. Συγκρίνοντας όμως τις δύο αυτές καμπύλες συνειδητοποιούμε ότι οι διαφορές είναι αμελητέες συμπεραίνοντας έτσι ότι η λύση που δώσαμε για την αποτροπή της υπερθέρμανσης του θερμού νερού εισόδου είναι αρκετά αποτελεσματική και ικανοποιητική αφού δεν έχουμε απώλειες ενέργειας.

Η απαιτούμενη ψυκτική ισχύς του ψύκτη απορρόφησης κρίνονται τα 100 KW ώστε να υπάρχει περιθώριο ασφαλείας από το μέγιστο των 85 kW με βάση το *Διάγραμμα 5.1-4*.

Ολοκληρώνοντας τη μελέτη παραθέτουμε τον συγκεντρωτικό πίνακα φορτίων για την περίοδο κλιματισμού του κτιρίου από Μάιο έως Σεπτέμβριο το οποίο απεικονίζει ανά μήνα και συνολικά για την περίοδο: την Προσπίπτουσα Ακτινοβολία H_T , την ωφέλιμη ενέργεια των ηλιακών συλλεκτών Q_{uColl} , τη μεταφερόμενη ενέργεια στο δοχείο θερμικής αποθήκευσης από τους ηλιακούς συλλέκτες Q_{heat_source} , τη μεταφερόμενη ενέργεια από το δοχείο προς τον ψύκτη απορρόφησης Q_{load} την ενέργεια βοηθητικής πηγής θερμότητας Q_{Aux} και το ψυκτικό φορτίο Q_{ev} :

Μήνας	H_T [GJ/m ²]	Q_{uColl} [GJ]	Q_{heat_source} [GJ]	Q_{load} [GJ]	Q_{Aux} [GJ]	Q_{ev} [GJ]
Μάιος	0.653	58.169	57.887	43.168	7.754	44.920
Ιούνιος	0.696	65.706	65.574	54.993	7.484	54.273
Ιούλιος	0.754	78.853	78.793	67.217	4.486	61.315
Αύγουστος	0.755	80.648	80.400	69.276	2.477	61.664
Σεπτέμβριος	0.646	63.273	63.070	52.664	10.254	55.073
Σύνολο	3.503	346.648	345.724	287.319	32.454	277.244

Πίνακας 5.2-1: Ολικά φορτία από τον Μάιο έως και τον Σεπτέμβριο

Οι αντίστοιχοι μέσοι βαθμοί απόδοσης για τους ηλιακούς συλλέκτες, τον ψύκτη απορρόφησης και η ηλιακή κάλυψη απεικονίζονται στον Πίνακα 5.2-2:

Μήνας	$\eta_{\text{collector}}$	COP	f_{solar}
Μάιος	29.69%	88.21%	84.77%
Ιούνιος	31.48%	86.84%	88.02%
Ιούλιος	34.86%	85.47%	93.74%
Αύγουστος	35.63%	85.90%	96.55%
Σεπτέμβριος	32.67%	87.52%	83.70%
Σύνολο	32.99%	86.67%	89.85%

Πίνακας 5.2-2: Μέσοι βαθμοί απόδοσης από Μάιο έως και Σεπτέμβριο

6

Μελλοντικά βήματα

Έχοντας ολοκληρώσει τη μελέτη μας καταλήγουμε σε ορισμένα συμπεράσματα για τη συμπεριφορά του συστήματος ηλιακού κλιματισμού που σχεδιάσαμε και του μοντέλου του ψύκτη απορρόφησης που αναπτύξαμε. Ακόμα θα θέσουμε κάποιους μελλοντικούς προβληματισμούς για την περαιτέρω εξέλιξη των θεμάτων που αναλύσαμε.

