



**ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ  
ΔΥΤΙΚΗΣ ΑΤΤΙΚΗΣ**  
UNIVERSITY OF WEST ATTICA

**ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ**

**ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ**

**ΣΥΓΚΡΙΤΙΚΗ ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΛΕΒΗΤΑ ΣΥΜΠΥΚΝΩΣΗΣ ΚΑΙ  
ΑΝΤΛΙΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΓΙΑ ΘΕΡΜΑΝΣΗ ΧΩΡΩΝ**

**ΠΡΟΠΤΥΧΙΑΚΟΣ ΦΟΙΤΗΤΗΣ :**

**ΙΩΣΗΦΙΔΗΣ ΣΠΥΡΙΔΩΝ ΣΤΑΥΡΟΣ**

**A.M:51204216**

**ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ:**

**ΙΩΑΝΝΗΣ ΓΕΛΕΓΕΝΗΣ**

Αθήνα Μάρτιος 2021

## **Η ΕΞΕΤΑΣΤΙΚΗ ΕΠΙΤΡΟΠΗ**

Γελεγένης Γιάννης  
Καθηγητής

Σαρρής Ιωάννης  
Καθηγητής

Προεστάκης Εμμανουήλ  
Λέκτορας Εφαρμογών

## ΔΗΛΩΣΗ ΣΥΓΓΡΑΦΕΑ ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Ο κάτωθι υπογεγραμμένος Ιωσηφίδης Σπυρίδων Σταύρος του Χαράλαμπου, με αριθμό μητρώου 51204216 φοιτητής του Πανεπιστημίου Δυτικής Αττικής της Σχολής Μηχανικών του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών, δηλώνω υπεύθυνα ότι:

«Είμαι συγγραφέας αυτής της διπλωματικής εργασίας και ότι κάθε βοήθεια την οποία είχα για την προετοιμασία της είναι πλήρως αναγνωρισμένη και αναφέρεται στην εργασία. Επίσης, οι όποιες πηγές από τις οποίες έκανα χρήση δεδομένων, ιδεών ή λέξεων, είτε ακριβώς είτε παραφρασμένες, αναφέρονται στο σύνολό τους, με πλήρη αναφορά στους συγγραφείς, τον εκδοτικό οίκο ή το περιοδικό, συμπεριλαμβανομένων και των πηγών που ενδεχομένως χρησιμοποιήθηκαν από το διαδίκτυο. Επίσης, βεβαιώνω ότι αυτή η εργασία έχει συγγραφεί από μένα αποκλειστικά και αποτελεί προϊόν πνευματικής ιδιοκτησίας τόσο δικής μου, όσο και του Ιδρύματος.

Παράβαση της ανωτέρω ακαδημαϊκής μου ευθύνης αποτελεί ουσιώδη λόγο για την ανάκληση του πτυχίου μου».

Ο/Η Δηλών/ούσα



## Περίληψη

Η ανάγκη για την θέρμανση ενός χώρου είναι πλέον σημείο αναφοράς για τον άνθρωπο ώστε να μπορέσει να δημιουργήσει συνθήκες άνεσης στον χώρο που βρίσκεται. Βασική προϋπόθεση για την θέρμανση ενός χώρου είναι να πραγματοποιείται με χαμηλή κατανάλωση και με μειωμένη εκπομπή ρύπων, δεδομένα τα οποία αποτελούν μέρος των οδηγιών της Ευρωπαϊκής Ένωσης. Στόχος των οδηγιών είναι να κατευθυνόμαστε στην επιλογή τεχνολογιών θέρμανσης φιλικών προς το περιβάλλον. Η αντλία θερμότητας και ο λέβητας συμπύκνωσης αποτελούν σύγχρονες και φιλικές προς το περιβάλλον τεχνολογίες θέρμανσης με πολύ υψηλές αποδόσεις. Έχει επομένως ενδιαφέρον η ανάλυση και η συγκριτική αξιολόγηση των δύο αυτών εναλλακτικών μεταξύ τους συστημάτων, που αποτελεί και το αντικείμενο της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

Στην εργασία γίνεται αρχικά μια ιστορική αναδρομή των αντλιών θερμότητας όπως επίσης και των λεβήτων συμπύκνωσης. Στην συνέχεια ακολουθεί η περιγραφή του τρόπου λειτουργίας των δύο συστημάτων καθώς επίσης και των εξαρτημάτων από τα οποία αποτελούνται. Ακολουθεί ανάλυση των πλεονεκτημάτων και των μειονεκτημάτων τους και γίνεται συνοπτική αναφορά σε διάφορες εφαρμογές τους.

Στην συνέχεια γίνεται θεώρηση κατοικίας στην οποία πραγματοποιήθηκε ο υπολογισμός των θερμικών απωλειών της βασισμένος στην ανάλυση διαφόρων χαρακτηριστικών τα οποία αφορούν την περιοχή και την κατοικία. Αφού υπολογίστηκαν οι θερμικές απώλειες, ακολούθησε η διαστασιολόγηση των μονάδων του λέβητα και της αντλίας με σκοπό την κάλυψη των θερμικών φορτίων. Στην πορεία εξετάστηκε η μεταβολή της απόδοσης του λέβητα και επίδοσης της αντλίας, με βάση τη μεταβολή της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος. Ακολούθησε έρευνα κόστους αγοράς και συντήρησης και υπολογισμός του κόστους κατανάλωσης του κάθε συστήματος.

Με βάση αυτές τις παραμέτρους αρχικά υπολογίστηκε η παρούσα αξία θέρμανσης με την χρήση των δύο εναλλακτικών μηχανημάτων και το επαγόμενο κόστος της θερμικής kWh. Το συμπέρασμα που προέκυψε δείχνει ότι για προεξοφλητικό επιτόκιο 3% η διαφορά του κόστους θερμικής kWh της αντλίας είναι κατά 6% μεγαλύτερη από του λέβητα συμπύκνωσης, ενώ για προεξοφλητικό επιτόκιο 7% η διαφορά διπλασιάζεται στο 12,5%. Τέλος μέσω της προσομοίωσης του energy plus προέκυψαν αποτελέσματα συγκρίσιμα με τα υπολογιστικά με πολύ μικρές διαφορές της τάξης του 4,7% για τον λέβητα συμπύκνωσης και 3,5% για την αντλία θερμότητας.

Λέξεις κλειδιά: Θέρμανση, Αντλία θερμότητας, Λέβητας συμπύκνωσης, Θερμικές απώλειες, Απόδοση, Κόστος, Παρούσα αξία, Energy plus

## Summary

The need of heating up a location has become a reference point for mankind, so we can create conditions of comfort at one's surroundings. A base requirement for the heating of a location is that it should be executed with low consumption and reduced pollutant emissions, which is part of the requirements declared by the EU. The goal of these requirements is to lead us to choose heating technologies that are environmentally friendly. The heat pump and condensing boiler are among the nowadays modern and environmentally friendly heating technologies with very high performance.

In the present thesis, initially there was a recursion to the history of heat pumps as well as of condensing boilers. Afterwards follows the description of the way these two systems function, as well as a reference to the parts they are consisted of. Following this data was an analysis of their advantages and disadvantages before a concise reference to their various applications.

In continuation an inspection of residence was performed to calculate its thermal losses based on the analysis of various characteristics regarding the area/location and the residence for the extraction of its thermal losses. After the calculation of the thermal losses, the dimensioning of units of the boiler and pump was done, for the purpose of covering the residence's thermal load. Afterwards the change of the performance / efficiency of the boiler and pump were respectively examined, based on the change of the temperature of the environment. A market research was performed and a calculation of the cost of consumption and maintenance of each system.

Based on these parameters, the present heating value was initially calculated using the two alternative machines and the induced cost of thermal kWh. The resulting conclusion shows that for a discount rate of 3% the difference in heat cost kWh of the pump is 6% higher than the condensing boiler, while for a discount rate of 7% the difference is doubled to 12,5%

Finally, through the simulation of energy plus, comparable results were obtained with very small differences of 4,7% for the condensing boiler and 3,5% for the heat pump.

Key words: Heating, Heat pumps, Condensing boilers, Heat loss, Performance/Efficiency, Cost, Present value, Energy plus

## ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ .....	7
1.1 ΑΝΑΓΚΑΙΟΤΗΤΑ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ ΘΕΡΜΑΝΣΗΣ-ΨΥΞΗΣ.....	7
1.2 ΓΕΝΙΚΟΙ ΤΡΟΠΟΙ ΘΕΡΜΑΝΣΗΣ ΚΤΗΡΙΟΥ.....	8
1.3 ΜΕΛΕΤΗ ΣΥΓΚΡΙΤΙΚΗΣ ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΘΕΡΜΑΝΣΗΣ.....	11
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 ΑΝΤΛΙΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ.....	13
2.1 ΙΣΤΟΡΙΚΗ ΕΞΕΛΙΞΗ.....	13
2.2 ΑΡΧΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ.....	15
2.3 ΔΙΑΤΑΞΕΙΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ .....	17
2.4 ΚΑΤΗΓΟΡΙΟΠΟΙΗΣΗ.....	20
2.5 ΠΛΕΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ-ΜΕΙΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ.....	22
2.6 ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ .....	23
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 ΛΕΒΗΤΑΣ ΣΥΜΠΥΚΝΩΣΗΣ.....	25
3.1 ΙΣΤΟΡΙΚΗ ΕΞΕΛΙΞΗ.....	25
3.2 ΑΡΧΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ.....	27
3.3 ΔΙΑΤΑΞΕΙΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ.....	28
3.4 ΕΙΔΗ ΛΕΒΗΤΩΝ ΣΥΜΠΥΚΝΩΣΗΣ .....	34
3.5 ΠΛΕΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ-ΜΕΙΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ.....	34
3.6 ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ.....	36
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4 ΑΡΧΕΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΘΕΡΜΑΝΣΗΣ.....	37
4.1 ΘΕΡΜΙΚΕΣ ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΧΩΡΟΥ.....	37
4.2 Η ΜΕΘΟΔΟΣ ΤΩΝ ΒΑΘΜΟΗΜΕΡΩΝ.....	39
4.3 ΚΑΜΠΥΛΗ ΔΙΑΡΚΕΙΑΣ ΦΟΡΤΙΟΥ.....	41
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5 ΘΕΩΡΗΣΗ ΤΥΠΙΚΟΥ ΚΤΗΡΙΟΥ ΓΙΑ ΜΕΛΕΤΗ ΠΕΡΙΠΤΩΣΗΣ.....	44
5.1 ΚΑΤΟΨΗ ΚΤΗΡΙΟΥ .....	45
5.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΘΕΡΜΙΚΩΝ ΑΠΩΛΕΙΩΝ ΚΑΙ ΕΞΑΓΩΓΗ ΙΣΧΥΟΣ ΜΗΧΑΝΗΜΑΤΟΣ.....	46
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6 ΕΞΕΛΙΞΗ ΤΗΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΘΕΡΜΑΝΣΗΣ ΜΕ ΒΑΣΗ ΤΗ ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ.....	51
6.1 ΑΝΤΛΙΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ.....	51
6.2 ΛΕΒΗΤΑΣ ΣΥΜΠΥΚΝΩΣΗΣ.....	55

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΠΟΥ ΕΠΗΡΕΑΖΟΥΝ ΤΗΝ ΕΠΙΛΟΓΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΘΕΡΜΑΝΣΗΣ.....	71
7.1 ΣΥΝΤΗΡΗΣΗ .....	71
7.1.1 ΑΝΤΛΙΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ.....	71
7.1.2 ΛΕΒΗΤΑΣ ΣΥΜΠΥΚΝΩΣΗΣ.....	72
7.2 ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΚΟΣΤΟΥΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΑΝΤΛΙΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΙ ΛΕΒΗΤΑ ΣΥΜΠΥΚΝΩΣΗΣ.....	74
7.2.1 ΑΝΤΛΙΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ.....	74
7.2.2 ΛΕΒΗΤΑΣ ΣΥΜΠΥΚΝΩΣΗΣ.....	78
7.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΑΡΟΥΣΑΣ ΑΞΙΑΣ ΕΠΕΝΔΥΣΗΣ.....	79
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 8 ENERGY PLUS .....	83
8.1 ΔΥΝΑΤΟΤΗΤΑ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΙ ΛΕΒΗΤΑ ΣΥΜΠΥΚΝΩΣΗΣ.....	83
8.1.1 ΑΝΤΛΙΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΝΕΡΟΥ-ΝΕΡΟΥ.....	83
8.1.2 ΑΝΤΛΙΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΑΕΡΑ-ΑΕΡΑ .....	85
8.2 ΛΕΒΗΤΑΣ ΣΥΜΠΥΚΝΩΣΗΣ.....	86
8.3 ΔΗΜΙΟΥΡΓΙΑ ΑΡΧΕΙΩΝ ΓΙΑ ΤΟ ENERGY PLUS.....	88
8.4 ΕΙΣΑΓΩΓΗ ΔΕΔΟΜΕΝΩΝ ΚΑΙΡΟΥ .....	90
8.5 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ.....	94
8.6 ΑΝΑΛΥΣΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ.....	95
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 9 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.....	97
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	98
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΩΝ.....	102
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Β ΠΙΝΑΚΩΝ ΘΕΡΜΙΚΩΝ ΑΠΩΛΕΙΩΝ.....	111

# Κεφάλαιο 1

## Εισαγωγή

Η διαδικασία μεταφοράς ενέργειας επιτυγχάνεται με 3 διαφορετικού τρόπους.

- Την συναγωγή στην οποία έχουμε μετάδοση θερμότητας από ένα σώμα/σύστημα μεγαλύτερης θερμοκρασίας σε ένα άλλο μικρότερης θερμοκρασίας. Μπορεί να πραγματοποιηθεί ανάμεσα σε ένα στερεό και ένα ρευστό, και ειδικότερα όταν ένα ρευστό κινείται πάνω σε μια επιφάνεια στερεού.
- Την θερμική ακτινοβολία όπου είναι η ηλεκτρομαγνητική ακτινοβολία που εκπέμπεται από την επιφάνεια ενός σώματος λόγω της θερμοκρασίας του. Μπορεί να πραγματοποιηθεί σε απόλυτο κενό και το μόνο που την εμποδίζει είναι το μεσολαβητικό μέσο. Ανάλογα με το αίτιο που προκαλεί την κίνηση του η συναγωγή διακρίνεται σε εξαναγκασμένη και ελεύθερη
- Την αγωγή η οποία λαμβάνει χώρα μέσα σε ένα σώμα στερεό υγρό η αέριο, χωρίς να υπάρχει αλλαγή φάσης ακόμη και σε περίπτωση σωμάτων που βρίσκονται σε επαφή, και προσδιορίζει την ευκολία ή την δυσκολία διάδοσης της θερμότητας στο εσωτερικό ενός υλικού (Rohnsenow, 1998).

## 1.1 Αναγκαιότητα εφαρμογών θέρμανσης-ψύξης

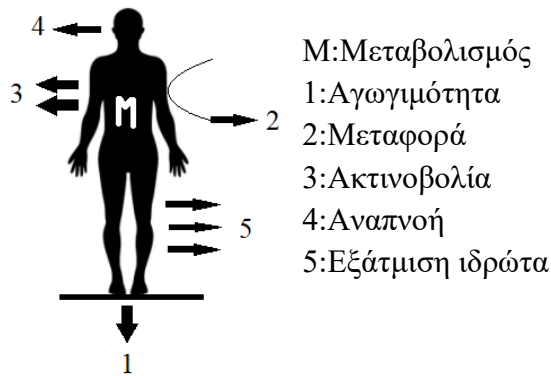
### **Θερμική άνεση**

Θερμική άνεση μπορούμε να ορίσουμε τις συνθήκες στις οποίες βρίσκεται ένας άνθρωπος σε ένα περιβάλλον και δεν επιθυμεί καμιά θερμική μεταβολή σε αυτό. Πρακτικά είναι ένα συναίσθημα που μπορεί να επηρεαστεί και να καθοριστεί άμεσα από 4 περιβαλλοντικούς και 2 προσωπικούς παράγοντες οι οποίοι εμπεριέχουν και αρκετές παραμέτρους.

- Περιβαλλοντικοί παράγοντες: Θερμοκρασία αέρα, Μέση ακτινοβολούμενη θερμοκρασία τοίχων, Σχετική υγρασία, Ταχύτητα αέρα
- Προσωπικοί παράγοντες: Ρυθμός μεταβολισμού, Βαθμός ένδυσης
- Παράμετροι: Ηλικία, Φύλο, Βάρος, Κατάσταση υγείας, Ικανότητα προσαρμογής, Επίπεδο φωτισμού

Φυσιολογική θερμοκρασία σε έναν άνθρωπο κατά την οποία μπορεί και είναι θερμικά άνετος μέσα σε ένα χώρο είναι 36.8°C, αυτό μπορεί να επηρεαστεί ανά συνθήκες λόγω των προαναφερθέντων παραμέτρων οπότε οδηγεί το ανθρώπινο σώμα σε διαδικασία αλληλεπίδρασης με το περιβάλλον με σκοπό την διατήρηση της θερμοκρασίας του σώματος (Περδίδς, 2007).





Σχήμα 1. Θερμικό ισοζύγιο ανθρώπου.

Το σπίτι ανήκει στους χώρους τους οποίους θα πρέπει κάποιος να νιώθει άνετα καθ' όλη την διάρκεια της ημέρας. Παρόλα αυτά θα προκύψουν στιγμές κατά τις οποίες αυτή η άνεση θα διαταραχτεί λόγω των προαναφερθέντων παραγόντων ή παραμέτρων. Με την εγκατάσταση συστημάτων ψύξης ή θέρμανσης θα μπορούσε να υπάρξει μια αλλαγή σε αυτά τα δεδομένα πρακτικά όμως δεν θα ήταν η βέλτιστη καθώς δεν είναι αυτό που απαιτείται σαν σύνολο για να μπορέσει να δημιουργήσει θερμική άνεση. Ο στόχος για την επίτευξη των καλύτερων δυνατών εσωτερικών συνθηκών είναι η επίτευξη δημιουργίας εσωτερικού κλίματος, το οποίο βασίζεται στην μελέτη που θα κάνει ο μηχανολόγος. Με την επίτευξη του εσωτερικού κλίματος οδηγούμαστε στην επιτυχή δόμηση ενός κτηρίου. Αυτό δεν συμβαίνει μόνο διότι οι ένοικοι αισθάνονται άνετα, αλλά συνδυάζεται με το γεγονός ότι μπορεί να προσδιοριστεί η ενέργεια που καταναλώνεται.

Η δημιουργία θερμικής άνεσης η οποία επηρεάζει την καθημερινότητα ενός ανθρώπου στον χώρο, βασίζεται σε μια βάση δεδομένων που συλλέγονται και ισχύουν για την κάθε περιοχή όπως το θερμικό περιβάλλον, η προσομοίωση των θερμικών φορτίων που μπορεί να υπάρχουν καθώς επίσης και από το πρότυπα που έχουν οριστεί από το ASHRAE Standard 62 (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) το οποίο ορίζει την ανεκτή ποιότητα του εσωτερικού αέρα ως τον αέρα στον οποίο δεν υπάρχουν μολυσματικά στοιχεία (McQuiston and Parker, 1999), (Nicol and Humphreys, 2002). Συμπερασματικά αυτό που επιδιώκεται είναι η δημιουργία συνθηκών οι οποίες θα μπορούν να επιδέχονται κάποιες μεταβολές, ώστε να προσεγγίσουν τις ανάγκες του κάθε κατοίκου ατομικά, και τελικά θα δημιουργείται ένας χώρος ουδέτερος η άνετος.

## **1.2 Γενικοί τρόποι θέρμανσης κτηρίου**

Υπάρχουν πολλοί διαφορετικοί τρόποι για την θέρμανση ενός σπιτιού, πριν από αυτό όμως πρέπει να προηγηθούν κάποιες αποφάσεις που πρέπει να ληφθούν για την απόκτηση του σωστού ή καλύτερα ιδανικού θερμαντικού συστήματος για τις εκάστοτε ανάγκες του κάθε ανθρώπου. Το βασικότερο που πρέπει να καθοριστεί είναι εάν απαιτείται εγκατάσταση κεντρικής θέρμανσης η αν χρειάζεται θέρμανση ενός χώρου.

Η βασική διαφορά των δύο είναι ότι η κεντρική θέρμανση προορίζεται για θέρμανση ολοκλήρου σπιτιού ή ακόμα και ολοκλήρου κτηρίου, ενώ η ατομική θέρμανση προτείνεται για την θέρμανση ενός δωματίου και μόνο. Σε αυτή την περίπτωση αφού έχει αποφασιστεί τι είδους θέρμανση θα χρησιμοποιηθεί, θα οδηγηθούμε σε μια τελική συγκριτική αξιολόγηση μεταξύ των επιλογών που υπάρχουν σε συστήματα θέρμανσης και είναι διαθέσιμα για χρήση.

Η λήψη της σωστής επιλογής θα βοηθήσει έτσι ώστε να διασφαλιστεί η κάλυψη των αναγκών θέρμανσης χωρίς να γίνεται σπατάλη και να προκύπτουν μεγάλα θερμικά φορτία τα οποία δεν χρειάζονται ή ακόμη σε αντίθετη περίπτωση να μην καλύπτουν τις θερμικές ανάγκες του χώρου. Αποφεύγοντας και τις δυο περιπτώσεις οδηγούμαστε σε μια μέση επιλογή όπου είναι η ιδανική και η πιο οικονομική σε ότι αφορά την αγορά αλλά και την λειτουργία.

### **Τοπικά συστήματα θέρμανσης**

Η χρήση τοπικών συστημάτων θέρμανσης γίνεται μόνο και μόνο για την κάλυψη μικρών αναγκών σε θέρμανση. Στα τοπικά συστήματα θέρμανσης ανήκουν:

- Οι ηλεκτρικές θερμάστρες και τα ηλεκτρικά αερόθερμα
- Οι θερμάστρες στερεών καυσίμων (ξύλα, κάρβουνα)
- Οι θερμάστρες ρευστών καυσίμων (πετρέλαιο, αέρια καύσιμα)
- Τα αερόθερμα πετρελαίου
- Τα τζάκια

### **Κεντρικά συστήματα θέρμανσης**

Τα κεντρικά συστήματα θέρμανσης χρησιμοποιούνται για θέρμανση ολόκληρων κτηρίων ή χώρων. Παρόλα αυτά η εγκατάσταση τους απαιτεί εξειδικευμένη μελέτη που βασίζεται σε μία σειρά δεδομένων που λαμβάνονται, και αφορά την περιοχή και την δομική κατασκευή του κτηρίου. Τελικός στόχος είναι η διασφάλιση της οικονομικής και ασφαλούς λειτουργίας και πάνω από όλα της φιλικότητας προς το περιβάλλον με βάση τα στάνταρ που υπάρχουν. Η τελική επιλογή συστήματος κεντρικής θέρμανσης εξαρτάται από διάφορες παραμέτρους που έχουν να κάνουν και με τις διακρίσεις τους δηλαδή:

- Διάκριση με βάση την πηγή της θερμικής ενέργειας
  1. Θέρμανση με στερεά καύσιμα (ξύλο, κάρβουνο)
  2. Θέρμανση με υγρά καύσιμα (πετρέλαιο, μαζούτ)
  3. Θέρμανση με αέρια καύσιμα
  4. Θέρμανση με ηλιακή ενέργεια
  5. Θέρμανση με ηλεκτρική ενέργεια
  6. Γεωθερμία
- Διάκριση με βάση το μέσο μεταφοράς της θερμότητας
  1. Θέρμανση με ζεστό νερό (προσαγωγή από 50-90 °C)

2. Θέρμανση με υπέρθερμο νερό (μεγάλη πίεση και θερμοκρασία έως (130 °C)
3. Θέρμανση με ατμό (χαμηλής ή υψηλής πίεσης)
4. Θέρμανση με αέρα
5. Θέρμανση με ηλεκτρικό ρεύμα (μέσω αντιστάσεων)
- 6.

### **Τοπικά συστήματα κλιματισμού**

Χαρακτηριστικό των μονάδων είναι ότι η εφαρμογή τους γίνεται εύκολα σε οποιοδήποτε σημείο του διαμερίσματος χωρίς την χρήση και κεντρικής μονάδας που να δεσμεύει χώρο για την εγκατάσταση της. Ανάλογα την εγκατάσταση μπορούν να διακριθούν σε:

- Self contained οι οποίες έχουν όλα τα εξαρτήματα τους μέσα σε ένα κέλυφος
- Split unit οι οποίες αποτελούνται από δύο τμήματα το εσωτερικό και το εξωτερικό. Το ένα βρίσκεται σε εξωτερικό χώρο και αποτελεί την μονάδα συμπύκνωσης που αποτελείται από ανεμιστήρα και εκτονωτική διάταξη. Το δεύτερο βρίσκεται στον εσωτερικό χώρο και περιλαμβάνει τον εξατμιστή, τον ανεμιστήρα επανακυκλοφορίας του αέρα, τα φίλτρα αέρα, περσίδες και πτερύγια κατευθύνσεως αέρα. Επίσης περιέχει πίνακα ελέγχου για ρύθμιση κρύας η ζεστής λειτουργίας όπως επίσης και ρύθμιση ταχύτητας και θερμοκρασίας του χώρου. Τα δύο αυτά τμήματα τελικώς συνδέονται με σωλήνες καταθλίψεως και αναρρόφησης ψυκτικού μέσου.

### **Κεντρικά συστήματα κλιματισμού**

Σε αυτή την περίπτωση η κεντρική μονάδα είναι απομακρυσμένη από τους κλιματιζόμενους χώρους. Όλες οι τερματικές μονάδες βρίσκονται σε σύνδεση με την κεντρική μονάδα με χρήση αεραγωγών. Κύριο πλεονέκτημα τους είναι ότι παράλληλα με την ρύθμιση της θερμοκρασίας μπορεί να γίνει και ρύθμιση της υγρασίας με αποτέλεσμα να προσεγγίζονται πιο αποτελεσματικά οι συνθήκες άνεσης. Συνοπτικά θα αναφερθούν τα μέρη μιας κεντρικής μονάδας.

- Κεντρική κλιματιστική μονάδα (ρύθμιση θερμοκρασίας και ταχύτητας αέρα μέσω των ανεμιστήρων, θερμική επεξεργασία και μίξη νωπού με αέρα επανακυκλοφορίας).
- Δίκτυο αεραγωγών.
- Σύστημα αυτοματισμών (συστήματα ελέγχου ομαλής λειτουργίας).
- Θερμαντικά στοιχεία τα οποία διακρίνονται ανάλογα με το ψυκτικό μέσο σε στοιχεία νερού, ατμού και ηλεκτρικά.
- Ψυκτικά στοιχεία.
- Κιβώτιο παραλαβής αέρα (χώρος εγκατάστασης στον οποίο γίνεται προσαγωγή του νωπού αέρα και αέρα επανακυκλοφορίας).
- Ρυθμιστής υγρασίας

- Κιβώτιο ανεμιστήρων (βοηθούν στην διατήρηση στατικής πίεσης για την ομαλή ροή του αέρα.

Βασιζόμενοι στο μέσο μεταφοράς της θερμότητας γίνεται διάκριση σε:

- Συστήματα κλιματισμού μόνο με αέρα
- Συστήματα κλιματισμού μόνο με νερό
- Συστήματα κλιματισμού αέρα-νερού
- Συστήματα κλιματισμού με ψυκτικό ρευστό.

### **1.3 Μελέτη συγκριτικής αξιολόγησης συστημάτων θέρμανσης**

Για την αναζήτηση και την επιλογή ενός συστήματος θέρμανσης που θα μπορεί να καλύπτει όλες τις ανάγκες μιας οικίας ή και ενός κτηρίου πολλών ή λίγων ενοίκων, θα πρέπει η επιλογή του να μην είναι βασισμένη σε δεδομένα που έχουν αντληθεί από το διαδίκτυο, από κάποια εταιρία ή από προσωπική έρευνα. Είναι απαραίτητο να συνταχθεί μια ολοκληρωμένη μελέτη που θα εμπεριέχει το κόστος εγκατάστασης, λειτουργίας, την θερμική άνεση και τον χρόνο απόσβεσης.

Ο ρόλος του μελετητή είναι να ακολουθήσει οδηγίες οι οποίες έχουν οριστεί από το ευρωπαϊκό κοινοβούλιο το οποίο αναφέρει ότι:

- Για την μεθοδολογία υπολογισμού της ολοκληρωμένης ενεργειακής απόδοσης των κτηρίων θα πρέπει να συμπεριλάβει κάποιους παράγοντες όπως τα θερμικά χαρακτηριστικά του κτηρίου, την εγκατάσταση θέρμανσης τον αερισμό το εγκατεστημένο φορτίο φωτισμού θέση και προσανατολισμό των κτηρίων, τα παθητικά ηλιακά συστήματα και την ηλιακή προστασία.
- Εφαρμογή ελάχιστων απαιτήσεων για την ενεργειακή απόδοση των νέων κτηρίων και κτηριακών μονάδων
- Ενεργειακή πιστοποίηση των κτηρίων
- Εφαρμογή ελάχιστων απαιτήσεων για την ενεργειακή απόδοση μεγάλων υφιστάμενων κτηρίων στα οποία γίνεται μεγάλης κλίμακας ανακαίνιση.
- Τακτική επιθεώρηση λεβήτων
- Τακτική επιθεώρηση των συστημάτων κλιματισμού.
- Αύξηση αριθμού κτηρίων με σχεδόν μηδενική κατανάλωση ενέργειας.
- Μακροπρόθεσμη στρατηγική ανακαίνισης συνολικού δυναμικού κτηρίων δημόσιων ή ιδιωτικών με αποτέλεσμα την μετατροπή τους σε υψηλής απόδοσης και την απαλλαγή τους από ανθρακούχες εκπομπές έως το 2050
- Στην συνέχεια θα γίνει μια συνοπτική αναφορά με λίγο πιο λεπτομερή τρόπο στις οδηγίες της ενεργειακή αναβάθμιση των κτηρίων:
- Το κτήριο πρέπει να είναι μονωμένο και να αποτελείται από ποιοτικά δομικά υλικά έτσι ώστε να βοηθήσει στην ρύθμιση κλιματικών συνθηκών του χώρου.
- Απαραίτητη είναι η αξιοποίηση ανανεώσιμων πηγών ενέργειας όπως ηλιακή γεωθερμική αιολική υδροηλεκτρική και άλλες με σκοπό την δημιουργία κτηρίου με πολύ υψηλή ενεργειακή επίδοση με συνέπεια την σχεδόν μηδενική κατανάλωση ενέργειας που οδηγεί και σε χαμηλό κόστος λειτουργίας.

- Υπολογισμός ποσότητας ενέργειας που καταναλώνει το κτήριο για την ικανοποίηση της ενεργειακής ζήτησης συμπεριλαμβανομένου της ψύξης θέρμανσης εξαερισμού παράγωγης ζεστού νερού και φωτισμού
- Έκδοση προτύπου από την ευρωπαϊκή επιτροπή τυποποίησης
- Πιστοποιητικό ενεργειακής απόδοσης (Οδηγία (ΕΕ) 2018/844, 2018).

## Κεφάλαιο 2

### Αντλίες Θερμότητας

Η αντλία θερμότητας είναι μια μονάδα που μπορεί να συνδυάσει ψύξη και θέρμανση. Γενικά χρησιμοποιείται σε εφαρμογές κυρίως για ψύξη αλλά μπορεί να χρησιμοποιηθεί και σαν θερμαντικό μέσο. Καθώς μειώνεται ο αριθμός των διαθέσιμων καυσίμων μέρα με την μέρα η χρήση των αντλιών θερμότητας σαν κύρια ή ακόμα και σαν υποστηρικτική πηγή θερμότητας την καθιστά σημαντική για το παρόν αλλά κυρίως για το μέλλον.

### 2.1 Ιστορική εξέλιξη

Η πρώτη τεχνητή ψύξη που έγινε γνώστη ήταν από τον William Cullen στο πανεπιστήμιο της Σκωτίας το 1748. Στην επίδειξη του έγινε χρήση μιας αντλίας για την δημιουργία μικρού κενού πάνω από ένα δοχείο διαιθυλαιθέρα ( $C_4H_{10}O$ ), όταν άρχισε να βράζει απορρόφησε την θερμότητα από το δοχείο, με αποτέλεσμα να κρυώσει δηλαδή να μειωθεί η θερμοκρασία του. Αυτό έχει καταγραφεί στο μόνο δημοσιευμένο έγγραφο που σχετίζεται με την χημεία "Of the Cold produced by Evaporating Fluids, and of some other Means of producing (Bowman, 1975). Ο Jacob Perkins ένας Αμερικανός εφευρέτης που ζούσε στην Αγγλία δημιούργησε το πρώτο μηχάνημα συμπίεσης ατμού για την παραγωγή πάγου το 1834 και θεωρείται η πρώτη ευρεσιτεχνία για την μηχανική ψύξη, αν και το επίτευγμα του δεν αναφέρθηκε έντυπα για περίπου 50 χρόνια. Η μηχανή Perkins χρησιμοποίησε τα τέσσερα κύρια εξαρτήματα που χρησιμοποιούνται στις σύγχρονες εγκαταστάσεις συμπίεσης τον συμπιεστή, συμπυκνωτή, εκτονωτική βαλβίδα και τον εξατμιστή. Παρόλα αυτά εκείνη την χρονική περίοδο δεν υπήρχε ζήτηση για τεχνητή ψύξη στο Λονδίνο, με αποτέλεσμα η εφεύρεση να παραμεριστεί (Radermacher and Hwang, 2005).

Το 1852 ο William Thomson ή Baron Kelvin ήταν αρκετά θετικός σχετικά με τις αντλίες θερμότητας καθώς είχε αναφέρει ότι ο κινητήρας αντίστροφης ροής θερμότητας θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί όχι μόνο για ψύξη αλλά και για θέρμανση, επιπρόσθετα επισήμανε ότι μια συσκευή θέρμανσης σαν και αυτή θα απαιτούσε λιγότερη πρωτογενή ενέργεια καθώς εξάγει θερμότητα από το περιβάλλον. Η προσπάθεια για την υλοποίηση αυτής έγινε από ένα Αυστριακό μηχανικό τον Peter von Rittinger, οι θεωρητικές του εκτιμήσεις έδειξαν πιθανή εξοικονόμηση ενέργειας έως 80% με την χρήση της αντλίας θερμότητας σε σύγκριση με την φωτιά από ξύλα και τον άνθρακα. Σχεδίασε και εγκατέστησε την πρώτη πιλοτική αντλία θερμότητας για θέρμανση με χωρητικότητα 14kW στο χωριό του Ebensee στην άνω Αυστρία. Η εκκίνηση της αντλίας ατμού Rittinger έγινε το 1857 αλλά παρέμεινε σε πειραματική φάση καθώς δεν υπήρχε ακόμα τεχνική ωριμότητα που θα οδηγούσε στην περαιτέρω μελέτη και ανάπτυξη αυτής της τεχνολογίας. Παρόλα αυτά για την θέρμανση χώρου οι αντλίες άρχισαν να χρησιμοποιούνται μετά

από 85 χρόνια καθώς εκείνη την εποχή και πριν από το 1875 χρησιμοποιούνταν για την επανασυμπίεση ατμών σε αλάτι με μόνο πλεονέκτημα την εξοικονόμηση ξύλου. Το 1945 ένα υπάλληλος της Indianapolis Power & Light Co ο Robert C. Webber πειραματιζόταν με τον καταψύκτη του. Παραλίγο να κάψει το χέρι του όταν άγγιξε τις σωλήνες εξόδου του συστήματος ψύξης, και αποφάσισε να δοκιμάσει να αντιστρέψει την λειτουργία του μηχανισμού συνδέοντας την έξοδο από τον καταψύκτη σε ένα θερμοαντήρα ζεστού νερού (boiler) και παρότι ο καταψύκτης παρήγαγε μια σταθερή υπερβολική θερμότητα σύνδεσε το θερμαινόμενο νερό σε ένα σύμπλεγμα σωληνώσεων. Στην συνέχεια χρησιμοποίησε ένα μικρό ανεμιστήρα για την προώθηση του ζεστού αέρα στο κτήριο, αφού αντιλήφθηκε ότι η εφεύρεση ήταν επιτυχής το εφάρμοσε σε μεγαλύτερη κλίμακα δημιουργώντας μια αντλία θερμότητας μεγαλύτερου μεγέθους ώστε να παρέχει θερμότητα σε ολόκληρο σπίτι. Το σχέδιο αποτελούνταν από σωλήνες χαλκού θαμμένες στο έδαφος μέσω των οποίων κυκλοφορούσε το φρέον για να απορροφήσει την θερμότητα του εδάφους, το αέριο το οποίο συμπυκνώνονταν και απελευθέρωνε την θερμότητα του ωθώντας το διογκωμένο αέριο μέσω του πηνίου εδάφους ώστε να φέρει νέο φορτίο στο σύστημα. Το διάστημα της δεκαετίας του 1940 αλλά και του 1950 οι αντλίες θερμότητας εισήλθαν σε μια περίοδο σταθερής ανάπτυξης διάφορων εμπορικών αντλιών θερμότητας οι οποίες αναπτύχθηκαν και διείσδυσαν στην αγορά. Το 1960 η μείωση της τιμής του πετρελαίου οδήγησε σε στασιμότητα της ανάπτυξης στα συστήματα θέρμανσης με αποτέλεσμα να μην είναι ευνοϊκές οι συνθήκες για επένδυση.

Κατά τις δεκαετίες του 1970 και 1980 όπου ήταν σε εξέλιξη η κρίση του πετρελαίου η οποία είχε πλήρη επίπτωση σε πολλές γενιές, και κυρίως μετά την δεύτερη πετρελαϊκή κρίση του 1979-1980, ξέσπασε πόλεμος μεταξύ του Ιράκ και Ιράν.

Ο πόλεμος αυτός οδήγησε πολλές χώρες να στραφούν στην θέρμανση με ηλεκτρικό ρεύμα όπως επίσης και σε τάση για πιο ορθολογική χρήση ενέργειας που επιταχυνόταν συνεχώς. Επίσης δημιουργήθηκε αύξηση ενδιαφέροντος και για την πυρηνική ενέργεια η οποία ήταν πολύ επιβλαβής σε ότι αφορά το περιβάλλον αλλά και τον άνθρωπο. Αποτέλεσμα ήταν να υπάρξει μια πολύ μεγάλη ανάπτυξη στον τομέα των αντλιών θερμότητας, χωρίς μεγάλη διάρκεια όμως καθώς υπήρχαν πολλοί ανταγωνιστές με ανεπαρκή τεχνογνωσία και επιπλέον μετά το 1982 υπήρξε και νέα πτώση των τιμών του πετρελαίου. Αφού ξεπεράστηκε η δεκαετία του 1980, το 1990 ήταν δεκαετία όπου σημειώθηκε αύξηση ζήτησης των αντλιών θερμότητας. Αυτό οφειλόταν ξεκάθαρα σε τεχνικούς λόγους όπως τεχνική αξιοπιστία, πιο αθόρυβη λειτουργία μεγαλύτερες επιδόσεις πιο εξελιγμένο έλεγχο μέσω μικροϋπολογιστών, όπως επίσης και μείωση προκαταλήψεων που οφείλεται στην :

- Καλύτερη κατανόηση πλεονεκτημάτων της τεχνολογίας
- Χρήση εκπαιδευμένου προσωπικού σχεδιαστών και εγκαταστατών
- Επισήμανση ποιότητας
- Πτώσεις τιμών κατά συντελεστή 2 μέσα σε 25 χρόνια

(Zogg, 2008)

Από το 2000 έως και σήμερα οι αντλίες θερμότητας έχουν μπει για τα καλά σε όλες τις αγορές του κόσμου και έχουν γίνει σημαντικό κομμάτι για την επίτευξη των

μελλοντικών στόχων που έχει θέση ακόμα και η ευρωπαϊκή ένωση. Οι αντλίες θεωρούνται η πιο αποτελεσματική και οικονομικά αποδοτική θέρμανση στην αγορά. Είναι εξαιρετικά φιλικές προς το περιβάλλον και μπορούν να μειώσουν δραστικά το αποτύπωμα του άνθρακα και τους λογαριασμούς ενέργειας. Προσφέρουν έναν ιδανικό τρόπο για την θέρμανση του κτηρίου αλλά και για την παράγωγη ζεστού νερού εξοικονομώντας χρήματα και πόρους της γης.

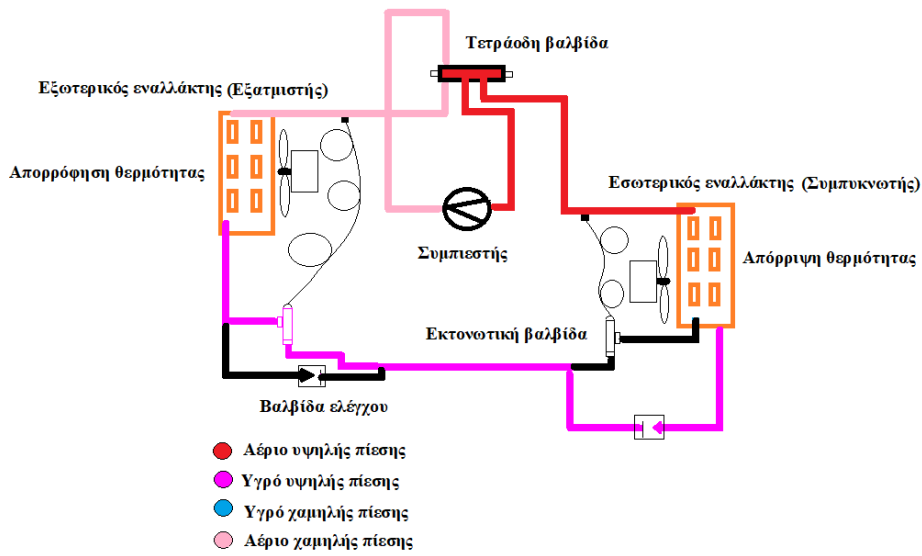
## **2.2 Αρχή λειτουργίας**

Σε ένα σύστημα ψύξεως για την μεταφορά θερμότητας χρησιμοποιείται ένα ψυκτικό μέσο για να μεταφέρει θερμότητα από ένα σημείο σε ένα άλλο. Το ψυκτικό μέσο έχει υγρή μορφή και έχει θερμοκρασία βρασμού μικρότερη από αυτή του περιβάλλοντος σε πίεση μιας ατμόσφαιρας. Η θερμοκρασία βρασμού συνδέεται άρρηκτα από την πίεση αυτού, δηλαδή αν υπάρξει αύξηση της πίεσης του υγρού τότε η θερμοκρασία του σημείου βρασμού αυξάνεται ενώ αν υπάρξει μείωση της πίεσης μειώνεται. Συμπερασματικά με τον έλεγχο της πίεσης σε ένα σύστημα ψύξης ελέγχουμε και την θερμοκρασία βρασμού. Αν η θερμοκρασία βρασμού του ψυκτικού μέσου μέσα σε ένα δοχείο μειωθεί αρκετά, προκύπτει μείωση της πίεσης και παράλληλα η μείωση της θερμοκρασίας βρασμού του ψυκτικού σε σχέση με τον αέρα εξωτερικά από το δοχείο, σαν συνέπεια έχουμε την μεταφορά της θερμότητας από τον αέρα προς το ψυκτικό μέσο λόγω της διαφοράς θερμοκρασίας. Αποτέλεσμα είναι η πραγματοποίηση βρασμού του ψυκτικού προκαλώντας αλλαγή φάσης από υγρή σε αέρια φάση, και συνεπώς ψύξη του αέρα. Αντίθετα αν η πίεση του ψυκτικού στο δοχείο αυξηθεί θα αυξηθεί και η θερμοκρασία βρασμού η οποία θα είναι μεγαλύτερη από την θερμοκρασία του εξωτερικού αέρα με αποτέλεσμα να έχουμε μεταφορά θερμότητας από το ψυκτικό μέσο αέριας μορφής πλέον προς τον αέρα έξω από το δοχείο το οποίο προκαλεί αλλαγή φάσης του ψυκτικού από αέριο σε υγρό, και κατά συνέπεια θερμαίνεται ο αέρας εξωτερικά του δοχείου.

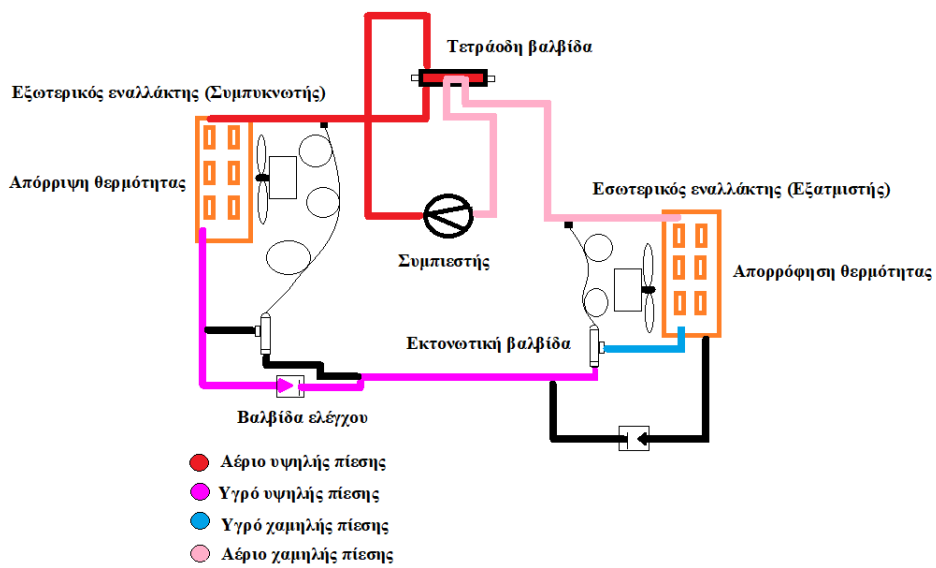
Ένα σύστημα ψύξης σε λειτουργία αποτελείται από δύο πλευρές πιέσεων την πλευρά υψηλών και την πλευρά χαμηλών πιέσεων. Το ένα στοιχείο διαρρέετε από ψυκτικό υψηλής πίεσης και το άλλο από ψυκτικό χαμηλής πίεσης με σκοπό την δυνατότητα μεταφορά θερμότητας. Η υψηλή πίεση στην αντίστοιχη πλευρά επιτυγχάνεται από τον συμπιεστή και στην χαμηλή ελέγχεται από μια εκτονωτική διάταξη. Αντίστοιχα τα στοιχεία της κάθε διάταξης είναι για την υψηλή ο συμπυκνωτής και για την χαμηλή ο εξατμιστής. Όταν γίνει χρήση του συστήματος σαν αντλία θερμότητας μπορεί να γίνει αντιστροφή των δυο στοιχείων με μια τετράοδη βαλβίδα. Τα στοιχεία παραμένουν στην ίδια θέση αλλά μεταβάλλεται η ροή του ψυκτικού μέσου μετατρέποντας έτσι την λειτουργία της αντλίας σε μέσο θέρμανσης και σε μέσο ψύξης (Swenson, 1997).