Το ηλιακό σύστημα τροφοδοσίας του ψύκτη απορρόφησης που σχεδιάσαμε για την αποτροπή της υπέρβασης των 105°C στο δοχείο θερμικής διαστρωμάτωσης χρησιμοποιεί παράκαμψη του νερού των ηλιακών συλλεκτών από αυτό. Με αυτόν τον τρόπο διαπιστώσαμε ότι λόγω της ραγδαίας αύξησης της θερμοκρασίας του νερού οι ηλιακοί συλλέκτες υπολειτουργούν αυτές τις στιγμές. Το πρόβλημα αυτό γίνεται εντονότερο στην πραγματικότητα καθώς το απαιτούμενο ψυκτικό φορτίο κατά τη διάρκεια της μέρας μπορεί να ελαττωθεί εάν τα εσωτερικά φορτία μειωθούν αρκετά ή και να μηδενιστούν πλήρως εάν το κτίριο δεν λειτουργεί. Αποτέλεσμα θα είναι η πτώση απαίτησης θερμότητας από το δοχείο με αποτέλεσμα η θερμοκρασία σε αυτό να αυξάνεται. Στην περίπτωση που δεν απαιτείται κλιματισμός του κτιρίου αυτό δεν μας ενοχλεί αφού το δοχείο μας είναι υπό πίεση και δεν θα έχουμε φαινόμενα βρασμού. Ωστόσο στην περίπτωση λειτουργίας του κτιρίου μία διαφορετική αντιμετώπιση της υπερθέρμανσης του δοχείου θα ήταν η ανάμιξη των ρευμάτων εισόδου και εξόδου του θερμού νερού στον ψύκτη απορρόφησης ώστε να ελαττώνεται η θερμοκρασία εισόδου. Άλλη προσέγγιση θα ήταν η ανάμιξη του νερού εισόδου με κρύο νερό δικτύου η οποία θα ήταν και πιο αποτελεσματική αλλά και η πιο ασύμφορη ενεργειακά καθώς θα είχαμε μεγάλη απώλεια θερμότητας στο σύστημά μας. Οι περιπτώσεις αυτές, επίσης, είναι άμεσα συνδεδεμένες με τον εναλλάκτη υπερθέρμανσης του νερού των ηλιακών συλλεκτών, ιδιαίτερα όταν χρησιμοποιείται η μέθοδος της παράκαμψης του δοχείου. Αν και κατά τις προσομοιώσεις μας δεν χρειάστηκε η χρήση του εναλλάκτη κρύου νερού ο κίνδυνος της υπερθέρμανσης των ηλιακών συλλεκτών πρέπει πάντα λαμβάνεται υπόψιν καθώς η καταστροφή τους είναι επικίνδυνη και από θέμα ασφάλειας, σε περίπτωση που υπάρξει διαρροή τόσο μεγάλης ποσότητας υπέρθερμου νερού.

Όσον αφορά τον ψύκτη απορρόφησης διαπιστώσαμε την ευαισθησία των μηχανών απορρόφησης στη μεταβολή των συνθηκών των εξωτερικών πηγών θερμότητας. Συγκεκριμένα οι θερμοκρασίες και οι παροχές των ρευμάτων εισόδου από τις εξωτερικές πηγές πρέπει να είναι καθορισμένες σε σαφή και στενά περιθώρια καθώς οποιαδήποτε μεταβολή μπορεί να θέσει τον ψύκτη απορρόφησης εκτός λειτουργίας στο μοντέλο που αναπτύξαμε. Στην πραγματικότητα ωστόσο, η ελλιπής πρόβλεψη μπορεί να προκαλέσει φαινόμενα κρυσταλοποίησης και ελαττωματικής λειτουργίας. Σημαντικό ρόλο παίζει η θερμοκρασία συμπίκνωσης και αναγέννησης οι οποίες καθορίζουν και το εύρος της επιτρεπόμενης θερμοκρασίας εισόδου του θερμού νερού στον ψύκτη. Στις περισσότερες εφαρμογές οι θερμοκρασίες αυτές διατηρούνται σταθερές μέσω πύργου ψύξεως. Η λύση αυτή μπορεί να προσφέρει περισσότερη σταθερότητα στον βαθμό απόδοσης του ψύκτη