Παρακάτω δίνονται δύο σχηματικές διατάξεις λειτουργίας στις οποίες φαίνεται το πώς αλλάζει η λειτουργία της αντλίας θερμότητας μέσω της τετράοδης βαλβίδας όταν το σύστημα παράγει θέρμανση και όταν παράγει ψύξη.





Σχήμα 2. Αντλία θερμότητας σε θερμικό κύκλο (Cibse, 2009).



Σχήμα 3. Αντλία Θερμότητας σε ψυκτικό κύκλο (Cibse, 2009).

## 2.3 Διατάξεις λειτουργίας

Για την σωστή λειτουργία μιας αντλίας θερμότητας είναι απαραίτητες οι παρακάτω συσκευές.

- Ο εξαμιστής
- Ο συμπυκνωτής
- Ο συμπιεστής
- Η εκτονωτική διάταξη
- Η τετράοδη βαλβίδα
- Το ψυκτικό μέσο
- Οι γραμμές σωληνώσεων για μεταφορά του ψυκτικού μέσου
- Συστήματα ελέγχου

Τα παραπάνω εξαρτήματα είναι κοινά για όλους του τύπους αντλιών θερμότητας.

- Ο εξαμιστής: Το εισερχόμενο στον εξαμιστή ψυκτικό υγρό χαμηλής θερμοκρασίας και πίεσης απορροφώντας λανθάνουσα θερμότητα από τον χώρο συναλλαγής του εξαμιστή και προκαλεί εξάτμιση του ψυκτικού υγρού σε συνθήκες σταθερής πίεσης και θερμοκρασίας. Στην συνέχεια το ψυκτικό ρευστό οδηγείται ως ατμός από τον εξαμιστή στον συμπιεστή μέσω της γραμμής αναρρόφησης για να επαναληφθεί η διαδικασία. Αποτελεί τον ένα από τους δύο εναλλάκτες του συστήματος στον οποίο πραγματοποιείται εναλλαγή θερμότητας μεταξύ του ψυκτικού μέσου και του μέσου συναλλαγής θερμότητας.
- Ο συμπιεστής: Το ψυκτικό σε αέρια μορφή φεύγοντας από τον εξαμιστή εισέρχεται στην γραμμή αναρρόφησης στον συμπιεστή έχοντας απορροφήσει ένα μέρος θερμότητας από τον εξαμιστή συμπιέζεται προς το συμπυκνωτή δημιουργώντας έτσι μια συνεχή διαφορά πίεσης μεταξύ της πλευράς υψηλής και χαμηλής πίεσης, αποτέλεσμα της συμπίεσης, είναι η τάση αύξησης της πίεσης και παράλληλα της θερμοκρασίας του. Οι συμπιεστές μπορούν να διακριθούν στις παρακάτω κατηγορίες:
  1. Παλινδρομικοί
  2. Περιστροφικοί
  3. Φυγοκεντρικοί
  4. Κοχλιωτοί
  5. Σπειροειδείς

Αναφορικά με την στεγανότητα τους διακρίνονται σε:

1. Συμπιεστές κλειστού τύπου
2. Συμπιεστές ημίκλειστου τύπου
3. Συμπιεστές ανοικτού τύπου

- Ο συμπυκνωτής : Το ψυκτικό ρευστό αφού έχει ήδη συμπιεστεί κατά την φάση συμπίεσης έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση της θερμοκρασίας του λόγω υψηλής πίεσης. Εν συνεχεία από την στιγμή που η θερμοκρασία του ψυκτικού αερίου είναι μεγαλύτερη από την θερμοκρασία του μέσου ανταλλαγής θερμότητας (νερό, αέρας), πραγματοποιείται συναλλαγή θερμότητας μεταξύ του ψυκτικού αερίου και του μέσου συμπύκνωσης με αποτέλεσμα να απορρίπτεται θερμότητα στο μέσο και στην συνέχεια στο περιβάλλον. Αποτέλεσμα αυτού είναι η μείωση της θερμοκρασίας του ψυκτικού αερίου σε σημείο που ξεκινάει η υγροποίηση του. Οι παράγοντες που εξαρτάται η θερμοκρασία συμπύκνωσης έχουν να κάνουν με την πίεση κατάθλιψης και το είδος του ψυκτικού μέσου που χρησιμοποιείται. Αποτελεί τον δεύτερο εναλλάκτη του συστήματος. Συνήθως η επιφάνεια του συμπυκνωτή είναι μεγαλύτερη από του εξατμιστή για να μπορεί να αποβάλλει όλα αυτά τα ποσά θερμότητας που προσδίδονται στο σύστημα από τον εξατμιστή και τον συμπιεστή.

Ανάλογα με το μέσο συναλλαγής θερμότητας οι συμπυκνωτές διακρίνονται σε:

1. Συμπυκνωτές φυσικής κυκλοφορίας (αερόψυκτους)
2. Υδρόψυκτους συμπυκνωτές

- Η εκτονωτική διάταξη: Με την είσοδο του ψυκτικού μέσου υψηλής πίεσης στο εκτονωτικό μέσο πραγματοποιείται εκτόνωση με αποτέλεσμα την μεγάλη μείωση της πίεσης οπότε και της θερμοκρασίας. Και εν συνεχεία ρυθμίζοντας την παροχή το ψυκτικό οδηγείται πάλι στον εξατμιστή.

Οι κύριοι τύποι εκτονωτικών διατάξεων είναι:

1. Τριχοειδής σωλήνα
2. Βαλβίδα σταθερής υπερθέρμανσης η θερμοστατική εκτονωτική βαλβίδα
3. Ηλεκτρονική εκτονωτική βαλβίδα
4. Αυτόματη εκτονωτική βαλβίδα

- Η τετράοδη βαλβίδα είναι η συσκευή κατά την οποία μπορεί να πραγματοποιηθεί αντιστροφή του ψυκτικού κύκλου από ψύξη σε θέρμανση αντιστρέφοντας ουσιαστικά την ροή του ψυκτικού μέσου. Το ψυκτικό μέσο λαμβάνεται από την τετράοδη βαλβίδα μέσω της θυρίδας κατάθλιψης του συμπιεστή και μετά μεταφέρεται σε ένα από τα δύο στοιχεία αναλόγως από το αν απαιτείται ψύξη η θέρμανση.

- Μία ουσία για να αποτελέσει εργαζόμενο ψυκτικό μέσο σε μια εγκατάσταση πρέπει να έχει κάποιες ιδιότητες οι οποίες να εξασφαλίζουν την αποδοτική και ασφαλή λειτουργία. Οι κυριότερες από αυτές είναι οι εξής:

1. Τα ψυκτικά πρέπει να είναι περιβαλλοντικά ασφαλή δηλαδή να μην προκαλούν ζημιά στο όζον και να μην συνεισφέρουν στο φαινόμενο του θερμοκηπίου.

2. Δεν πρέπει να είναι τοξικά και δηλητηριώδη.
3. Δεν πρέπει να είναι εύφλεκτα
4. Πρέπει να είναι άοσμα και άγευστα
5. Πρέπει να έχουν χημική σταθερότητα (να μην αλλοιώνεται από της διεργασίες που υποβάλλεται).
6. Δεν πρέπει να αλληλεπιδρούν με τα υλικά κατασκευής.
7. Μικρός ψυκτικός όγκος στην αναρρόφηση του συμπιεστή ώστε να μην απαιτείται μεγάλη ογκομετρική ικανότητα του συμπιεστή
8. Τέλος πρέπει να είναι οικονομικά καθώς απαιτούνται μεγάλες ποσότητες σε εγκαταστάσεις με μεγάλη ισχύ.

➤ Κατηγορίες ψυκτικών μέσων.

Τα κυριότερα ψυκτικά μέσα που χρησιμοποιούνται σήμερα διακρίνονται στις παρακάτω κατηγορίες.

1. Τα αλογονούχα ψυκτικά μέσα που διακρίνονται σε:

- Χλωροφθοράνθρακες
- Υδροφθοράνθρακες
- Υδροχλωροφθοράνθρακες

2. Τα ανόργανα ψυκτικά :

- Αμμωνία
- Νερό
- Αέρας
- Διοξείδιο του άνθρακα

(Κανάκη, 2017)

- Ανάμεσα στους αυτοματισμούς που είναι απαραίτητη για την χρήση της αντλίας βρίσκονται και ο θερμοστάτης όπως επίσης και οι ελεγκτές αποπάγωσης. Ο θερμοστάτης είναι απαραίτητος για τον έλεγχο και την ρύθμιση της θερμοκρασίας καθώς η αντλία είναι μονάδα που μπορεί να παράγει ψύξη αλλά και θέρμανση αναλόγως την εποχή. Η αποπαγωγική προστασία αντίστοιχα έχει την δική της βαρύτητα καθώς το εξωτερικό στοιχείο λειτουργεί σαν εξατμιστής οπότε η θερμοκρασία του ψυκτικού μπορεί πολλές φορές να φτάσει και τους 0°C κατά συνέπεια η υγρασία που υπάρχει στον αέρα συμπυκνώνεται και σχηματίζει πάγο πάνω στο στοιχείο. Αποτέλεσμα είναι να μειώνεται η ροή του αέρα ενδιάμεσα από το πτερύγια με αποτέλεσμα την μείωση θερμοκρασίας ψυκτικού. Για να αποτραπεί αυτό το φαινόμενο γίνεται ανίχνευση του μέσω ελεγκτών και στην συνέχεια πραγματοποιείται θέρμανση του εξατμιστή για ελάχιστο χρόνο. Η πιο συχνή και πιο απλή μέθοδος είναι η χρήση ηλεκτρικών θερμαντικών στοιχείων (Swenson, 1997).

## 2.4 Κατηγοριοποίηση

Παρόλο που η αρχή λειτουργίας των αντλιών θερμότητας είναι παρόμοια, υπάρχει διαφορά στο τεχνικό κομμάτι κατά το οποίο μπορεί να έχουν διαφορές ως προς τα δεδομένα τα οποία υπάρχουν σε κάθε περίπτωση. Οδηγούμαστε λοιπόν σε μια κατηγοριοποίηση των αντλιών θερμότητας βάσει:

- Του μέσου που αντλεί και αποβάλλει θερμότητα
- Το είδος του κινητήρα της μηχανής
- Την θέση των μηχανισμών
- Τον τρόπο αναστροφής της λειτουργίας τους

Ανάλογα με το υλικό μέσο που αντλείται στο κύκλωμα και το υλικό μέσο που αποβάλλεται η θερμότητα οι αντλίες χωρίζονται σε :

- **Αέρα-Αέρα:** Ο αέρας χρησιμοποιείται σαν πηγή θερμότητας και σαν μέσο θέρμανσης και ψύξης. Στην περίπτωση που βρίσκεται σε λειτουργία θέρμανσης έχουμε απορρόφηση θερμότητας από τον αέρα περιβάλλοντος στο ψυκτικό μέσο από τον εξατμιστή. Στην συνέχεια το ψυκτικό μέσο περνάει από τον συμπιεστή ο οποίος αυξάνει την θερμοκρασία του, η απόρριψη της θερμότητας πραγματοποιείται στον εσωτερικό χώρο από τον συμπυκνωτή. Για την περίπτωση της ψύξης μέσω της τετράοδης βαλβίδας αντιστρέφεται ο κύκλος και πραγματοποιείται ψύξη. Η κύρια χρήση τους είναι οικιακή χρήση και μικρές επιχειρήσεις.
- **Αέρα-Νερού:** Ο αέρας χρησιμοποιείται σαν πηγή θερμότητας και το νερό σαν μέσο θέρμανσης και ψύξης. Στην περίπτωση της θερμότητας η θερμότητα ανακτάται από την εξωτερική μονάδα όπου το ψυκτικό μεταφέρει την θερμότητα στην εσωτερική μονάδα. Τα κριτήρια μεταφοράς θα αναλυθούν ως εξής:
  1. Η εξωτερική μονάδα απορροφάει θερμότητα από τον αέρα περιβάλλοντος και την μεταφέρει στο ψυκτικό .
  2. Ο συμπιεστής αυξάνει την θερμοκρασία του ψυκτικού
  3. Το ψυκτικό μέσο μεταφέρει θερμότητα σε δεξαμενή ζεστού νερού μέσω του εναλλάκτη θερμότητας (συμπυκνωτή) με αποτέλεσμα να αυξάνει την θερμοκρασία του νερού.
  4. Το ζεστό νερό από την δεξαμενή μεταφέρεται στα καλοριφέρ.
  5. Εν συνεχεία το νερό επιστρέφει στην δεξαμενή από όπου ξανά θερμαίνεται.
  6. Και το ψυκτικό μέσο ακολουθεί πάλι την ίδια διαδικασία  
Αντιστρέφοντας την διαδικασία προκύπτει η διαδικασία ψύξης.
- **Νερού-Αέρα:** Το νερό χρησιμοποιείται σαν πηγή θερμότητας και ο αέρας σαν μέσο θέρμανσης και ψύξης, σε αυτή την περίπτωση όμως το νερό απορροφά θερμότητα από υπόγεια νερά, λίμνες ή θάλασσες στην συνέχεια η θερμότητα

μεταφέρεται στο σύστημα μέσω ενός δικτύου σωληνώσεων από το οποίο την παραλαμβάνει ο εξατμιστής, αυξάνει την θερμότητα του ο συμπιεστής και στην συνέχεια μέσω του ανεμιστήρα στην εσωτερική μονάδα αποβάλλει την θερμότητα στον εσωτερικό χώρο.

- Νερού-Νερού: Η αντλία θερμότητας χρησιμοποιεί νερό σαν πηγή θερμότητας αλλά και σαν μέσο για να απορρίψει θερμότητα μέσω του συμπυκνωτή. Πηγή του νερού αποτελούν υπόγεια νερά, λίμνες, θάλασσες. Αποτελεί την πιο ακριβή και ταυτόχρονα δύσκολα εφαρμόσιμη κατηγορία.
- Εδάφους-Αέρα-Εδάφους-Νερού: Ο βασικός σκοπός της αντλίας θερμότητας εδάφους είναι η μεταφορά θερμότητας εδάφους στο εσωτερικό ενός κτηρίου ή το αντίθετο. Αρχικά για την περίπτωση της θέρμανσης μέσω του βρόγχου στο έδαφος αντλείται θερμότητα και μέσω του υγρού που κυκλοφορεί σε ένα δίκτυο σωληνώσεων και μεταφέρεται στην αντλία θερμότητας. Στην αντλία θερμότητας μέσω του εξατμιστή απορροφάται η θερμότητα που έρχεται από τον βρόγχο μέσω των σωληνώσεων και μέσω του συμπιεστή αυξάνεται ακόμη περισσότερο η θερμότητα του. Το σύστημα διανομής στην συνέχεια μεταφέρει τη θερμότητα που συλλέγεται από την αντλία μέσω του συμπυκνωτή, μέσω ενός δικτύου σωλήνων και την απελευθερώνεται ανάλογα με τον τρόπο θέρμανσης που έχει επιλεγεί (ενδοδαπέδιο, καλοριφέρ)

## Σύγκριση

Η τεχνολογία της αντλίας θερμότητας είναι πολύ αποδοτική οι περισσότερες από τις παραπάνω περιπτώσεις όμως απαιτούν συγκεκριμένες συνθήκες για την εφαρμογή τους και την διατήρηση της υψηλής απόδοσης τους. Το κριτήριο επιλογής εξαρτάται κυρίως από την γεωγραφική θέση του κτηρίου, τους διαθέσιμους φυσικούς πόρους και κατά πόσο είναι επιτρεπτό να χρησιμοποιηθούν και τις συνθήκες που επικρατούν. Μεγαλύτερη εφαρμογή στην Ελλάδα έχουν οι αντλίες αέρα-αέρα και αέρα-νερού κυρίως λόγω του χαμηλότερου κόστους εγκατάστασης και συντήρησης, καθώς επίσης και λόγω των καιρικών συνθηκών οι οποίες στο μεγαλύτερο μέρος της χώρας ευνοούν την χρήση τους. Σε χαμηλές θερμοκρασίες οι αντλίες αέρα εμφανίζουν την χαμηλότερη απόδοση. Για την περίπτωση αντλιών νερού έχουμε επιπλέον κόστος λόγω της κατανάλωσης του νερού, και επίσης για περιπτώσεις λιμνών συναντώνται πολλοί νομικοί περιορισμοί. Η διαδικασία θέρμανσης θα ήταν δυσκολότερη καθώς η θερμοκρασία του νερού τον χειμώνα μειώνεται αισθητά με αποτέλεσμα να μειώνει αρκετά την απόδοση του μηχανήματος. Η χρήση μιας αντλίας εδάφους θα εμφάνιζε τα περισσότερα πλεονεκτήματα για την περίπτωση της θέρμανσης και της ψύξης καθώς η θερμοκρασία του εδάφους δεν συναντά τόσο μεγάλες μεταβολές με αποτέλεσμα τελικά να μην επηρεάζει σε μεγάλο βαθμό την απόδοση του μηχανήματος.

Ανάλογα με το είδος του κινητήρα οι αντλίες χωρίζονται σε αυτές με:

- Ηλεκτροκίνητους συμπιεστές

- Συμπιεστές κινούμενους από μηχανές εσωτερικής καύσης
- Συμπιεστές απορρόφησης και προσρόφησης

Ανάλογα με τη θέση των μηχανισμών της αντλίας θερμότητας γίνεται διαχωρισμός σε:

- Αυτόνομες : Σε αυτή την κατηγορία όλοι οι μηχανισμοί βρίσκονται στον ίδιο χώρο και τοποθετούνται σε εξωτερικό χώρο ώστε να αλληλεπιδρούν άμεσα με τον ατμοσφαιρικό αέρα.
- Διαιρούμενες (Split units): Σε αυτή την μονάδα έχουμε διαχωρισμό του συμπυκνωτή από το υπόλοιπο σύστημα. Αποτελείται δηλαδή από 2 μονάδες την εσωτερική και την εξωτερική.

Ανάλογα με τον τρόπο αναστροφής της λειτουργίας οι αντλίες χωρίζονται σε :

- Σταθερού κυκλώματος ψυκτικού μέσου: Δηλαδή η ροή του ψυκτικού μέσου παραμένει σταθερή και αλλάζει η θέση των στοιχείων εναλλαγής θερμότητας του συστήματος.
- Μεταβλητού κυκλώματος ψυκτικού μέσου : Δηλαδή γίνεται αναστροφή της ροής του ψυκτικού μέσου μέσω της τετράοδης βαλβίδας (Βραχόπουλος, 2009).

## **2.5 Πλεονεκτήματα-Μειονεκτήματα**

Βάση των λειτουργιών των τεχνικών στοιχείων των αντλιών θερμότητας και των απαιτήσεων που υπάρχουν από τον καταναλωτή παρουσιάζονται πλεονέκτημα αλλά και μειονεκτήματα σε σχέση με άλλα συστήματα θέρμανσης.

- Οι αντλίες θερμότητας προσφέρουν μεγαλύτερη ασφάλεια από τα συστήματα που βασίζονται στην καύση και επιπλέον δεν εκπέμπουν ρύπους.
- Έχει πολύ χαμηλή κατανάλωση ενέργειας οπότε αυτό συνεπάγεται και χαμηλό κόστος λογαριασμών ενέργειας.
- Το σύστημα έχει μηδαμινές εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα και έχει αποτελεσματικό ρυθμό μετατροπής ενέργειας σε θερμότητα.
- Οι αντλίες θερμότητας τα τελευταία χρόνια έχουν αναπτυχθεί πολύ ως προς τον ονομαστικό συντελεστή επίδοσης της τάξης 3.2-4.5 για αντλίες αέρα και 4.2-5.2 για αντλίες εδάφους.
- Η αντλία θερμότητας θεωρείται πολύ σημαντική τεχνολογία για την παροχή ευελιξίας στο σύστημα ισχύος καθώς ταυτόχρονα μπορεί να χρησιμοποιηθεί για ψύξη και θέρμανση.
- Έχει πολύ μεγάλη διάρκεια ζωής σε σχέση με τα συμβατικά συστήματα πάνω από 20 έτη, απαιτείται ελάχιστη συντήρηση και αυτό συνεπάγεται πολύ μικρό κόστος για συντήρηση.
- Δεν απαιτείται επιπλέον χώρος για λεβητοστάσια καμινάδες η δεξαμενές, κάτι που τις καθιστά εύκολες στην τοποθέτηση χωρίς να καταλαμβάνουν πολύ χώρο (Fischer and Madani, 2017).

## Μειονεκτήματα

- Υψηλό αρχικό κόστος εγκατάστασης συγκριτικά με άλλες επιλογές θέρμανσης το οποίο όμως επιστρέφεται σε βάθος χρόνου λόγω μειωμένης κατανάλωσης.
- Οι αντλίες θερμότητας αντιμετωπίζουν προβλήματα σε περιοχές με πολύ ψύχος το οποίο μπορεί να μειώσει δραματικά την επίδοση της.
- Οι αντλίες θερμότητας εξαρτώνται από την ηλεκτρική ενέργεια για την λειτουργία τους, οπότε δεν θα είναι ποτέ ουδέτερες ως προς τον άνθρακα, εκτός από περιπτώσεις που γίνεται χρήση ανανεώσιμων πηγών ενέργειας (Bertsch and Groll, 2008).

## 2.6 Εφαρμογές αντλιών θερμότητας

Οι ανάγκες στην αγορά για συστήματα θέρμανσης ποικίλουν ανάλογα με τις απαιτήσεις ανά περίπτωση. Ανάλογα το μέγεθος της εφαρμογής που απαιτείται στην εγκατάσταση θα μπορούσε να γίνει ένας διαχωρισμός βάσει των απαιτήσεων σε ένα εύρος θερμοκρασιών:

- Αντλίες χαμηλών θερμοκρασιών  
Αυτή η κατηγορία θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί για οικιακή χρήση για εφαρμογές θέρμανσης και ψύξης του χώρου όπως επίσης και για θέρμανση νερού. Οι δυνατότητες θέρμανσης ζεστού νερού των μονάδων μπορεί να φτάσει έως τους 57 °C για θέρμανση και 7 °C για ψύξη.
- Αντλίες μεσαίων θερμοκρασιών  
Οι εγκατάσταση των μονάδων αυτών γίνεται για χρήση σε επαγγελματικούς χώρους όπως ξενοδοχεία η εμπορικά κέντρα με σκοπό τη θέρμανση μεγάλων ποσοτήτων νερού για τροφοδοσία καλοριφέρ. Οι μονάδες αυτές είναι ικανές να παράγουν θερμοκρασίες έως και 80 °C (LG, 2020).
- Αντλίες υψηλών θερμοκρασιών  
Οι συγκεκριμένες αντλίες είναι κατάλληλες για ανάκτηση θερμότητας αποβλήτων σε διάφορες βιομηχανικές διαδικασίες όπως ξήρανση, αποστείρωση, χαρτοποιία ή παρασκευή τροφίμων. Στην αγορά έχουν εντοπιστεί περίπου 20 βιομηχανικά μοντέλα που καταφέρνουν να παρέχουν θερμοκρασίες μέσου τουλάχιστον 90°C. Σήμερα μόνο λίγα εμπορικά διαθέσιμα μοντέλα καταφέρνουν να υπερβούν τους 120°C θερμοκρασίας τροφοδοσίας χρησιμοποιώντας R245fa και R365mfc ως ψυκτικά. Οι τιμές του συντελεστή επίδοσης(COP) κυμαίνονται μεταξύ του 1,6-5,8 με ανύψωση θερμοκρασίας 130°C. Παρόλο το μεγάλο οικολογικό δυναμικό εξακολουθούν να υπάρχουν ορισμένα εμπόδια στην αγορά και ευρύτερα στην εξάπλωση των αντλιών αυτής της κατηγορίας κάτι που οφείλεται σε:
  - Έλλειψη διαθέσιμων ψυκτικών για λειτουργία σε υψηλές θερμοκρασίες



- Έλλειψη κατανόησης της τεχνολογίας σε ότι αφορά τους χρήστες επενδυτές και σχεδιαστές
- Χαμηλές τιμές συμβατικών καυσίμων
- Ανταγωνιστικές τεχνολογίες παραγωγής θερμότητας που κάνουν χρήση ορυκτών καυσίμων
- Έλλειψη κατάρτισης και εκδηλώσεων που υποστηρίζουν επιπλέον την εξάπλωση (Aragaus, 2018).

## **Κεφάλαιο 3**

### **Λέβητας συμπύκνωσης**

Ο καιρός κατά τον οποίο έχει γίνει αισθητή η αλλαγή του κλίματος δημιουργεί την απαίτηση για περαιτέρω ανάπτυξη τεχνολογιών πιο φιλικών προς το περιβάλλον και με μεγαλύτερη ενεργειακή απόδοση με σκοπό την αντικατάσταση των παλαιών τεχνολογιών, κάτι το οποίο κρίνεται απαραίτητο από την ευρωπαϊκή ένωση μέσω οδηγιών που έχει θεσπίσει (Ecodesign and Energy Labelling). Επίσης επηρεάζει και το γεγονός ότι υπάρχει αύξηση κόστους των καυσίμων τα οποία οδηγούν τον καταναλωτή να επενδύσει σε συστήματα με μικρή κατανάλωση ενέργειας μεγάλο βαθμό απόδοσης και μειωμένη εκπομπή ρύπων. Πιο συγκεκριμένα η οδηγία που θεσπίστηκε προτρέπει στην χρήση των αντλιών θερμότητας και του λέβητα συμπύκνωσης καθώς έχουν ένα κοινό χαρακτηριστικό το οποίο είναι ότι και τα δύο είναι συστήματα χαμηλών θερμοκρασιών.

### **3.1 Ιστορική εξέλιξη**

Ο Jacob Perkins αναφέρεται ότι είναι ο εφευρέτης του λέβητα και του υπερκρίσιμου κύκλου. Ένας υπερκρίσιμος κύκλος είναι ένας κύκλος με μέγιστη πίεση υψηλότερη από την κρίσιμη. Το υγρό θερμαίνεται από υπόψυκτο υγρό σε υπέρθερμο ατμό με ομαλή μετάβαση πάνω από το κρίσιμο σημείο, η αλλαγή φάσης είναι σταδιακή και όλες οι φυσικές και θερμοδυναμικές ιδιότητες ποικίλουν (Macchi and Astolfi, 2017). Ο Jacob Perkins ήταν ένας ευέλικτος μηχανικός και επιστήμονας ο οποίος πέρα από όλους τους τομείς ασχολήθηκε και με τις κεντρικές θερμάνσεις. Το 1822 κατασκευάστηκε ένας λέβητας τύπου έγχυσης στον οποίο η ποσότητα του νερού τροφοδοσίας που εισέρχεται είναι ακριβώς ίδια με την ποσότητα του ατμού που εξέρχεται, αποτελούμενο από μονό τοίχωμα χαλκού πάχους 3 ιντσών περίπου (7,5cm). Το 1827 σχεδίασε έναν λέβητα υψηλής πίεσης ο οποίος αποτελούνταν από μια συνεχόμενη σωλήνα η οποία ξεκινούσε από την είσοδο έως τον θάλαμο εξόδου του ατμού που εκτονώνεται σε μια κυλινδρική μηχανή ατμού. Παρόλα αυτά μετά τον θάνατο του Perkins το έργο του με τον ατμό υψηλής πίεσης και οι τεχνικές του ιδέες δεν απέκτησαν καμία πρακτική σημασία καθώς το επίπεδο της τεχνολογικής ευφυΐας της εποχής δεν μπορούσε να το υποστηρίξει (Kakac, 1991).

Το 1856 ο Stephen Wilcox σε συνεργασία με τον George Babcock έστρεψαν την προσοχή τους στην ανάπτυξη ενός βελτιωμένου ατμολέβητα, ο οποίος μέσω σωλήνων νερού αύξησε την επιφάνεια θέρμανσης και επέτρεψε καλύτερη κυκλοφορία νερού. Σαν αποτέλεσμα είχε την ασφαλέστερη λειτουργία και την αυξημένη απόδοση. Το 1883 ο Alan Stirling σχεδίασε τον πρώτο του λέβητα και το 1888 άνοιξε την δική του εταιρία. Έφτιαξε τον λέβητα Stirling τεσσάρων τυμπάνων το 1892, και στη συνέχεια τον λέβητα ατμού λυγισμένου σωλήνα το 1893. Το 1906 οι Babcock και Wilcox αγόρασαν την εταιρία λεβήτων Stirling ξεκινώντας την μαζική παραγωγή λεβήτων σωλήνα με καμπύλη. Σημαντικές αλλαγές στο σχεδιασμό και την

κατασκευή του λέβητα πραγματοποιήθηκαν την δεκαετία του 1920. Αυτό οφείλεται στο ότι οι σταθμοί παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας αύξησαν την χωρητικότητα τους με αποτέλεσμα να απαιτείται και αύξηση του αριθμού των λεβήτων, όπως επίσης και την αύξηση του μεγέθους τους. Σύντομα η αύξηση του μεγέθους έγινε τέτοια με αποτέλεσμα όλα τα υπάρχοντα σχέδια και μέθοδοι των καυστήρων για καύση κονιοποιημένου άνθρακα κυρίως λόγω αποθεμάτων να μην επαρκούν. Ο κονιοποιημένος άνθρακας ήταν η απάντηση στην επίτευξη υψηλότερων θερμοκρασιών ογκομετρικής καύσης και αυξημένης χωρητικότητας του λέβητα. Δεν θα μπορούσε να επιτευχθεί αυτό όμως χωρίς την χρήση υδρόψυκτων καυστήρων οι οποίοι μείωσαν τα προβλήματα ταχείας φθοράς των τοιχωμάτων όπως επίσης και την θερμοκρασία στην οποία εξέρχονται τα καυσαέρια και συνεπώς την ρύπανση. Η υδρόψυξη εφαρμόστηκε σε υπάρχοντα σχέδια λεβήτων, κατά την οποία το σύστημα κυκλοφορίας ήταν ανεξάρτητο από αυτό του νερού-ατμού του λέβητα. Στις αρχές τις δεκαετίας του 1930 όμως αναπτύχθηκε μια νέα ιδέα που βελτίωσε τον σχεδιασμό κατά τον οποίο η υδρόψυκτη επιφάνεια του καυστήρα και επιφάνεια του λέβητα ήταν μαζί το καθένα ως αναπόσπαστο μέρος της μονάδας. Το 1940 η αύξηση ζήτησης για βιομηχανικούς λέβητες και λέβητες θέρμανσης σε συνδυασμό με το αυξανόμενο κόστος εξοπλισμού και συναρμολόγησης οδήγησε στην δημιουργία ενός καταστήματος εξαρτημάτων λέβητα. Σαν αποτέλεσμα στην μετέπειτα εξέλιξη ήταν η μειωμένη απαίτηση για συντήρηση καυστήρα και η αύξηση στην παράγωγη ατμού (Kitto and Stulz, 2005).

Το 1953 με την ανάπτυξη του Philo 6 της Ohio Power Co. δημιουργήθηκε το πρώτο εμπορικό υπερκρίσιμο μπόιλερ. Το 1954 ανακοινώθηκε ένα ορόσημο παραγωγής ενέργειας με τα σχέδια για την κατασκευή του Eddystone I της εταιρίας Philadelphia Electric κατακτώντας τέσσερις πρωτιές στην βιομηχανία σταθμών παραγωγής ενέργειας:

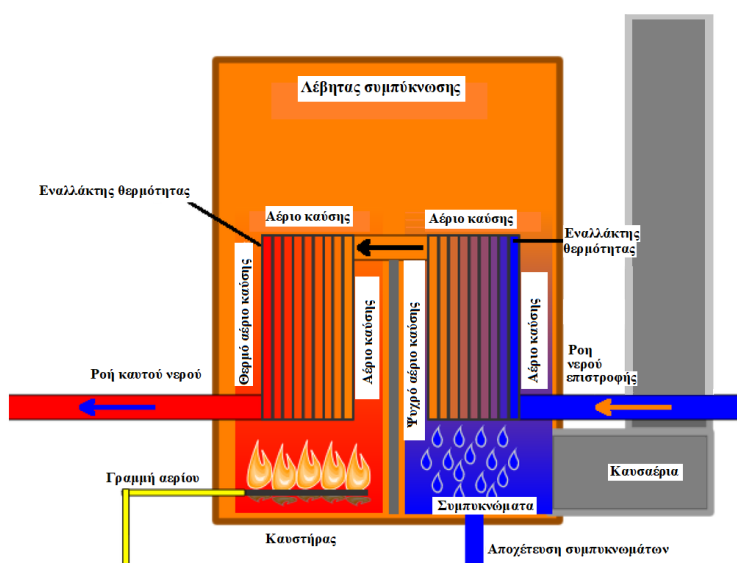
1. Υψηλότερη χωρητικότητα (325MW, 910t/h)
  2. Υψηλότερη πίεση ατμού (345bar)
  3. Υψηλότερη θερμοκρασία (565-650°C)
  4. Υψηλότερη απόδοση.
- (Kakac, 1991)

Μετά την πρώτη κρίση του πετρελαίου το 1973 υπήρξε αύξηση στην τιμή της ενέργειας, γεγονός που οδήγησε τους κατασκευαστές να αναζητήσουν λύσεις για να μειώσουν την κατανάλωση ενέργειας στους λέβητες. Κάποιες από τις λύσεις που εφαρμόστηκαν ήταν η εισαγωγή αισθητήρα περιβάλλοντος η οποία προσαρμόζει το νερό του λέβητα στην εξωτερική θερμοκρασία, και η μείωση της θερμοκρασίας του νερού κατά την λειτουργία έχει σαν αποτέλεσμα την αύξηση της απόδοσης και μείωση απωλειών ενέργειας. Την δεκαετία του 1980 ήρθε στο προσκήνιο το θέμα του περιβάλλοντος κάτι το οποίο είχε δημιουργήσει ανησυχία, το γεγονός έστρεψε τους κατασκευαστές στην επανεκτίμηση της λειτουργίας των λεβήτων που οδήγησε στην κατασκευή του πρώτου λέβητα συμπύκνωσης. Με το πέρασμα των χρόνων η τεχνολογία γνώρισε μεγάλη ανάπτυξη και τελικά έκανε την τεχνολογία λεβήτων συμπύκνωσης να υπερτερήσει των συμβατικών λεβήτων, και αυτό διότι συγκριτικά είχαν πολλά πλεονεκτήματα με κυριότερα την απόδοση και την εκπομπή ρύπων (CO<sub>2</sub>

και NO<sub>x</sub>) όπου απασχολεί έντονα την επιστήμη ακόμη και σήμερα. Αυτή η συνεχής ανάπτυξη οδήγησε την ευρωπαϊκή ένωση το 2007 (Kemna, 2007) στην ώθηση για χρήση λεβήτων συμπύκνωσης στην κεντρική θέρμανση, που συνεχίζεται μέχρι και σήμερα με θέσπιση νέων οδηγιών για επίτευξη νέων στόχων στο κομμάτι της κεντρικής θέρμανσης.

### 3.2 Αρχή λειτουργίας

Οι λέβητες συμπύκνωσης χρησιμοποιούνται όλο και περισσότερο λόγω της διτροπικής συμπεριφοράς (συμπύκνωσης ή μη συμπύκνωσης). Ένας συμβατικός λέβητας αποβάλλει μεγάλα ποσά θερμικής ενέργειας τα οποία χάνονται στο περιβάλλον. Η χρήση τους αποσκοπεί στην εκμετάλλευση της θερμικής ενέργειας των αερίων υψηλών θερμοκρασιών που υπό κανονικές συνθήκες θα αποβάλλονταν στο περιβάλλον. Πιο συγκεκριμένα στόχος των λεβήτων συμπύκνωσης είναι η ανάκτηση τόσο της αισθητής θερμότητας αλλά και της λανθάνουσας με την προσθήκη ενός εναλλάκτη θερμότητας συμπύκνωσης. Το νερό το οποίο επιστρέφει στο σύστημα θέρμανσης χρησιμοποιείται ως μέσο ψύξης του εναλλάκτη θερμότητας και με αυτό τον τρόπο οι λέβητες επιτυγχάνουν μεγαλύτερες αποδόσεις όταν η θερμοκρασία επιστροφής από το σύστημα θέρμανσης είναι σχετικά χαμηλή και κυρίως όταν αυτές οι θερμοκρασίες είναι κάτω από τη θερμοκρασία δρόσου των καυσαερίων. Προσεγγιστικά η θερμοκρασία δρόσου για καυσαέρια που προέρχονται από καύση φυσικού αερίου είναι 57°C ενώ για αυτά που προέρχονται από την καύση πετρελαίου είναι περίπου 47°C. Αυτό επιτρέπει την ανάκτηση λανθάνουσας θερμότητας υδρατμών στο καυσαέριο με αποτέλεσμα να προκύπτουν σημαντικά υψηλότερα επίπεδα απόδοσης συγκριτικά με τους συμβατικούς λέβητες. Βασική προϋπόθεση είναι η διατήρηση μια μεγάλης διαφοράς μεταξύ της θερμοκρασίας παράδοσης και της θερμοκρασίας παραλαβής. Όταν δεν τηρείται αυτή η προϋπόθεση τότε ο λέβητας δεν λειτουργεί σαν συμπύκνωσης (Satyavada and Baldi, 2016).



Σχήμα 4. Λειτουργία λέβητα συμπύκνωσης (Satyavada and Baldi, 2016).

### 3.3 Διατάξεις λειτουργίας

Ένα υδρονικό σύστημα θέρμανσης είναι ένα σύστημα το οποίο χρησιμοποιεί νερό ή ατμό για να μεταφέρει τη θερμότητα από το σημείο παραγωγής στο σημείο χρήσης.

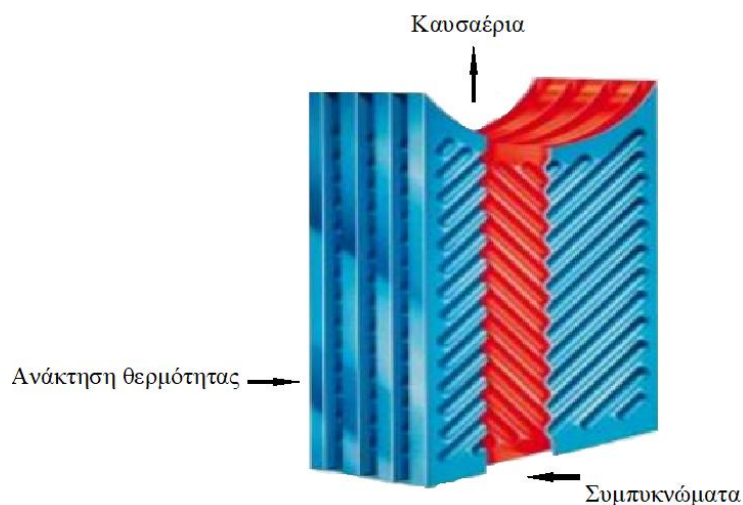
Η ιδέα για την κατασκευή ενός λέβητα συμπίκνωσης είναι αντίστοιχη με των συμβατικών λεβήτων μόνο που περιλαμβάνει επιπλέον την τοποθέτηση του δοχείου συμπυκνωμάτων και ενός εναλλάκτη θερμότητας καυσαερίων-νερού πριν την έξοδο από τον λέβητα. Σε λειτουργία ο εναλλάκτης επιτρέπει την μεταφορά θερμότητας από τα θερμά καυσαέρια προς το νερό που επιστρέφει από το σύστημα για να ζεσταθεί ξανά και οι ατμοί που συμπυκνώνονται αποβάλλονται στην αποχέτευση. Με αυτό τον τρόπο επιτυγχάνεται μεγαλύτερη εκμετάλλευση της θερμικής ενέργειας των καυσαερίων κάτι το οποίο οδηγεί στην οικονομικότερη λειτουργία του συστήματος .

- Λέβητας : Ο λέβητας είναι μια διάταξη κατάλληλα σχεδιασμένη για την μεταφορά της θερμότητας από την καύση του καυσίμου στο νερό. Αναλόγως μπορεί να είναι κατασκευασμένοι από χυτοσίδηρο και χάλυβα. Οι λέβητες χυτοσιδήρου έχουν μεγαλύτερη αντοχή στη διάβρωση ενώ οι χαλύβδινοι έχουν μικρότερο βάρος και αντέχουν περισσότερο στις πιέσεις και στις απότομες αλλαγές θερμοκρασίας. Η χρήση του κάθε λέβητα εξαρτάται από πολλές παραμέτρους που αλλάζουν ανά περιοχή οπότε θα μπορούσε να γίνει μια διάκριση των λεβήτων ανάλογα με:

1. Το καύσιμο που χρησιμοποιεί
  - Λέβητας στερεών καυσίμων
  - Λέβητας υγρών καυσίμων
  - Λέβητας βιομάζας
  - Λέβητας αέριων καυσίμων
2. Ανάλογα με την δυνατότητα αξιοποίησης της θερμότητας
  - Συμβατικούς υψηλών θερμοκρασιών
  - Συμβατικούς χαμηλών θερμοκρασιών
  - Συμπύκνωσης

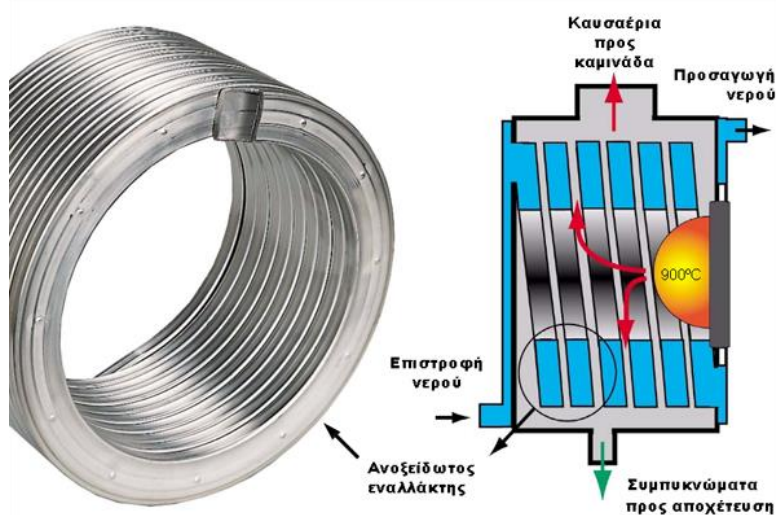
- Εναλλάκτης θερμότητας: Αποτελεί το βασικότερο σημείο σε έναν λέβητα συμπίκνωσης καθώς είναι αυτό που τον κάνει να διαφέρει από τους συμβατικούς οι οποίοι δεν θέλουν σε καμία περίπτωση την εμφάνιση της συμπύκνωσης. Στους λέβητες συμπίκνωσης έχουν αναπτυχθεί τεχνολογίες έτσι ώστε να πραγματοποιείται η συμπύκνωση των καυσαερίων. Μια από αυτές είναι η Inox-Crossal η οποία επιτυγχάνει την διαδικασία κατά την οποία τα καυσαέρια και τα συμπυκνώματα θα πηγαίνουν προς την ίδια κατεύθυνση. Έτσι δημιουργεί ένα σύστημα το οποίο διατηρεί καθαρό τον εναλλάκτη και δεν επιτρέπει την συγκέντρωση των συμπυκνωμάτων μέσα στον λέβητα. Για την σωστή λειτουργία θα πρέπει να εξασφαλίζεται η αντίθετη ροή μεταξύ του νερού επιστροφής από το σύστημα και των καυσαερίων. Τέλος προκύπτει κίνηση των καυσαερίων προς τα κάτω με αποτέλεσμα την συμπύκνωση τους,

παράλληλα το νερό οδηγείται προς τα πάνω απορροφώντας θερμότητα από τα καυσαέρια (Viessmann, 2020).



Σχήμα 5. Προβολή των επιφανειών μεταφοράς θερμότητας του εναλλάκτη (Viessmann, 2020).

Μια ακόμα τεχνολογία εναλλάκτη είναι η Inox-Radial. Αυτή η τεχνολογία δημιουργήθηκε για να εξασφαλίσει με μεγαλύτερη ακρίβεια την ομαλή ροή των ρευστών, με σκοπό την αποφυγή δημιουργίας οριακού στρώματος έτσι ώστε να εξασφαλίζονται οι ιδανικές συνθήκες για μεταφορά θερμότητας. Το υλικό από το οποίο αποτελούνται είναι ανοξείδωτος χάλυβας ο οποίος τους προσφέρει μεγάλη αντοχή έναντι της οξείδωσης και το σχήμα τους είναι κυλινδρικό. Γύρω από τις σπείρες κινούνται τα θερμά αέρια ενώ μέσα κυκλοφορεί το νερό επιστροφής από το σύστημα (Viessmann, 2020).