απορρόφησης αλλά είναι και αρκετά ακριβή από οικονομική αλλά και ενεργειακή άποψη. Από την άλλη πλευρά ένα αερόψυκτο μοντέλο απορρόφησης θα χρειαζόταν εξαιρετικά μεγάλες ποσότητες αέρα για να διατηρήσει τις θερμοκρασίες απορρόφησης και συμπύκνωσης στα επιτρεπτά όρια και ο λόγος είναι η χαμηλή ειδική θερμοχωρητικότητα του αέρα σε σχέση με του νερού. Στο μέλλον θα μπορούσαμε να εξετάσουμε και αυτήν την πτυχή του μοντέλου μας προσθέτοντας εσωτερικούς εναλλάκτες κατά τον ίδιο τρόπο στον απορροφητή και τον αναγεννητή και υπολογίζοντας την απαραίτητη παροχή αέρα και νερού.

Βιβλιογραφία

- Arzoz D., Rodriguez P., Izquierdo M. (2005, April). Experimental study on the adiabatic Experimental study on the adiabatic absorption of water vapor into LiBr–H₂O solutions. *Applied Thermal Engineering*.
- ASHRAE. (2013). *2013 ASHRAE HANDBOOK - FUNDAMENTALS - SI Edition*. Atlanta: ASHRAE.
- Eicker, U. (2001). *SOLAR TECNOLOGIES FOR BUILDINGS*. Stuttgart: John Wiley & Sons Ltd.
- Elimar Frank, Franz Mauthner, Stephan Fischer. (2015). *Overheating prevention and stagnation handling*.
- Holmgren, M. (2006). *Mathworks*. Ανάκτηση από X Steam, Thermodynamic properties of water and steam.: www.mathworks.com
- Kalogirou, S. A. (2004). Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and combustion science*.
- Kalogirou, S. A. (2009). *Solar Energy Engineering: Processes and Systems*. Elsevier Inc.
- Meshram, A. (2013). *Mathworks*. Ανάκτηση από Calculation of Enthalpy and LiBrH₂O Concentration from Curve-Fitting Equations: <https://www.mathworks.com>
- Pongsid Srikkhirin, Satha Aphornratana, Supachart Chungpaibulpatana. (2001). A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.
- TESS. (2004). *TESS Library Documentation*. TRNSYS.
- TRNSYS 16. (2005). Volume 1 - Getting Started. Στο *TRNSYS 16 Documentation*.
- TRNSYS 16. (2005). Volume 2 - Using the Simulation Studio. Στο *TRNSYS 16 Documentation*.
- TRNSYS 16. (2005). Volume 5 - Component mathematical reference. Στο *TRNSYS 16 Documentation*.
- TRNSYS 16. (2005). Volume 8 - Programmer's Guide. Στο *TRNSYS 16 Documentation*.
- Αντωνόπουλος, Κ. Α. (2011). *ΘΕΡΜΙΚΑ - ΗΛΙΑΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ, Μέρος πρώτο*. Αθήνα: Ε.Μ.Π.
- Αντωνόπουλος, Κ. Α. (2011). *ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟΣ, Μέρος πρώτο*. Αθήνα: Ε.Μ.Π.
- Κακάτσιος, Ξ. (2006). *Αρχές Μεταφοράς Θερμότητας και μάζης*. Αθήνα: Συμμεων.
- ΚΑΡΑΓΙΩΡΓΑΣ Δ. & Συνεργάτες. (2008). *ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΕΣ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΨΥΞΗΣ ΚΑΙ ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟΥ ΜΕ ΤΗ ΧΡΗΣΗ ΗΛΙΑΚΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ ΚΑΙ ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑΤΑ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ. ΣΕΜΙΝΑΡΙΟ ΕΒΗΕ*. Αθήνα.