Σχήμα 6. Λειτουργία του εναλλάκτη (Viessmann, 2020).

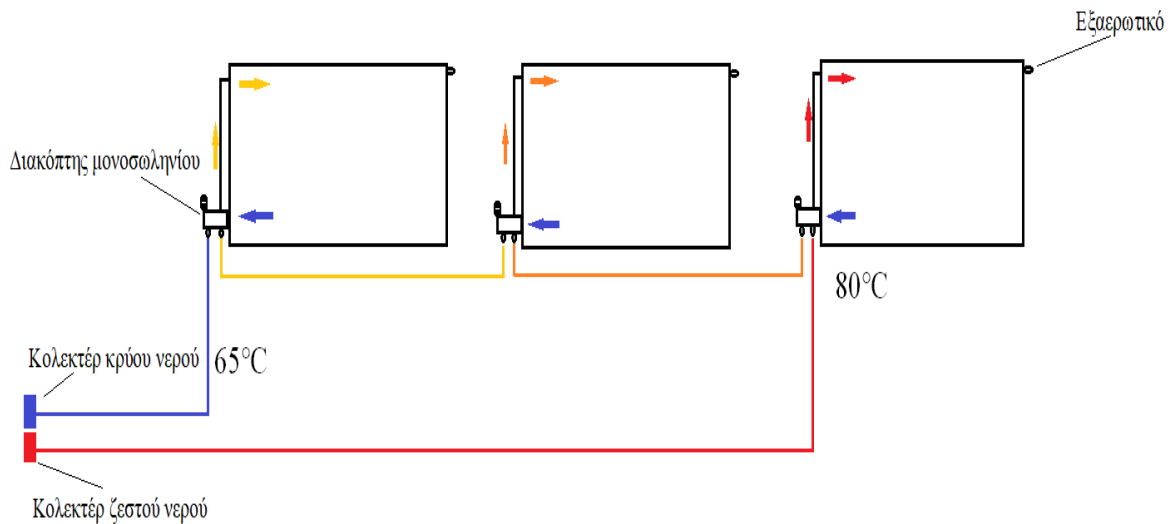
- **Καυστήρας:** Καυστήρας ορίζεται μια συσκευή ή ομάδα συσκευών για την εισαγωγή καυσίμου και αέρα στον θάλαμο στις απαιτούμενες ταχύτητες με σκοπό την διατήρηση της ανάφλεξης και της καύσης του καυσίμου

μέσα στον θάλαμο καύσης. Οι καυστήρες για αέρια καύσιμα είναι λιγότερο περίπλοκοι από αυτούς για υγρά ή στερεά καύσιμα, επειδή η ανάμιξη αερίου και αέρα καύσης είναι σχετικά απλή σε σύγκριση με τον ψεκασμό υγρού καυσίμου ή τη διασπορά σωματιδίων στέρεων καυσίμων. Με την δημιουργία του καυστήρα matrix από την εταιρά Viessmann η οποία ήταν και πρωτοπόρα, πέτυχε μείωση της κατανάλωσης καυσίμου λόγω του εύρους διαμόρφωσης αλλά επίσης και της ρύθμισης με μέγιστη ακριβή βάση των τρεχόντων αναγκών για την παράγωγή θερμότητας, κάτι που επιφέρει και μείωση της εκπομπής NOx της τάξης του 40%. Η μείωση κατανάλωσης οφείλεται στη σταθερή φλόγα βέλτιστης έντασης και στην αυτόματη διαμόρφωση 1:17 σε αντίθεση με τα συστήματα δύο σταδίων κάτι το οποίο μπορεί να βοηθήσει σε ακριβέστερη μεταβολή ή σταθεροποίηση της έντασης της φλόγας του καυστήρα προσαρμόζοντας τις απαιτήσεις θερμοκρασίας στο κύκλωμα θέρμανσης (Viessmann, 2020).

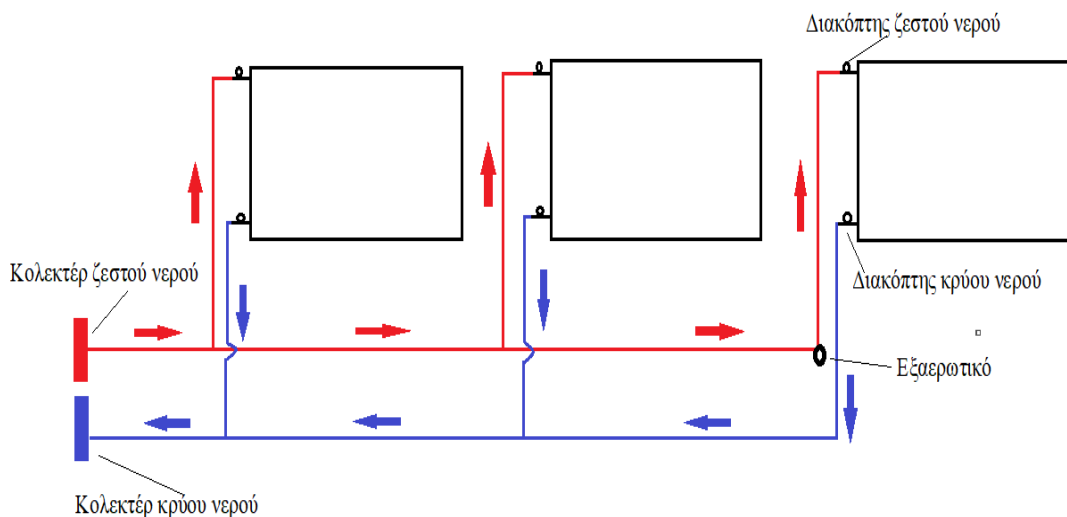
- Σύστημα σωληνώσεων: Το υλικό κατασκευής των σωλήνων είναι ο χαλκός που είναι και το πιο διαδεδομένο. Η σωλήνωση σε ένα σύστημα είναι το τμήμα που μεταφέρει θερμό νερό από τον λέβητα στα σημεία χρήσης και επιπλέον υπάρχουν και οι σωληνώσεις που επιστρέφουν το κρύο νερό στον λέβητα. Η σωλήνα τροφοδοσίας μεταφέρει θερμό νερό στα θερμαντικά σώματα και η σωλήνα επιστροφής μεταφέρει το νερό πίσω στον λέβητα. Τα συστήματα αυτά χαρακτηρίζονται ανάλογα από τον αριθμό των σωλήνων που χρησιμοποιούν σε μονοσωλήνιο και δισωλήνιο. Τα δισωλήνια συστήματα είναι ένα κλειστό σύστημα που απαιτεί δυο ξεχωριστές σωλήνες, μια για την τροφοδοσία και μια για την επιστροφή. Η κυκλοφορία γίνεται μέσω διαφοράς πίεσης το θερμό νερό μπαίνει ψηλά στο σώμα και όσο κρυώνει βαραίνει και κινείται προς τον κλάδο επιστροφής.

Το μονοσωλήνιο σύστημα χαρακτηρίζεται από κυκλώματα ή βρόγχους που αποτελούνται από τρία ή τέσσερα θερμαντικά σώματα το καθένα. Από τον συλλέκτη προσαγωγής αρχίζει μια σωλήνα με προορισμό το πρώτο σώμα όπου εκεί ο διακόπτης του σώματος στέλνει μια ποσότητα νερού στο σώμα και στην συνέχεια το υπόλοιπο ζεστό νερό αφού αναμιχτεί με το νερό επιστροφής του πρώτου σώματος μεταφέρεται στο επόμενο σώμα κάτι το οποίο μειώνει κατά ένα μέρος την θερμοκρασία του νερού (Μαλαχίας και Μαντάς, 2011).

Στην παρακάτω σελίδα δίδονται 2 σκαριφήματα για την καλύτερη κατανόηση του μονοσωλήνιου και το δισωλήνιου δικτύου.



Σχήμα 7. Σκαρίφημα μονοσωλήνιου.



Σχήμα 8. Σκαρίφημα δισωλήνιου.

- **Κυκλοφορητές:** Οι κυκλοφορητές είναι οι αντλίες που χρησιμοποιούνται στα υδρονικά συστήματα για την βεβαιωμένη μεταφορά του ζεστού νερού μέσω του συστήματος σωλήνωσης από τον λέβητα στα θερμαντικά σώματα. Το μέγεθος τους εξαρτάται από το μέγεθος της εγκατάστασης και του νερού που πρέπει να μεταφερθεί στο σύστημα. Οι αντλίες είναι συνήθως φυγόκεντρου τύπου και κινούνται με την χρήση ηλεκτρικού ρεύματος. Τα κυριότερα χαρακτηριστικά ενός κυκλοφορητή είναι:
1. Η παροχή  $Q(m^3/h)$
  2. Το μανομετρικό ύψος  $H(m)$
  3. Η διάμετρος (σε mm ή in) και ο τύπος ( με ρακόρ η φλάτζα) των άκρων υδραυλικής σύνδεσης του κυκλοφορητή στο δίκτυο
  4. Η απαιτούμενη ισχύς του κινητήρα ( Watt ή HP)



➤ Ελεγκτές

1. Δοχείο διαστολής: Λόγω του κλειστού συστήματος δεν βρισκόμαστε σε ατμοσφαιρικές συνθήκες οπότε απαιτείται η χρήση του δοχείου διαστολής για την εκτόνωση του νερού όταν θερμαίνεται . Με την χρήση του δοχείου διαστολής το οποίο τοποθετείται πάνω από τον λέβητα, το νερό στο σύστημα μπορεί να εκτονωθεί με την είσοδο του στο δοχείο καθώς περιέχει αέρα ο οποίος είναι συμπιέσιμος, εν συνεχεία όταν το νερό κρυσταλλώνει ρέει πάλι μέσα στο σύστημα των σωληνώσεων.
2. Εκτονωτική βαλβίδα: Αποτελεί μια από τις πιο σημαντικές διατάξεις του συστήματος η οποία ανοίγει αν η πίεση του λέβητα στο σύστημα των σωληνώσεων αυξηθεί πάνω από την προκαθορισμένη τιμή ασφαλείας. Σε μια τέτοια περίπτωση η βαλβίδα ανοίγει και το νερό ρέει έξω από το σύστημα μέχρι η πίεση να πέσει σε ασφαλή επίπεδα.
3. Ελεγκτές λειτουργίας του λέβητα: Ο βασικός ελεγκτής θερμοκρασίας του λέβητα είναι ο θερμοστάτης ο οποίος ελέγχει τη θερμοκρασία του νερού του λέβητα με το αισθητήριο και θέτει σε λειτουργία ή διακόπτει τον καυστήρα, ελέγχει δηλαδή το ανώτατο όριο για διακόψει την λειτουργία και το κατώτατο για την επανεκκίνηση της λειτουργίας του. Έτσι διατηρείται η θερμοκρασία μέσα στα επιτρεπτά όρια.

➤ Θερμαντικά σώματα: Είναι οι θερμαντικές μονάδες που μεταφέρουν την θερμότητα προς τους χώρους θέρμανσης, μεταφέρει δηλαδή την θερμότητα από το νερό προς τον αέρα. Πρακτικά αποτελεί ένα ακόμα σύστημα ελέγχου. Μέσω του θερμοστάτη του χώρου ελέγχεται η βαλβίδα παροχής νερού προς τα σώματα. Όταν ο θερμοστάτης δώσει εντολή για λειτουργία της βαλβίδας ελέγχου παροχής τότε αυτή ανοίγει και επιτρέπει την κυκλοφορία θερμού νερού στα σώματα. Όταν ο θερμοστάτης φτάσει στο όριο το οποίο έχει ρυθμιστεί δίνει εντολή στην βαλβίδα να σταματήσει την τροφοδοσία. Το ποσοστό μετάδοσης θερμότητας που μπορεί να προκύψει οφείλεται επίσης και στον τύπο του θερμαντικού σώματος. Οι συνηθέστεροι τύποι είναι οι ακόλουθοι.

1. Θερμαντικά σώματα ακτινοβολίας: Είναι τα πιο διαδεδομένα και η μεταφορά θερμότητας πραγματοποιείται με ακτινοβολία στο χώρο όπως επίσης και με μεταφορά μέσω του αέρα.
2. Θερμαντικά σώματα φυσικής κυκλοφορίας: Τα σώματα αυτά βασίζονται στην μεταφορά θερμότητας μέσω των ρευμάτων αέρα και για αυτό επιδιώκεται η μεγαλύτερη δυνατή επιφάνεια συναλλαγής (Woodruff, 1998).

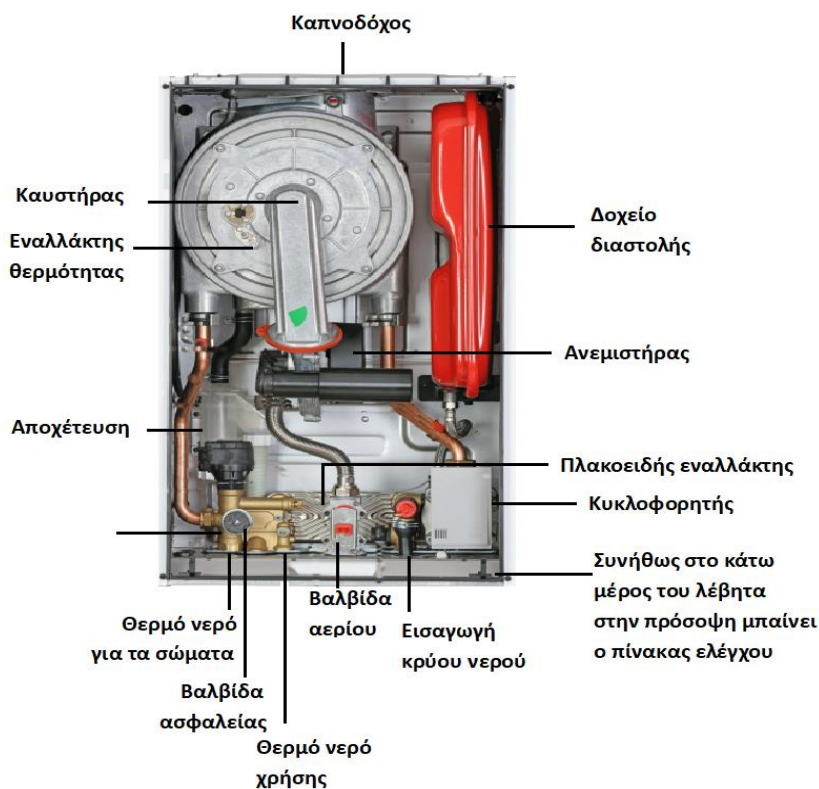
➤ Καπνοδόχος: Ρόλος της είναι η αποβολή των καυσαερίων από τον λέβητα στο περιβάλλον. Κύρια χαρακτηριστικά της που πρέπει να μελετηθούν κατά την εγκατάσταση είναι τα εξής:

1. Η διατομή της
2. Το ύψος από τον λέβητα έως την έξοδο
3. Το υλικό κατασκευής

Σε περίπτωση μικρής διατομής θα δημιουργηθεί δυσκολία αποβολής των καυσαερίων με αποτέλεσμα να μειώνεται η απόδοση του λέβητα. Συνδυαστικά μια μεγάλη διατομή με έλλειψη μόνωσης θα οδηγούσε σε δημιουργία συμπυκνωμάτων τα οποία είναι διαβρωτικά τόσο για τον λέβητα όσο και για την καπνοδόχο. Σε περίπτωση μεγάλης οριζόντιας τοποθέτησης θα υπήρχε πρόβλημα με την φυσική ροή και εν συνεχεία με την αποβολή των καυσαερίων, σε αυτή την περίπτωση θα απαιτούνταν τοποθέτηση ανεμιστήρα.

- Δεξαμενή συμπυκνωμάτων: Χρησιμοποιείται για την συλλογή των συμπυκνωμάτων κατά την λειτουργία του λέβητα όπου στην συνέχεια απομακρύνονται.
- Αποχέτευση: Η αποχέτευση χρησιμοποιείται για την απομάκρυνση των συμπυκνωμάτων των καυσαερίων που δημιουργούνται από τον εναλλάκτη στον λέβητα.

#### Ακολουθεί σχηματική διάταξη λέβητα συμπύκνωσης :



Σχήμα 9. Τομή λέβητα συμπύκνωσης.

### **3.4 Είδη λέβητων συμπύκνωσης**

Τα είδη του λέβητα συμπύκνωσης εξαρτώνται από διάφορους παράγοντες που μπορεί να διαφοροποιούν την αντοχή το βάρος του την λειτουργία το κόστος λειτουργίας του η ακόμη και την απόδοση του.

Ένας ακόμη διαχωρισμός που επηρεάζει σίγουρα τα λειτουργικά έξοδα λόγω της διαφοράς τιμής είναι το καύσιμο που χρησιμοποιείται και διακρίνεται σε:

- Λέβητα πετρελαίου
- Λέβητα αερίου

Το βασικότερο κριτήριο διαχωρισμού προκύπτει από την χρήση του λέβητα οπότε χωρίζεται σε 2 κατηγορίες:

- Η πρώτη κατηγορία είναι οι κλασσικοί λέβητες συμπύκνωσης όπου έχουν την δυνατότητα να θερμαίνουν τον χώρο και επίσης να παράγουν ζεστό νερό με την χρήση δοχείου αποθήκευσης κάτι το οποίο δεσμεύει χώρο.
- Η δεύτερη κατηγορία είναι οι λέβητες συμπύκνωσης συνδυασμού και ονομάζεται έτσι επειδή είναι μία μονάδα που εξυπηρετεί 2 λειτουργίες, θέρμανση χώρου, άλλα και ζεστού νερού απευθείας από το κεντρικό δίκτυο κάθε φορά που υπάρχει ζήτηση χωρίς να γίνεται χρήση δεξαμενής . Με την ενεργοποίηση μια βρύσης ο καυστήρας με ένα εναλλάκτη θερμότητας μεταφέρουν ενέργεια στο νερό, με αυτόν τον τρόπο πραγματοποιείται παραγωγή ζεστού νερού σχεδόν αμέσως. (Viessmann, 2020)

### **3.5 Πλεονεκτήματα-Μειονεκτήματα**

Καταλήγοντας από την παρουσίαση των λέβητων συμπύκνωσης και της τεχνολογίας τους οδηγούμαστε στο ότι αποτελούν σημαντικό πυλώνα για το μέλλον της θέρμανσης. Όπως η κάθε τεχνολογία έτσι και αυτή έχει πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα.

Τα κυριότερα πλεονεκτήματα είναι τα εξής:

- Η εγκατάσταση δεν απαιτεί μεγάλους χώρους.
- Πολύ μικρή περίοδος αποπληρωμής σε περιοχές που είναι δυνατή η χρήση φυσικού αερίου .
- Λόγω της εκμετάλλευσης της λανθάνουσας θερμότητας οι λέβητες συμπύκνωσης μπορούν να επιτύχουν απόδοση περίπου 10% μεγαλύτερη από ένα συμβατικό λέβητα. Προϋπόθεση είναι να λειτουργούν σε συνθήκες συμπύκνωσης κάτι το οποίο μπορεί να επιτευχθεί μόνο όταν το νερό επιστροφής είναι σε χαμηλότερη θερμοκρασία από την θερμοκρασία δρόσου των καυσαερίων.
- Με την χρήση ενός λέβητα συμπύκνωσης συνδυασμού αυξάνουμε ακόμη περισσότερο την ετήσια εξοικονόμηση καυσίμου σε σύγκριση με τους

συμβατικούς λέβητες. Συγκριτικά με τους συμβατικούς λέβητες αυτή η διαφορά προκύπτει διότι οι λέβητες συμπύκνωσης έχουν πολύ μεγαλύτερη επιφάνεια ανταλλαγής θερμότητας.

- Λόγω της οικονομίας καυσίμου όπως επίσης και του καυσίμου που χρησιμοποιούν έχουν πολύ χαμηλές εκπομπές ρύπων CO<sub>2</sub> και NO<sub>x</sub> κάτι το οποίο τα καθιστά πιο φιλικούς προς το περιβάλλον.
- Σχετικά με τους λέβητες συμπύκνωσης συνδυασμού έχουμε εξοικονόμηση χώρου καθώς δεν απαιτείται χρήση δεξαμενής για αποθήκευση του νερού.
- Έχουν χαμηλότερη θερμοκρασία καύσης συγκριτικά με του συμβατικούς λέβητες (Gelegenis and Giannakidis, July 2013).

## **Μειονεκτήματα**

Από την άλλη μεριά η τεχνολογία του λέβητα δεν παύει να έχει και μειονεκτήματα όπως:

- Σχετικά υψηλό κόστος εγκατάστασης συγκριτικά με του υπόλοιπους συμβατικούς λέβητες.
- Κίνδυνος διάβρωσης του λέβητα από την συμπύκνωση των καυσαερίων. Η διάβρωση προκαλείται από καύσιμα που περιέχουν θείο και σχηματίζουν διοξείδιο του θείου (SO<sub>2</sub>) στα καυσαέρια τους το οποίο μπορεί να οξειδωθεί προς τριοξείδιο του θείου (SO<sub>3</sub>) και σε συνδυασμό με τους υδρατμούς των καυσαερίων να σχηματίσει διαβρωτικό θειικό οξύ. Οπότε τα πιο κατάλληλο καύσιμο είναι αυτό που δεν περιέχει θείο, όπως το φυσικό αέριο το υγραέριο και το πετρέλαιο θέρμανσης.
- Η ευρύτερη χρήση τους στα συστήματα θέρμανσης εμποδίζεται από το γεγονός ότι η υψηλή θερμοκρασία απόδοσης ενός λέβητα επιτυγχάνεται μόνο εάν η θερμοκρασία του νερού επιστροφής είναι χαμηλή. Η θερμοκρασία των καυσαερίων πρέπει να μειωθεί περισσότερο από την θερμοκρασία του δρόσου με σκοπό να επωφεληθεί από την υψηλή απόδοση που επιτυγχάνεται με αυτόν τον τρόπο. Κατά συνέπεια η ανάκτηση λανθάνουσας θερμότητας εξάτμισης εξαρτάται από την ύπαρξη καταναλωτή που απαιτεί χαμηλής θερμοκρασία θερμότητα (Marija, 2019).

Παρόλα αυτά η τεχνολογία των λεβήτων συμπύκνωσης έχει γνωρίσει μεγάλη ανάπτυξη σε ότι έχει να κάνει με την κατασκευή και την λειτουργία τους και θα συνεχίσει καθώς θεωρείται απαραίτητη. Έτσι λοιπόν οι λέβητες συμπύκνωσης θα είναι πολύ σημαντικοί μελλοντικά λόγω της οικονομικής λειτουργίας κατά την οποία αποσβένουν σχετικά γρήγορα το κόστος αγοράς τους και της φιλικότητας τους προς το περιβάλλον.

### **3.6 Εφαρμογές**

Η τεχνητή θέρμανση είναι απαραίτητη ανάλογα με την γεωγραφική θέση και την εποχή του έτους, επίσης υπάρχουν και πολλές τεχνικές διεργασίες που μπορούν και καθίστανται δυνατές μέσω της θερμότητας. Η εφαρμογή ενός λέβητα συμπύκνωσης σε οικιακή θέρμανση μπορεί να διευκολύνει την ανάγκη για θέρμανση χώρων και ζεστού νερού . Ο όγκος πλεονεκτημάτων που έχουν οι λέβητες συμπύκνωσης σε ότι αφορά την απόδοση την ασφαλή λειτουργία την οικονομία και την φιλικότητα προς το περιβάλλον έχει προσφέρει μια αυξανόμενη ζήτηση στην αγορά καθώς όλο και περισσότερα νοικοκυριά ενσωματώνουν λέβητες συμπύκνωσης (Marija, 2019).

Η εφαρμογή συμπυκνωτών για ανάκτηση λανθάνουσας θερμότητας από καυσαέρια είναι ευρύτερη από αυτόνομους λέβητες συμπύκνωσης με αέριο για σταθμούς παραγωγής ενέργειας και εμπορικές ή βιομηχανικές εγκαταστάσεις.

Τα βιομηχανικά συστήματα λέβητα ζεστού νερού για την παράγωγή θερμικής ενέργειας είναι πολύ παρόμοια με ένα λέβητα οικιακής θέρμανσης τουλάχιστον ότι σε αφορά την λειτουργία, καθώς η βασική τους διάφορα με τους βιομηχανικούς λέβητες είναι ότι έχουν πολύ μεγάλες διαστάσεις οπότε και δυναμικότητα θέρμανσης, κάτι που τους κάνει να παράγουν τεράστια ποσά θέρμανσης που μπορούν να καλύψουν ανάγκες για μεγάλες μονάδες (Chen, 2012).

## **Κεφάλαιο 4**

### **Αρχές σχεδιασμού συστημάτων θέρμανσης**

Η διαστασιολόγηση συστημάτων θέρμανσης απαιτεί την χρήση κάποιων κανόνων απαραίτητων για την ορθή και αποτελεσματική λειτουργία οι οποίοι είναι :

- Ποια θα είναι η χρήση του κτηρίου (κατοικία, γραφείο, κατάστημα) κατά την οποία επηρεάζονται και οι ώρες λειτουργίας του όπως επίσης και η περίοδος.
- Ανάλογα το πρόγραμμα του κτηρίου μπορεί να υπάρχει διαφορετική λειτουργία ή αυτόνομη λειτουργία.
- Της συνθήκης για τις οποίες σχεδιάστηκε το κτήριο με βάση την περιοχή που βρίσκεται.
- Οι απαιτήσεις που θα καθορίσουν την επιλογή των συστημάτων θέρμανσης, ψύξης και αερισμού.
- Η κατανάλωση ενέργειας του κάθε συστήματος

#### **4.1 Θερμικές απώλειες χώρου**

Μία περίπτωση κλειστού χώρου σε ένα κτηρίου χωρίς προσθήκη θερμομόνωσης κατά την διάρκεια του χειμώνα εξακολουθεί να έχει θερμοκρασία μεγαλύτερη από του περιβάλλοντος. Παρόλα αυτά οι θερμικές απώλειες δηλαδή η ροή θερμότητας από τον εσωτερικό χώρο προς το περιβάλλον θα προκαλέσουν μείωση της θερμοκρασίας του χώρου. Η ταχύτητα που θα απομακρύνεται η θερμότητα από τον χώρο προς το περιβάλλον είναι ανάλογη της διαφοράς θερμοκρασίας εσωτερικού-εξωτερικού περιβάλλοντος της θερμικής αγωγιμότητας του τοιχώματος και της θερμοπερατότητας των υλικών κατασκευής του κτηρίου. Προκειμένου οι θερμικές απώλειες να μειωθούν κατά την κατασκευή των κτηρίων είναι απαραίτητη η χρήση θερμομόνωσης, και στην συνέχεια για να διατηρηθεί η θερμοκρασία του χώρου σε ανεκτά επίπεδα απαιτείται η εγκατάσταση συστήματος που θα προσδίδει ποσά θερμότητας τα οποία θα καλύπτουν τις θερμικές απώλειες του χώρου που υπολογίστηκαν με αποτέλεσμα να παραμένει η θερμοκρασία του χώρου σταθερή στα επίπεδα που έχουν οριστεί. Η διαδικασία αυτή επιτυγχάνεται εξισώνοντας τα θερμικά φορτία με τις θερμικές απώλειες, υπό την προϋπόθεση βέβαια ότι θα υπάρχει μια σταθερή ροή θερμικού φορτίου. Για αυτό τον λόγο πολύ σημαντικός παράγοντας για τον σχεδιασμό μιας εγκατάστασης θέρμανσης είναι η ακριβής εκτίμηση των θερμικών απωλειών κάθε χώρου ξεχωριστά ώστε τελικά να είναι δυνατή η κάλυψη των συνολικών αναγκών του κτηρίου, οι οποίες αποτελούν την βάση για την τελική επιλογή του συστήματος θέρμανσης για την κατοικία. Φυσικό αποτέλεσμα είναι τα θερμότερα αντικείμενα να χάνουν ένα μέρος της θερμικής τους ενέργειας έως ότου οι θερμοκρασίες εξισωθούν οπότε θα ισορροπούν θερμικά. Οι απώλειες θερμότητας που θα μας απασχολήσουν στην περίπτωση της μελέτης απωλειών ενός χώρου είναι οι απώλειες αερισμού και αγωγιμότητας (Μαλαχίας και Μαντάς, 2011).

## Απώλειες αερισμού

Οι απώλειες αερισμού προκύπτουν από την ανταλλαγή αέρα μεταξύ του θερμαινόμενου χώρου και του περιβάλλοντος, το γεγονός αυτό οφείλεται στην υπερπίεση που υπάρχει στους θερμαινόμενους χώρους όπως επίσης και την διαφορά θερμοκρασίας με τα γειτονικά διαμερίσματα και το περιβάλλον. Λόγω της υπερπίεσης που αναπτύσσεται ο αέρας του εσωτερικού χώρου ωθείται μέσω χαραμάδων των κουφωμάτων ή ανοιγμάτων προς το περιβάλλον με αποτέλεσμα να προκύπτει η αντικατάσταση του θερμού αέρα του χώρου με αέρα από το εξωτερικό περιβάλλον. Ανάλογα το μέγεθος και τον αριθμό των χαραμάδων προκύπτει και η ανάλογη αύξηση των θερμικών αναγκών όπου μπορεί να είναι μεγάλης ή μικρής σημασίας. Οπότε η  $Q_L$  προκύπτει:

$$Q_L = \alpha \sum I * R * H * Z_T * \Delta_T \left( \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right) \quad (4.1)$$

Όπου:

R: Συντελεστής διεισδυτικότητας

H: Συντελεστής προσβολής ανέμου

$Z_T$ : Υπολογισμός συντελεστή γωνιακών παραθύρων

$\Delta T$ : Διαφορά θερμοκρασίας εσωτερικού χώρου με εξωτερικό περιβάλλον

$\alpha$ : Συντελεστής διεισδύσεως αέρα μέσω θυρών και παραθύρων

I: Άθροισμα μήκους χαραμάδων.

## Απώλειες αγωγιμότητας

Οι απώλειες αγωγιμότητας οφείλονται στην κίνηση της θερμικής ενέργειας απευθείας μέσω των στερεών υλικών από μόριο σε μόριο. Η μεταφορά ενέργειας μέσω των δομικών υλικών διαφέρει με το υλικό. Για την μείωση της ταχύτητας ροής θερμότητας μέσω ενός συνόλου υλικών γίνεται χρήση μονωτικών υλικών. Σε μια περίπτωση κτηρίου οι απώλειες αγωγιμότητας υπάρχουν στο δάπεδο την οροφή και τους τοίχους που το περιβάλλουν, δηλαδή το σύνολο των δομικών στοιχείων που αποτελείται το κτήριο αλλά διαφέρει ο ρυθμός μεταφοράς μέσω του κάθε υλικού. Ο υπολογισμός των απωλειών αγωγιμότητας πραγματοποιείται από την παρακάτω σχέση.

$$Q = K * A * \Delta T \quad (4.2)$$

Όπου :

K συντελεστής θερμοπερατότητας ( $\frac{W}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$ )

A: Εμβαδό ( $\text{m}^2$ )

$\Delta T$ : Διαφορά θερμοκρασίας εσωτερικού και εξωτερικού χώρου ( $^\circ\text{C}$ )

Με την χρήση του πίνακα για εγκατάσταση σε νότιες περιοχές πρέπει να λαμβάνονται ελάχιστες η και καθόλου προσαυξήσεις διακοπτόμενης λειτουργίας. Σε περιοχές με ήπιο κλίμα η εγκατάσταση ή ισχύς του συστήματος είναι υπολογιστικά αρκετά μεγάλη για να

διατηρήσει την θερμοκρασία του χώρου στα επιθυμητά επίπεδα, αυτό συμβαίνει διότι στους υπολογισμούς έχει υπολογιστεί λειτουργία βάση της μέσης ελάχιστης τιμής εξωτερικών θερμοκρασιών. Αντίθετα σε βόρειες περιοχές και ειδικά σε περιπτώσεις χωρίς μόνωση η χρήση της προσαύξησης διακοπτόμενης λειτουργίας είναι απαραίτητη για την εξασφάλιση σημαντικής εφεδρείας ισχύος. Καταλήγοντας προκύπτει ένας τύπος για τον υπολογισμό των απωλειών μέσω των δομικών στοιχείων με ενοποίηση των συντελεστών  $Z_{\Pi}$  και  $Z_{\Delta}$ .

$$Q = (1 + Z_{\Delta} + Z_{\Pi}) * Q_F \quad (4.3)$$

Τελικά αθροίζοντας της απώλειες αερισμού και αγωγιμότητας προκύπτουν οι συνολικές θερμικές απώλειες του χώρου.

$$Q_K = Q_A + Q \left( \frac{Kcal}{h} \right) \quad (4.4)$$

## **4.2 Η μέθοδος των βαθμομερών**

### **Βαθμομέρες για υπολογισμό ενεργειακής κατανάλωσης**

Οι δύο κύριες χρήσεις για τις βαθμομέρες σε κτήρια είναι:

- Για την εκτίμηση της κατανάλωσης ενέργειας και των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα για θέρμανση και ψύξη χώρου για νέες κατασκευές και μεγάλες ανακαινίσεις .
- Για συνεχή ενεργειακή παρακολούθηση και ανάλυση υφιστάμενων κτηρίων βάσει ιστορικών δεδομένων.

Το πρώτο μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τον καθορισμό ενεργειακών υπολογισμών, την διαπραγμάτευση ενεργειακών τιμολογίων, και την παροχή ελέγχου της αναμενόμενης απόδοσης του κτηρίου με βάση καθορισμένων τιμών.

Το δεύτερο μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την αξιολόγηση της απόδοσης που χρησιμοποιείται για τον εντοπισμό αλλαγών στα πρότυπα κατανάλωσης , για τον χαρακτηρισμό του κτηρίου και του συστήματος με σκοπό τον ορισμό μελλοντικών στόχων κατανάλωσης ενέργειας

Οι βαθμομέρες ουσιαστικά είναι η άθροιση των διαφορών θερμοκρασίας με την πάροδο του χρόνου , και συνεπώς καταγράφουν τόσο το άκρο όσο και την διάρκεια των εξωτερικών θερμοκρασιών. Η διαφορά θερμοκρασίας είναι μεταξύ θερμοκρασίας αναφοράς και θερμοκρασίας εξωτερικού αέρα. Η θερμοκρασία αναφοράς είναι γνωστή ως θερμοκρασία βάσης η οποία για τα κτήρια είναι μια θερμοκρασία σημείου ισορροπίας, δηλαδή η εξωτερική θερμοκρασία στην οποία τα συστήματα θέρμανσης ή ψύξης δεν χρειάζεται να λειτουργούν για να διατηρούνται οι συνθήκες άνεσης. Όταν η εξωτερική θερμοκρασία είναι χαμηλότερη από την θερμοκρασία βάσης που έχει οριστεί το σύστημα θέρμανσης πρέπει να ξεκινήσει την διαδικασία παραγωγής



θερμότητας. Δεδομένου ότι η απώλεια θερμότητας ενός κτηρίου είναι άμεσα επηρεαζόμενη από την διαφορά θερμοκρασίας εσωτερικού και εξωτερικού χώρου, προκύπτει ότι η κατανάλωση ενέργειας ενός κτηρίου για μια χρονική περίοδο σχετίζεται με το άθροισμα των διαφόρων θερμοκρασιών της συγκεκριμένης περιόδου. Η συνήθης χρονική περίοδος είναι 24 ώρες από όπου και προκύπτει ο ορισμός βαθμομέρες. Παρότι δεν αποτελεί την μοναδική ιδέα για την ανάλυση της ενέργειας, πρέπει να αναγνωριστεί ότι υπάρχουν δύο ξεκάθαρα διακριτά ζητήματα που αφορούν τις βαθμομέρες και τη χρήση τους. Το πρώτο είναι ο τρόπος υπολογισμού τους και το δεύτερο είναι ο τρόπος με τον οποίο εφαρμόζονται. Είναι σημαντικό αυτά τα δύο να μην συγχέονται καθώς είναι εντελώς διαφορετικό το ένα από το άλλο. Δηλαδή οι βαθμομέρες μπορούν να υπολογιστούν με οποιοδήποτε τρόπο, παρόλα αυτά η διαφορά μεταξύ των δύο είναι η επιλογή θερμοκρασίας βάσης (και ο τρόπος με τον οποίο επιλέγεται) η οποία έχει συζητηθεί, και τελικά τι θα γίνει στην συνέχεια με το σύνολο των βαθμομερών που προέκυψαν. Αναφορικά κυρίως για σκοπούς εκτίμησης η τεχνική αυτή μπορεί να παρέχει αποτέλεσμα μόνο κατά προσέγγιση δεδομένου ότι υπάρχουν κάποιες παραδοχές που πρέπει να επισημανθούν. Αυτές οι παραδοχές σχετίζονται με τη χρήση των μέσων συνθηκών (εσωτερικές θερμοκρασίες, ρυθμός διείσδυσης αέρα κ.α) οι οποίες μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε συνδυασμό με άλλα δεδομένα με αποτέλεσμα να παρέχουν μια καλή προσέγγιση της απόκρισης του κτηρίου. Οπότε το πλεονέκτημα χρήσης τους βρίσκεται στην σχετικά εύκολη και ταχύτατη χρήση τους, καθώς όλες οι πληροφορίες που απαιτούνται για την διεξαγωγή της ανάλυσης και εκτίμησης παρέχονται από τον σχεδιασμό του κτηρίου. Σε αντίθεση με τα μοντέλα θερμικής προσομοίωσης οι βαθμομέρες μπορούν να πραγματοποιούνται χειροκίνητα σε υπολογιστικά φύλλα, έχουν διαφάνεια και επαναλαμβάνονται κάτι το οποίο μπορεί να μην παρέχεται από προσομοιώσεις. Επίσης ένα ακόμη πλεονέκτημα έναντι απλούστερων μεθόδων που χρησιμοποιούν μέσες εξωτερικές θερμοκρασίες για τον υπολογισμό ζήτησης ενέργειας σχετίζεται με το γεγονός ότι οι βαθμομέρες έχουν να κάνουν με τις διακυμάνσεις της εξωτερικής θερμοκρασίας και το γεγονός ότι μπορούν να εξαλείψουν τις περιόδους κατά τις οποίες τα συστήματα θέρμανσης ή ψύξης δεν χρειάζεται να λειτουργούν, μπορούν να συλλάβουν ακραίες συνθήκες με ένα τρόπο τον οποίο η μέθοδος μέσω θερμοκρασιών δεν μπορεί. Έτσι καθίστανται πιο αξιόπιστα στην εκτίμηση της ενεργειακής κατανάλωσης ιδιαίτερα τους ήπιους μήνες αλλά και σε ψυχρές περιόδους κατά τις οποίες καταγράφουν τόσο το μέγεθος αλλά και την διάρκεια.

## **Βαθμομέρες θέρμανσης**

Υπάρχουν διάφοροι τρόποι για την ερμηνεία της έννοιας << βαθμομέρες >> σε σχέση με την ανάλυση της θέρμανσης. Όλα βασίζονται στη ιδέα ότι η ζήτηση θερμικής ενέργειας είναι άμεσα ανάλογη με την διαφορά θερμοκρασίας εσωτερικού χώρου και περιβάλλοντος οπότε:

$$\text{Απώλεια θερμότητας(kW)} = \text{συνολικό συντελεστή απώλειας θερμότητας(kW/K)} - \text{διαφορά θερμοκρασίας (K)} \quad (4.5)$$

Ο συνολικός συντελεστής απωλειών θερμότητας αποτελείται από: τις απώλειες περιβλήματος λόγω αγωγής και τον ρυθμό εισχώρησης του αέρα. Ο ρυθμός διείσδυσης αέρα αποτελεί μια εκ των συνιστωσών του συντελεστή απωλειών θερμότητας σε kW.

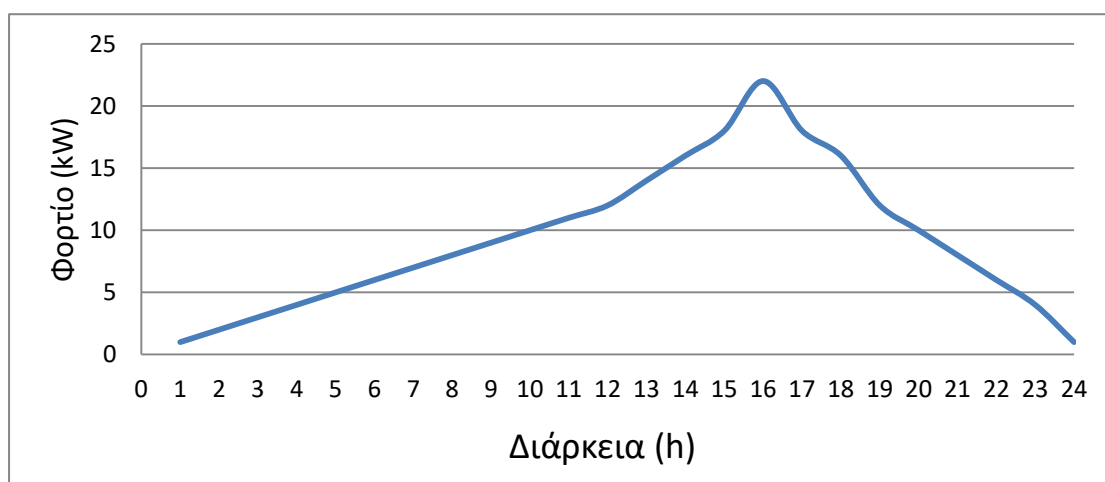
Η παραπάνω έκφραση δίνει στιγμιαίο ρυθμό απώλειας θερμότητας και υποθέτει σταθερές συνθήκες οι οποίες επικρατούν για μια χρονική περίοδο, έτσι, υποθέτοντας για μια ώρα θα πάρουμε μονάδες ενέργειας kWh. Με την μεταβολή της θερμοκρασίας του εξωτερικού αέρα αλλάζει και η διαφορά θερμοκρασίας εσωτερικού-εξωτερικού χώρου με αποτέλεσμα να υπάρχει και αλλαγή στην ζήτηση. Από την άθροιση των διάφορων θερμοκρασιών για διαφορετικές χρονικές περιόδους, παρέχει τόσο διαφορετική κινητήρια δύναμη απωλειών θερμότητας όσο και αλλαγή του ρυθμού ροής θερμότητας σε ένα σύνολο ενέργειας.

$$\text{Ζήτηση ενέργειας θέρμανσης(kW*h)} = \text{συνολικός συντελεστής απώλειας θερμότητας(kW/K)} \times \text{βαθμοημέρες (K/ ημέρα)} \times 24(\text{ώρες / ημέρα}) \quad (4.6)$$

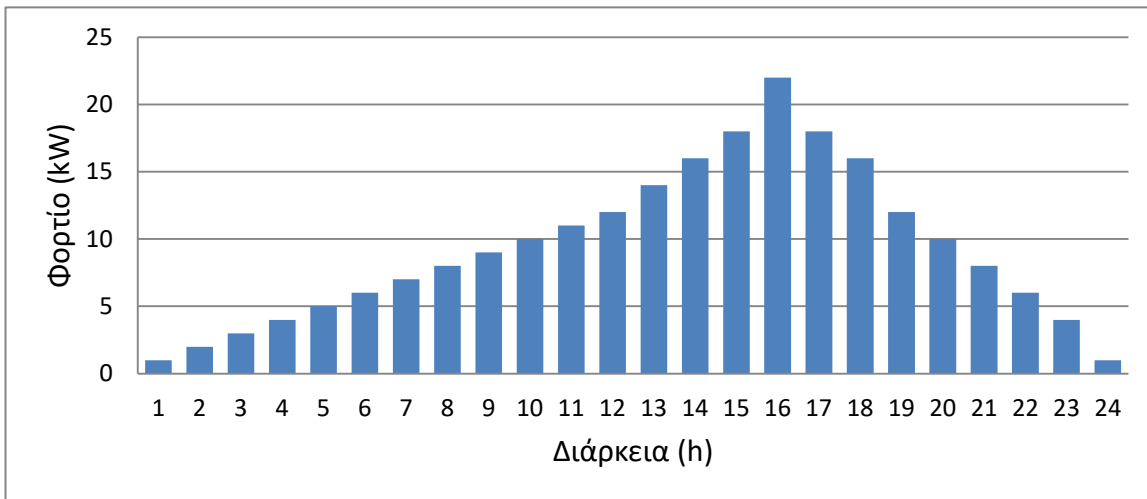
Στην συνέχεια απομένει να καθοριστεί σωστά η διαφορά θερμοκρασίας εσωτερικού-εξωτερικού χώρου. Ενώ η συνολική απώλεια θερμότητας από ένα κτήριο σχετίζεται με την πραγματική θερμοκρασία του εσωτερικού χώρου, δεν σημαίνει ότι όλη αυτή η απώλεια θερμότητας αντικαθίστανται από το σύστημα θέρμανσης, καθώς μερικά ποσά θερμότητας προκύπτουν από τυχαία κέρδη από ηλιακή ακτινοβολία, ανθρώπους, φώτα και εξοπλισμούς (Day, 2006).

### 4.3 Καμπύλη φορτίου

Μια τυπική καμπύλη φορτίου δείχνει την διακύμανση του φορτίου με την πάροδο του χρόνου είτε αυτό είναι μια ημέρα είτε ένας χρόνος όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 10. Καμπύλη διάρκειας φορτίου.



Σχήμα 11. Ραβδόγραμμα φορτίου.

Παρόλα αυτά πιο αποτελεσματική ως προς την ακρίβεια του αποτελέσματος θα μπορούσε να θεωρηθεί η εικοσιτετράωρη καμπύλη. Για να πραγματοποιηθεί η κατασκευή μια τέτοιας καμπύλης θα πρέπει να υπολογιστεί μια μέση τιμή του στιγμιαίου φορτίου που μετρήθηκε ανά ώρα. Αποτέλεσμα θα είναι να προκύψει ένα διάγραμμα σαν το παραπάνω, από το οποίο φαίνεται ότι μπορεί να εξαχθεί ποιες είναι οι ώρες κατά τις οποίες υπάρχει ζήτηση και ποια ώρα σημειώνεται η μέγιστη ζήτηση μέσα στην ημέρα .

Με την χρήση της καμπύλης του φορτίου είναι δυνατό να υπολογιστούν πολλά στοιχεία τα οποία μας δίνουν μια εικόνα για το σύστημα μας όπως:

- Η μέση τιμή του φορτίου (kWh):

$$\text{Μέση τιμή φορτίου(kWh)} = \frac{\text{Ενεργειακή ζήτηση (kWh)}}{\text{Διάρκεια του φορτίου(h)}} \quad (4.7)$$

Η ενεργειακή ζήτηση προκύπτει από το εμβαδό της καμπύλης-φορτίου για την χρονική διάρκεια που έχει οριστεί. Διάρκεια του φορτίου είναι η συνολική εμφάνιση του σε ώρες ( π.χ για μία ημέρα η διάρκεια είναι ίση με 24ώρες).

- Συντελεστής φορτίου

$$\begin{aligned} & \text{Συντελεστής φορτίου} \\ & = \frac{\text{Μέση τιμή φορτίου (kWh)}}{\text{Ώρες εμφάνισης αιχμής του φορτίου (kWh)}} \quad (4.8) \end{aligned}$$

Η ώρα αιχμής του φορτίου είναι εκείνη κατά την οποία το φορτίο εμφανίζει την μεγαλύτερη τιμή . Ο συντελεστής είναι πολύ χρήσιμος για την αξιολόγηση του παρόχου ηλεκτρικής ενέργειας.

- Συντελεστής ζήτησης

$$\begin{aligned} & \text{Συντελεστής ζήτησης} \\ & = \frac{\text{Ώρες εμφάνισης αιχμής του φορτίου (kWh)}}{\text{Συνολική ονομαστική ισχύ των ηλεκτρικών συσκευών – εξοπλισμών}} \quad (4.9) \end{aligned}$$

(Kersting, 2018)

## Κεφάλαιο 5

### Θεώρηση τυπικού κτηρίου για μελέτη περίπτωσης

Το κτήριο που θα μελετηθεί αποτελείται από 5 δωμάτια τα οποία είναι 2 υπνοδωμάτιο 1 σαλόνι 1 λουτρό και 1 κουζίνα. Τα χαρακτηριστικά του κτηρίου και της περιοχής είναι τα εξής:

Χρήση	Μονοκατοικία
Περιοχή	Αστεροσκοπείο
Ζώνη	B
Χρόνος κατασκευής	1991
Ύψος οροφής	2,7m
Συνολική θερμαινόμενη επιφάνεια	99 m <sup>2</sup>
Μέση ελάχιστη θερμοκρασία (Αστεροσκοπείο)	1°C

Μόνωση τοιχοποιίας	Πλημμελής μόνωση
Επαφή Βόρειου τμήματος	Αέρας
Επαφή Νότιας πλευράς	Αέρας
Επαφή Ανατολικής πλευράς	Αέρας
Επαφή Δυτικής πλευράς	Αέρας
Επαφή δαπέδου	Έδαφος
Επαφή οροφής	Αέρας
Μόνωση δαπέδου	Πλημμελής μόνωση
Μόνωση οροφής	Πλημμελής μόνωση
Αριθμός εξωτερικών θυρών	1
Αριθμός παραθύρων	5
Τύπος κουφωμάτων	Αλουμινίου
Τύπος υαλοπινάκων	Διπλός μονωτικός υαλοπίνακας με διάκενο 12mm

### **Τύπος δόμησης**

#### **Εξωτερικός τοίχος:**

Η τοίχος αποτελείται από διπλό τούβλο συνολικού πάχους 18cm τον σοβά εσωτερικά και εξωτερικά συνολικού πάχους 4cm και την μόνωση τύπου Dow wall mate πάχους 3cm. Οπότε προκύπτει συνολικό πάχος τοίχου 25cm.

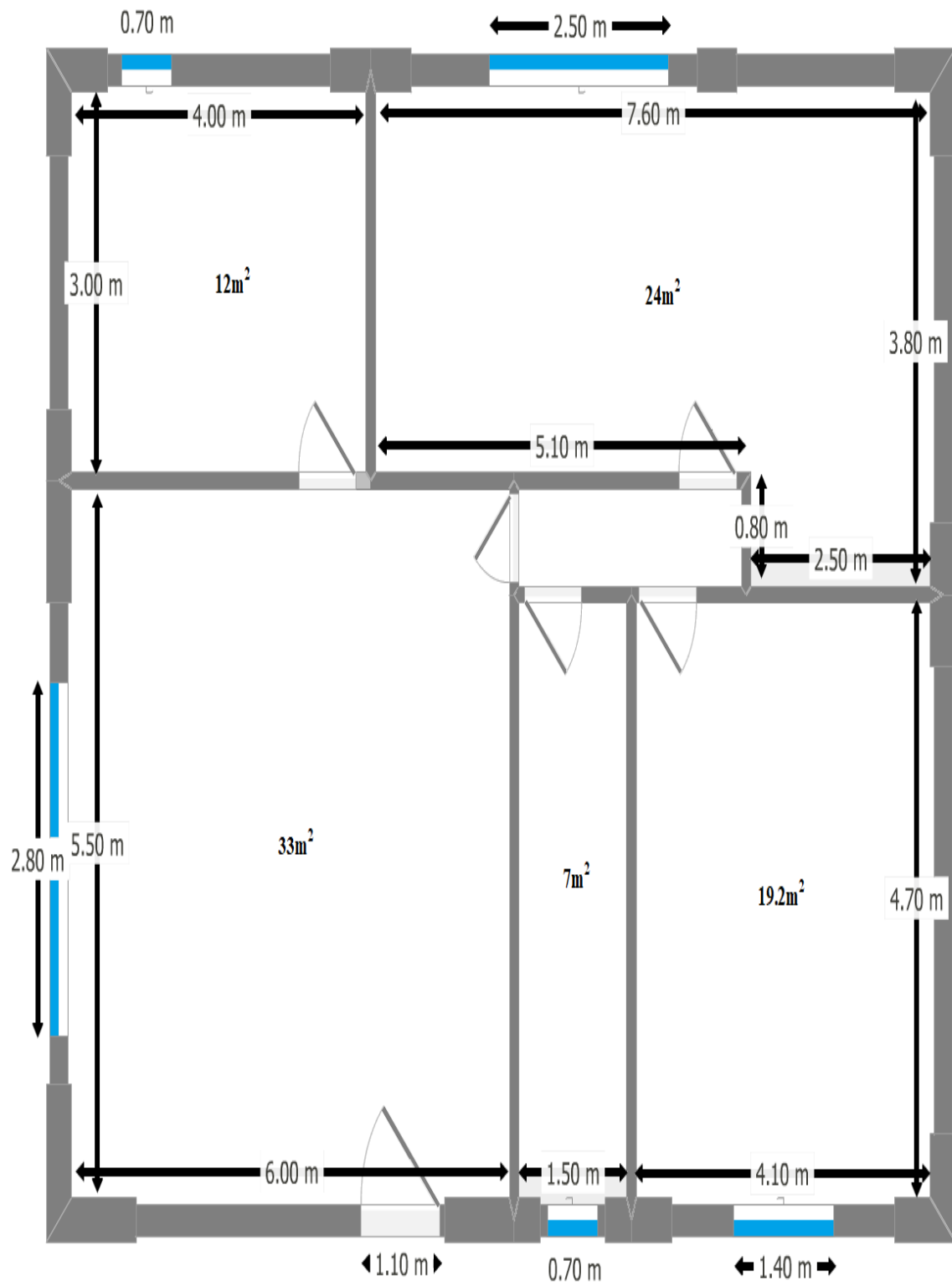
#### **Οροφή**

Η οροφή αποτελείται από το σκυρόδεμα πάχους 28cm την μόνωση πάχους 3cm τον σοβά πάχους 2cm και τα πλακάκια επίστρωσης της ταράτσας πάχους 3cm. Οπότε προκύπτει συνολικό πάχος 36cm.

#### **Δάπεδο:**

Το έδαφος αποτελείται από το σκυρόδεμα πάχους 25cm το πλακάκι πάχους 5cm και την μόνωση τύπου Dow wall mate 3cm . Οπότε προκύπτει συνολικό πάχος 33cm.

## 5.1 Κάτοψη κτηρίου



## 5.2 Υπολογισμός θερμικών απωλειών και εξαγωγή ισχύος μηχανήματος

Πίνακας 1. Δωμάτιο 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	
Είδος τοιχώματος	Προσανατολισμός	Πάχος τοιχώματος	Υπολογισμός επιφανειών					Υπολ.θερμ.απωλειών					Προσαυξήσεις			Θερμικές απώλειες
			Μήκος	Ύψος ή πλάτος	Επιφάνεια	Αρ.ομ.τοιχ.	Αφαιρετέα επιφάνεια	Επιφάνεια υπολογισμού	Συντελεστής θερμοπερ/τητας	Διαφορά θερμοκρασίας	Θερμικές απώλειες χωρίς προσαυξ.	Zο διακοπτ.λειτ.	ZH προσαν.& υψ	Z συντ. προσαυξ.		
-	-	cm	m	m	m <sup>2</sup>	-	m <sup>2</sup>	m <sup>2</sup>	k	°C	kcal/h	%	%	1+%	kcal/h	
Τεξωτ 1	N	25	3,8	2,7	10,26	-	4,2	6,06	0,576	19	66,3	25	-5	1,20	79,6	
Κολώνα	N	35	0,5	2,7	1,35	-	-	1,35	0,7	19	18,0	25	-5	1,20	21,5	
Κολώνα	N	35	0,5	2,7	1,35	-	-	1,35	0,7	19	18,0	25	-5	1,20	21,5	
Δοκάρι	N	35	3	0,5	1,5	-	-	1,5	0,7	19	20,0	25	-5	1,20	23,9	
Τεξωτ 2	A	25	3,6	2,7	9,72	-	7,51	2,21	0,576	19	24,2	25	0	1,25	30,2	
Κολώνα	A	35	0,5	2,7	1,35	-	-	1,35	0,7	19	18,0	25	0	1,25	22,4	
Κολώνα	A	35	0,5	2,7	1,35	-	-	1,35	0,7	19	18,0	25	0	1,25	22,4	
Δοκάρι	A	35	3,6	0,5	1,8	-	-	1,8	0,7	19	23,9	25	0	1,25	29,9	
Παράθυρο	A	-	3,5	2,15	7,5	-	-	7,5	2,6	19	371,7	25	0	1,25	464,7	
Δάπεδο	-	33	-	-	24	-	-	24,0	0,709	9.5	161,7	25	-	1,25	202,1	
Οροφή	-	36	-	-	24			24,0	0,692	19	315,55	25	-	1,25	394,4	

Πίνακας 2. Συνολικές απώλειες δωματίου 1

Απώλειες	(kcal/h)
Συναγωγής	1430.5
Αερισμού	118.8
Συνολικές	1549.4

Πίνακας 3. Δωμάτιο 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	
Είδος τοιχώματος	Προσανατολισμός	Πάχος τοιχώματος	Υπολογισμός επιφανειών					Υπολ.θερμ.απωλειών					Προσαυξήσεις			Θερμικές απώλειες
			Μήκος	Υψος ή πλάτος	Επιφάνεια	Αρ.ομ.τοιχ.	Αφαιρετέα επιφάνεια	Επιφάνεια υπολογισμού	Συντελεστής θερμοπερ/τητας	Διαφορά θερμοκρασίας	Θερμικές απώλειες χωρίς προσαυξ.	Zο διακοπ.λειτουργ.	ZΗ προσαυξ. υψ	Z συντ. προσαυξ.		
-	-	cm	m	m	m <sup>2</sup>	-	m <sup>2</sup>	m <sup>2</sup>	k	°C	kcal/h	%	%	1+%	kcal/h	
<b>Τεξωτ 1</b>	N	25	2,8	2,7	7,56	-	4,1	3,46	0,58	19	37,9	25	-5	1,20	45,4	
Κολώνα	N	35	0,5	2,7	1,35	-	-	1,35	0,7	19	18,0	25	-5	1,20	21,5	
Κολώνα	N	35	0,5	2,7	1,35	-	-	1,35	0,7	19	18,0	25	-5	1,20	21,5	
Δοκάρι	N	35	2,8	0,5	1,4	-	-	1,4	0,7	19	18,6	25	-5	1,20	22,3	
Δάπεδο	-	33	-	-	11,48	-	-	11,48	0,71	9,5	77,4	25	-	1,25	96,8	
Οροφή	-	36	-	-	11,48	-	-	11,48	0,69	19	150,9	25	-	1,25	188,7	
<b>Τεξωτ2</b>	Δ	25	4,1	2,7	11,1	-	7,76	3,31	0,58	19	36,2	25	0	1,25	45,3	
Κολώνα	Δ	35	0,5	2,7	1,35	-	-	1,35	0,7	19	18,0	25	0	1,25	22,4	
Κολώνα	Δ	35	0,5	2,7	1,35	-	-	1,35	0,7	19	18,0	25	0	1,25	22,4	
Δοκάρι	Δ	35	4,1	0,5	2,05	-	-	2,05	0,7	19	27,3	25	0	1,25	34,1	
Παράθυρο	Δ	-	1,4	2,15	3,01	-	-	3,01	2,6	19	148,7	25	0	1,25	185,9	

Πίνακας 4. Συνολικές απώλειες δωματίου 2

Απώλειες	(kcal/h)
Συναγωγής	706,5
Αερισμού	74,7
Συνολικές	781,2



Πίνακας 5. Σαλόνι

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Είδος τοιχώματος	Προσανατολισμός	Πάχος τοιχώματος	Υπολογισμός επιφανειών					Υπολ.θερμ.απωλειών				Προσαυξήσεις			Θερμικές απώλειες
			Μήκος	Ύψος ή πλάτος	Επιφάνεια	Αρ.ομ.τοιχ.	Αφαιρετέα επιφάνεια	Επιφάνεια υπολογισμού	Συντελεστής θερμοπερ/τητας	Διαφορά θερμοκρασίας	Θερμικές απώλειες χωρίς προσαυξ.	Ζο διακοπτ.λειτ.	ΖΗ προσαν.& υψ	Ζ συντ. προσαυξ.	
-	-	cm	m	m	m <sup>2</sup>	-	m <sup>2</sup>	m <sup>2</sup>	k	°C	kcal/h	%	%	1+%	kcal/h
Τεξωτ1	N	25	1,9	2,7	5,13	-	2,84	2,29	0,58	19	25,1	25	-5	1,20	30,1
Κολόνα	N	35	0,4	2,7	1,08	-	-	1,08	0,7	19	14,4	25	-5	1,20	17,2
Δοκάρι	N	35	1,9	0,5	0,95	-	-	0,95	0,7	19	12,6	25	-5	1,20	15,2
Κολόνα	N	35	0,3	2,7	0,81	-	-	0,81	0,7	19	10,8	25	-5	1,20	12,9
Τεξωτ2	Δ	25	6	2,7	16,2	-	13,2	3,0	0,58	19	32,4	25	0	1,25	40,6
Κολόνα	Δ	35	0,9	2,7	2,4	-	-	2,4	0,7	19	32,3	25	0	1,25	40,4
Κολόνα	Δ	35	0,9	2,7	2,4	-	-	2,4	0,7	19	32,3	25	0	1,25	40,4
Δοκάρι	Δ	35	6	0,5	3,0	-	-	3,0	0,7	19	39,9	25	0	1,25	49,9
Πόρτα ασφαλείας	Δ	-	1,1	2,15	2,4	-	-	2,4	2,6	19	116,8	25	0	1,25	146,0
Δάπεδο	-	33	-	-	33	-	-	33	0,71	9,5	222,6	25	-	1,25	278,2
Οροφή	-	36	-	-	33	-	-	33	0,692	19	433,9	25	-	1,25	542,4
Τεξωτ3	B	25	5,5	2,7	14,9	-	14,5	0,4	0,576	19	3,9	25	5	1,30	5,1
Κολόνα 3	B	35	0,9	2,7	2,4	-	-	2,4	0,7	19	32,3	25	5	1,30	42,0
Κολόνα 4	B	35	0,9	2,7	2,4	-	-	2,4	0,7	19	32,3	25	5	1,30	42,0
Δοκάρι 3	B	35	5,5	0,5	2,8	-	-	2,8	0,7	19	36,6	25	5	1,30	47,5
Παράθυρο	B	-	3,2	2,15	6,9	-	-	6,9	2,6	19	339,9	25	5	1,30	441,8

Πίνακας 6. Συνολικές απώλειες σαλονιού

Απώλειες	(kcal/h)
Συναγωγής	1833
Αερισμού	180.9
Συνολικές	2013.9

Πίνακας 7. Κουζίνα

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Είδος τοιχώματος	Προσανατολισμός	Πάχος τοιχώματος	Υπολογισμός επιφανειών					Υπολ.θερμ.απωλειών					Προσαυξήσεις		Θερμικές απώλειες
			Μήκος	Ύψος ή πλάτος	Επιφάνεια	Αρ.ομ.τοιχ.	Αφαιρετέα επιφάνεια	Επιφάνεια υπολογισμού	Συντελεστής θερμοπερ/τητας	Διαφορά θερμοκρασίας	Θερμικές απώλειες χωρίς προσαυξ.	Ζο διακοπτ.λειπ.	ΖΗ προσαν.& υψ	Ζ συντ. προσαυξ.	
-	-	cm	m	m	m <sup>2</sup>	-	m <sup>2</sup>	m <sup>2</sup>	k	°C	kcal/h	%	%	1+%	kcal/h
<b>Τεξωτ 1</b>	A	25	4	2,7	10,8	-	5,26	5,54	0,576	19	60,6	25	0	1,25	75,8
Κολώνα	A	35	0,5	2,7	1,35	-	-	1,35	0,7	19	18,0	25	0	1,25	22,4
Κολώνα	A	35	0,5	2,7	1,35	-	-	1,35	0,7	19	18,0	25	0	1,25	22,4
Δοκάρι	A	35	4	0,5	2	-	-	2,00	0,7	19	26,6	25	0	1,25	33,3
Παράθυρο	A	-	0,7	0,8	0,56	-	-	0,56	2,6	19	27,7	25	0	1,25	34,6
Δάπεδο	-	33	-	-	12	-	-	12,00	0,71	9,5	80,9	25	-	1,25	101,2
Οροφή	-	36	-	-	12	-	-	12,00	0,692	19	157,8	25	-	1,25	197,2
<b>Τεξωτ 2</b>	B	25	3	2,7	8,1	-	4,2	3,9	0,576	19	42,7	25	5	1,30	55,5
Κολώνα	B	35	0,5	2,7	1,35	-	-	1,35	0,7	19	18,0	25	5	1,30	23,3
Κολώνα	B	35	0,5	2,7	1,35	-	-	1,35	0,7	19	18,0	25	5	1,30	23,3
Δοκάρι	B	35	3	0,5	1,5	-	-	1,5	0,7	19	20,0	25	5	1,30	25,9

Πίνακας 8. Συνολικές απώλειες κουζίνας

Απώλειες	(kcal/h)
Συναγωγής	615
Αερισμού	31,5
Συνολικές	646,6

Πίνακας 9. Λουτρό

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Είδος τοιχώματος	Προσανατολισμός	Πάχος τοιχώματος	Υπολογισμός επιφανειών					Υπολ.θερμ.απωλειών				Προσαυξήσεις			Θερμικές απώλειες
			Μήκος	Ύψος ή πλάτος	Επιφάνεια	Αρ.ομ.τοιχ.	Αφαίρετα επιφάνεια	Επιφάνεια υπολογισμού	Συντελεστής θερμοπερ/τητας	Διαφορά θερμοκρασίας	Θερμικές απώλειες χωρίς προσαυξ.	Zο διακοπτ.λειτ.	ZΗ προσαν.& υψ	Z συντ. προσαυξ.	
-	-	cm	m	m	m <sup>2</sup>	-	m <sup>2</sup>	m <sup>2</sup>	k	°C	kcal/h	%	%	1+%	kcal/h
Τεξωτ 1	A	25	4	2,7	10,8	-	7,46	3,34	0,58	19	36,6	25	0	1,25	45,7
Παράθυρο	A	-	1,4	2,15	3,01	-	-	3,01	2,6	19	148,7	25	0	1,25	185,9
Κωλινα 3	A	35	0,5	2,7	1,35	-	-	1,35	0,7	19	18,0	25	0	1,25	22,4
Κωλινα 1	A	35	0,5	2,7	1,35	-	-	1,35	0,7	19	18,0	25	0	1,25	22,4
Δοκαρι 2	A	35	3,5	0,5	1,75	-	-	1,75	0,7	19	23,3	25	0	1,25	29,1
Δάπεδο	-	33	-	-	12	-	-	12	0,71	9,5	80,9	25	-	1,25	101,2
Οροφη	-	36	-	-	12	-	-	12	0,69	19	157,8	25	-	1,25	197,2

Πίνακας 10. Συνολικές απώλειες λουτρού

Απώλειες	(kcal/h)
Συναγωγής	190,4
Αερισμού	29,4
Συνολικές	219,8

Οπότε τελικός προκύπτουν συνολικές θερμικές απώλειες  
 $=830,3+678,6+781,1+2053,3+646,6+219,8= 5277\text{kcal/h}$

Από της προσαυξήσεις και μετατροπές που πραγματοποιήθηκαν γίνεται εν συνεχεία η επιλογή ισχύος της αντλίας θερμότητας και του λέβητα συμπύκνωσης. Οι υπολογισμοί βρίσκονται στο παράρτημα.

Απαίτηση ισχύος λέβητα συμπύκνωσης είναι 15kW

Απαίτηση ισχύος αντλίας θερμότητας είναι 7,3kW

## **Κεφάλαιο 6**

### **Εξέλιξη της απόδοσης συστημάτων θέρμανσης βάση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.**

Όλα τα σύστημα θέρμανσης έχουν τιμές απόδοσης/επίδοσης για διάφορες θερμοκρασίες λειτουργίας. Καθώς πραγματοποιείται η μεταβολή της θερμοκρασίας υπάρχουν μεταβολές στην απόδοση/επίδοση του κάθε μηχανήματος με αποτέλεσμα τελικά να μεταβάλλεται και η κατανάλωση του. Σε αυτό το κεφάλαιο θα εξετασθεί η μεταβολή της απόδοσης/επίδοσης που προκύπτει για την περίπτωση του λέβητα συμπύκνωσης και της αντλίας θερμότητας για θερμοκρασίες από 1-18°C.

#### **6.1 Αντλία θερμότητας**

Για την μέτρηση βαθμού επίδοσης αντλίας θερμότητας η μέτρηση πραγματοποιείται με την χρήση του όρου COP(Coefficient of Performance), όσο ψηλότερη τόσο μεγαλύτερη η επίδοση. Για παράδειγμα αν μια αντλία θερμότητας αέρα χρησιμοποιεί 1kw ηλεκτρισμού για να παράγει 3kW θερμότητας τότε το COP=3. Για περιπτώσεις χαμηλών θερμοκρασιών η επίδοση της αντλίας θερμότητας συναντά μείωση συγκριτικά με την επίδοση της σε ήπιες συνθήκες. Ένας τρόπος αντιμετώπισης αυτού του φαινομένου όπου αυτό είναι δυνατό είναι η εφαρμογή αντλίας θερμότητας εδάφους, διότι πρακτικά η θερμοκρασία του εδάφους είναι υψηλότερη από την θερμοκρασία του αέρα με αποτέλεσμα να υπάρχει μικρότερη μεταβολή της επίδοσης με την μεταβολή της θερμοκρασίας του αέρα. Σε περιπτώσεις όπου υπάρχουν χρονικά διαστήματα ακραίων χαμηλών θερμοκρασιών, δεν καθίσταται δυνατή η λειτουργία της αντλίας θερμότητας η απλά λειτουργεί σε χαμηλές επιδόσεις λόγω δυσκολίας συναλλαγής θερμότητας με το περιβάλλον. Σε αυτή την περίπτωση θεωρείται απαραίτητη η χρήση ενός εφεδρικού συστήματος θέρμανσης, στην προκειμένη περίπτωση όμως θα προέκυπτε μεγάλο κόστος οπότε ίσως τελικά η αντλία θερμότητας να μην ήταν ο πιο αποδοτικός τρόπος για θέρμανση (Cibse, 2010).

Ο υπολογισμός επίδοσης αντλίας θερμότητας θα βασιστεί στον τύπο του Lorenz. Αυτή η εκτίμηση βασίζεται στο COP του κύκλου Lorenz που πολλαπλασιάστηκε με μια σταθερή απόδοση Lorenz όπως φαίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$$COP = n_{L,m} * COP_L = n_{L,m} * \frac{T_H}{T_H - T_C} \quad (6.1)$$

Ο COP του κύκλου Lorenz βασίζεται στις λογαριθμικές μέσες θερμοκρασίες του:

$$T_{C(m)} = \frac{T_{C,i} - T_{C,o}}{\ln\left(\frac{T_{C,i}}{T_{C,o}}\right)} \quad (6.2) , \quad T_{H(m)} = \frac{T_{H,o} - T_{H,i}}{\ln\left(\frac{T_{H,o}}{T_{H,i}}\right)} \quad (6.3)$$

Όπου:

i = είσοδος

o = έξοδος

Ο υπολογισμός της επίδοσης της αντλία με βάση τη θερμοκρασία περιβάλλοντος πραγματοποιήθηκε για το θερμοκρασιακό εύρος 1-18°C. Οι υπολογισμοί βρίσκονται στο παράρτημα.

Πίνακας 11. Συγκεντρωτικός πίνακας θερμοκρασιών (°C)

Tci (°C)	Thi (°C)	Tho (°C)	ΔTc (°C)	Tco (°C)
1,5	20	35	8	-6,5
2,5	20	35	8	-5,5
3,5	20	35	8	-4,5
4,5	20	35	8	-3,5
5,5	20	35	8	-2,5
6,5	20	35	8	-1,5
7,5	20	35	8	-0,5
8,5	20	35	8	0,5
9,5	20	35	8	1,5
10,5	20	35	8	2,5
11,5	20	35	8	3,5
12,5	20	35	8	4,5
13,5	20	35	8	5,5
14,5	20	35	8	6,5
15,5	20	35	8	7,5
16,5	20	35	8	8,5
17,5	20	35	8	9,5

Για την ανάγκη του υπολογισμού απαιτείται μετατροπή των °C σε K.

Πίνακας 12. Συγκεντρωτικός πίνακας θερμοκρασιών (K)

Tci (K)	Thi (K)	Tho (K)	Tco (K)
274,65	293	308	266
275,65	293	308	267
276,65	293	308	268
277,65	293	308	269
278,65	293	308	270
279,65	293	308	271
280,65	293	308	272
281,65	293	308	273

282,65	293	308	274
283,65	293	308	275
284,65	293	308	276
285,65	293	308	277
286,65	293	308	278
287,65	293	308	279
288,65	293	308	280
289,65	293	308	281
290,65	293	308	282

Υπολογίζοντας έχουμε:

Πίνακας 13. Λογαριθμικές μέσες θερμοκρασίες

$TC_{(m)}(K)$	$TH_{(m)}(K)$
270,61	300,44
271,63	300,44
272,61	300,44
273,63	300,44
274,61	300,44
275,63	300,44
276,61	300,44
277,63	300,44
278,61	300,44
279,63	300,44
280,61	300,44
281,63	300,44
282,61	300,44
283,63	300,44
284,61	300,44
285,61	300,44
286,61	300,44

Και τελικά προκύπτει η επίδοση της αντλίας η οποία στην πραγματικότητα είναι ένα ποσοστό αυτής του Carnot.

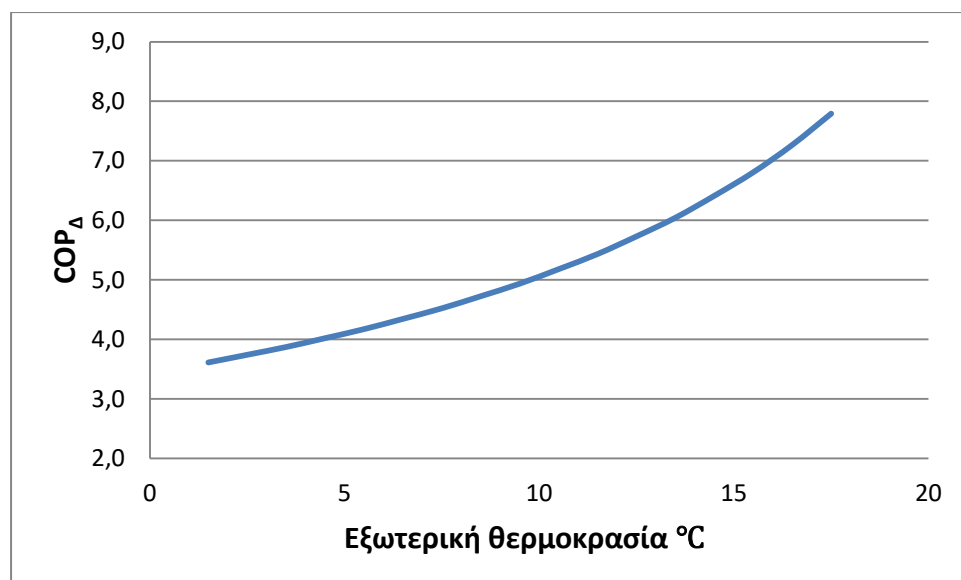
Πίνακας 14. Επίδοση αντλίας θεωρητική και διορθωμένη

Θερμοκρασία περιβάλλοντος ( $^{\circ}C$ )	$COP_L$	nL.m	$COP_n$	$Cop_{\Delta}$
1,5	10,07	0,50	5,0	3,6
2,5	10,43	0,50	5,2	3,7
3,5	10,79	0,50	5,4	3,9
4,5	11,21	0,50	5,6	4,0
5,5	11,6	0,50	5,8	4,2

6,5	12,1	0,50	6,0	4,3
7,5	12,6	0,50	6,3	4,5
8,5	13,1	0,50	6,5	4,7
9,5	13,7	0,50	6,8	4,9
10,5	14,4	0,50	7,2	5,2
11,5	15,1	0,50	7,5	5,4
12,5	15,9	0,50	7,9	5,7
13,5	16,8	0,50	8,4	6,0
14,5	17,8	0,50	8,9	6,4
15,5	18,9	0,50	9,4	6,8
16,5	20,2	0,50	10,1	7,3
17,5	21,7	0,50	10,8	7,8

Επειδή οι επιδόσεις δεν ανταποκρίνονται σε πραγματικές συνθήκες λειτουργίας έγινε αναπροσαρμογή του αποτελέσματος μέσω ενός συντελεστή διόρθωσης που προέκυψε από την επιλογή μιας περίπτωσης αντλία θέρμανσης με αέρα χαμηλών θερμοκρασιών με μέγιστο COP 4,45 για ελάχιστη θερμοκρασία 7°C, οπότε η εξισορρόπηση της επίδοσης θα γίνει για την θερμοκρασία των 7 βαθμών. Από τον υπολογισμό προκύπτει συντελεστής διόρθωσης ίσως με 0,729. Με αυτό το συντελεστή θα πραγματοποιηθεί διόρθωση σε όλα τα COP της αντλίας για όλες τις θερμοκρασίες από όπου και προέκυψαν τα παραπάνω.

Ακόλουθος δίνεται το διάγραμμα COP - θερμοκρασίας περιβάλλοντος



Σχήμα 12. Διάγραμμα επίδοσης αντλίας θερμότητας - θερμοκρασίας περιβάλλοντος.

Στο παραπάνω διάγραμμα παρατηρείται ότι με την μείωση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος μειώνεται σημαντικά η επίδοση της αντλίας όταν αυτή βρίσκεται σε λειτουργία θέρμανσης. Σε αντίθετη περίπτωση με την αύξηση της εξωτερικής θερμοκρασίας υπάρχει και παράλληλη αύξηση της επίδοσης της αντλίας, Δηλαδή η

επίδοση της αντλίας έχει άμεση σχέση με την εξωτερική θερμοκρασία (Pieper and Ommern, 2020).

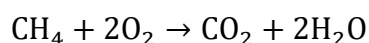
## 6.2 Λέβητας συμπύκνωσης

Για τον υπολογισμό της απόδοσης του λέβητα συμπύκνωσης πρέπει πρώτα να γίνει επιλογή του καυσίμου που θα χρησιμοποιηθεί και διαφόρων άλλων παραμέτρων που θα αναλυθούν παρακάτω.

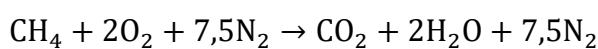
Στον αέρα το οξυγόνο και το άζωτο εμφανίζουν κατ'όγκο περιεκτικότητα 21% και 79% αντίστοιχα οπότε ισχύει ότι:  $\frac{O_2}{N_2} = \frac{21}{79}$

Το καύσιμο που επιλέγεται είναι το μεθάνιο ( $CH_4$ ).

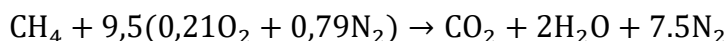
Η αντίδραση της τέλει καύσης του μεθανίου είναι :



Λαμβάνοντας υπόψη ότι  $2 \frac{79}{21} = 7,5$  η αντίδραση της τέλει καύσης του  $CH_4$  με αέρα παίρνει τελικά την μορφή:



Άρα ένας όγκος καυσίμου απαιτεί 9,5 όγκους αέρα, έτσι από την παραπάνω εξίσωση προκύπτει:



Επομένως η στοιχειομετρική αναλογία κατ'όγκο είναι  $\frac{9,5}{1}$

Με εφαρμοζόμενη αναλογία αέρα/καυσίμου ίση με  $\frac{9,5}{1}$  κατ'όγκο υπολογίζουμε την περίσσεια αέρα κατά την καύση του  $CH_4$ . Έστω ότι έχουμε σύσταση κατά την οποία εφαρμόζονται 12 όγκοι αέρα οπότε η περίσσεια αέρα σε αυτή την περίπτωση θα είναι:

$$\alpha(\%) = 100 * \frac{(\text{αέρας καύσης}) - (\text{θεωρητικά απαιτούμενος})}{(\text{θεωρητικά απαιτούμενος})}$$

$$\alpha(\%) = 100 * \left( \frac{\text{αέρας καύσης}}{\text{θεωρητικά απαιτούμενος}} - 1 \right)$$

$$\alpha(\%) = 100 * \left( \frac{12}{9,5} - 1 \right)$$

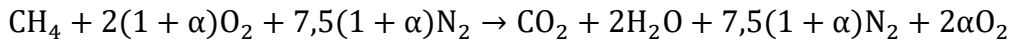


$$\alpha(\%) = 100 * (1,26 - 1)$$

$$\alpha(\%) = 100 * (0,26)$$

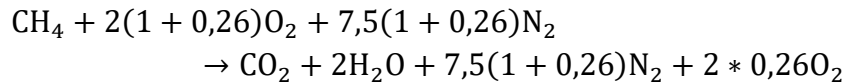
$$\alpha(\%) = 26\%$$

Η γενική εξίσωση καύσης του CH<sub>4</sub> είναι:

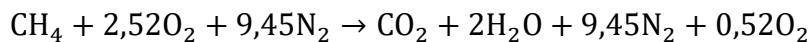


Με α συμβολίζουμε την εφαρμοζόμενη περίσσεια αέρα. Παρατηρούμε ότι για κάθε 1\*12+4\*1=16 g καυσίμου παράγονται 2(2\*1+1\*16)=36 g υδρατμών

Για την σύσταση του μείγματος βρήκαμε α=0.26 συνεπώς επιλύοντας η αντίδραση καύσης του CH<sub>4</sub> θα είναι :



Υπολογίζοντας του συντελεστές προκύπτει:



Υποθέτοντας ότι τα αέρια απομακρύνονται περίπου στην ατμοσφαιρική πίεση άρα θα έχουμε : P<sub>καυσαερίων</sub>=1.013bar

Υπολογίζουμε το γραμμομοριακό κλάσμα των υδρατμών στα καυσαέρια (για α=0.26).

$$X_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{2}{1 + 2 + 7,5 * (1 + a) + 2a}$$

$$X_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{2}{1 + 2 + 7,5 * (1 + 0,26) + 2 * 0,26}$$

$$X_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{2}{1 + 2 + 7,5 * 1,26 + 0,52}$$

$$X_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{2}{1 + 2 + 9,45 + 0,52}$$

$$X_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{2}{12,97}$$

$$X_{\text{H}_2\text{O}} = 0,154 \frac{\text{mol H}_2\text{O}}{\text{mol μίγματος καυσαερίων}}$$

Οπότε υπολογίζεται η μερική πίεση των υδρατμών

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = X_{\text{H}_2\text{O}} * P_{\text{καυσαερίων}}$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = 0,154 * 1,013$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = 0,156 \text{ bar}$$

Πίνακας 15. Πίνακας υδρατμών

P	T
bar	°C
0,010	6,98
0,020	17,51
0,030	24,10
0,040	28,98
0,050	32,89
0,060	36,18
0,070	39,02
0,080	41,53
0,090	43,78
0,10	45,83
0,12	49,44
0,14	52,57
0,16	55,34
0,18	57,82
0,20	60,08
0,25	64,99

(Schidt and Grigull, 2000).

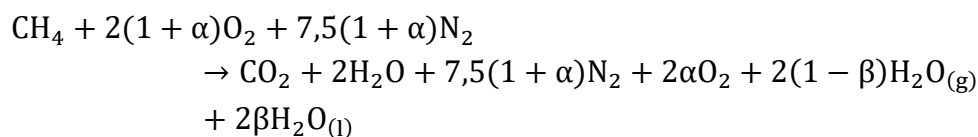
Για 40 °C από πίνακα υδρατμών βρίσκουμε ότι  $P(\text{H}_2\text{O})=0,072\text{bar}$  άρα:

$$X_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{P(\text{H}_2\text{O})}{P_{\text{καυσαερίου}}}$$

$$X_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{0,072}{1,013}$$

$$X_{\text{H}_2\text{O}} = 0,071 \frac{\text{mol} - \text{H}_2\text{O}}{\text{mol} - \text{καυσαερίων}}$$

Αν  $\beta$  το ποσοστό των υδρατμών που συμπυκνώθηκε τα καυσαέρια αποκτούν τη σύνθεση :



Όπου :

$g$  : Υδρατμοί που παραμένουν στα καυσαέρια

$l$  : Συμπύκνωμα που εγκατέλειψε τα καυσαέρια

Υπολογισμός του γραμμομοριακού κλάσματος των υδρατμών που παραμένουν στα καυσαέρια:

$$X_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{2(1 - \beta)}{1 + 2(1 - \beta) + 7,5 * (1 + a) + 2a}$$

$$0,071 = \frac{2(1 - \beta)}{1 + 2(1 - \beta) + 7,5 * (1 + a) + 2a}$$

$$[1 + 2(1 - \beta) + 7,5 * (1 + a) + 2a] * 0,071 = 2(1 - \beta)$$

$$2(1 - \beta) = 0,071 * [1 + 2(1 - \beta) + 7,5 * (1 + 0,26) + 2 * 0,26]$$

$$2(1 - \beta) = 0,071 * [1 + 2(1 - \beta) + 7,5 * 1,26 + 0,52]$$

$$2(1 - \beta) = 0,071 * [1,52 + 10,11 + 2(1 - \beta)]$$

$$2(1 - \beta) = 0,071 * [11,63 + 2(1 - \beta)]$$

$$2(1 - \beta) = 0,82 + 0,142(1 - \beta)$$

$$2(1 - \beta) - 0,142(1 - \beta) = 0,82$$

$$(2 - 0,142) * (1 - \beta) = 0,82$$

$$1,858(1 - \beta) = 0,82$$

$$1 - \beta = \frac{0,82}{1,858}$$

$$1 - \beta = 0,44$$

$$\beta = 1 - 0,44$$

$$\beta = 0,56$$

Άρα συμπεραίνουμε ότι πραγματοποιήθηκε συμπύκνωση κατά  $0,56 \cdot 100 = 56\%$  θεωρούμε μια μέση λανθάνουσα θερμότητα συμπύκνωσης  $2500 \text{kJ/kg-H}_2\text{O}$  και έτσι προκύπτει ότι ανά  $1 \text{ kg}$  καυσίμου απελευθερώνεται επιπλέον θερμότητα λόγω της συμπύκνωσης των υδρατμών .

$$\begin{aligned} & \frac{\text{gr υδρατμών (H}_2\text{O)}}{\text{gr του CH}_4} * \text{ποσοστό συμπύκνωσης} * \text{λανθάνουσα θερμότητα} \\ &= \frac{36}{16} * 0,56 * 2500 = \frac{50400}{16} = 3150 \text{kJ} \end{aligned}$$

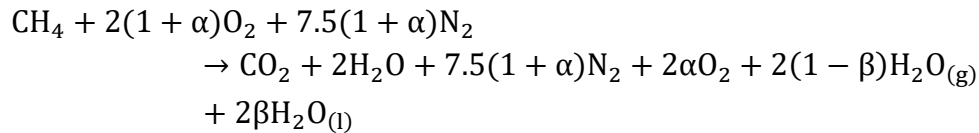
Ομοίως βρίσκουμε για  $50^\circ\text{C}$  και  $P(\text{H}_2\text{O})=0,1235 \text{bar}$ .

$$H_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{P(\text{H}_2\text{O})}{P_{\text{καυσαερίου}}}$$

$$H_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{0,1235}{1,013}$$

$$H_{\text{H}_2\text{O}} = 0,1219 \frac{\text{mol} - \text{H}_2\text{O}}{\text{mol} - \text{καυσαερίων}}$$

Αν  $\beta$  το ποσοστό των υδρατμών που συμπυκνώθηκε τα καυσαέρια αποκτούν τη σύνθεση :



Όπου :

g : Υδρατμοί που παραμένουν στα καυσαέρια

l : Συμπύκνωμα που εγκατέλειψε τα καυσαέρια

Υπολογισμός του γραμμομοριακού κλάσματος των υδρατμών που παραμένουν στα καυσαέρια:

$$X_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{2(1 - \beta)}{1 + 2(1 - \beta) + 7,5 * (1 + a) + 2a}$$

$$0,1219 = \frac{2(1 - \beta)}{1 + 2(1 - \beta) + 7,5 * (1 + a) + 2a}$$

$$[1 + 2(1 - \beta) + 7,5 * (1 + a) + 2a] * 0,1219 = 2(1 - \beta)$$

$$2(1 - \beta) = 0,1219 * [1 + 2(1 - \beta) + 7,5 * (1 + 0,26) + 2 * 0,26]$$

$$2(1 - \beta) = 0,1219 * [1 + 2(1 - \beta) + 7,5 * 1,26 + 0,52]$$

$$2(1 - \beta) = 0,1219 * [1.52 + 10,11 + 2(1 - \beta)]$$

$$2(1 - \beta) = 0,1219 * [11,63 + 2(1 - \beta)]$$

$$2(1 - \beta) = 1,41 + 0,24(1 - \beta)$$

$$2(1 - \beta) - 0,24(1 - \beta) = 1,41$$

$$(2 - 0,24) * (1 - \beta) = 1,41$$

$$1,76(1 - \beta) = 1,41$$

$$1 - \beta = \frac{1,41}{1,76}$$

$$1 - \beta = 0,80$$

$$\beta = 1 - 0,80$$

$$\beta = 0,20$$

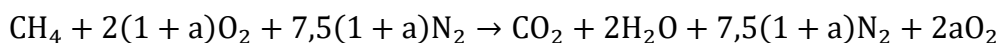
Άρα συμπεραίνουμε ότι πραγματοποιήθηκε συμπύκνωση κατά  $0,20 \cdot 100 = 20\%$  θεωρούμε μια μέση λανθάνουσα θερμότητα συμπύκνωσης  $2500 \text{ kJ/kg-H}_2\text{O}$  και έτσι προκύπτει ότι ανά  $1 \text{ kg}$  καυσίμου απελευθερώνεται επιπλέον θερμότητα λόγω της συμπύκνωσης των υδρατμών .

$$\frac{\text{gr υδρατμών (H}_2\text{O)}}{\text{gr του CH}_4} * \text{ποσοστό συμπύκνωσης} * \text{λανθάνουσα θερμότητα}$$

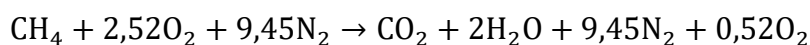
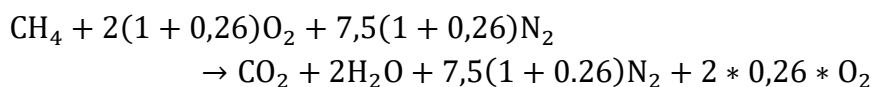
$$= \frac{36}{16} * 0,20 * 2500 = \frac{50400}{16} = 1125 \text{ kJ}$$

Για  $60-70-80 \text{ }^\circ\text{C}$

Εφαρμόζοντας την ίδια περίσσεια αέρα σε θερμοκρασίες  $60-70-80^\circ\text{C}$ , επειδή έχουμε ξεπεράσει την θερμοκρασία που αντιστοιχεί στο σημείο δρόσου η γενική εξίσωση καύσης παίρνει πλέον την μορφή :



Και για  $a=0,26$  , θα έχουμε τελικά:



Έστω ότι τα καυσαέρια απομακρύνονται κατά προσέγγιση στην ατμοσφαιρική πίεση δηλαδή στα  $1,013 \text{ bar}$  και για περίσσεια αέρα  $a=0,26$  θα υπολογίσουμε το γραμμομοριακό κλάσμα των υδρατμών στα καυσαέρια.

$$X_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{2}{1 + 2 + 7,5(1 + a) + 2a}$$

$$X_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{2}{1 + 2 + 7,5(1 + 0,26) + 2 * 0,26}$$

$$X_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{2}{1 + 2 + 7,5 * 1,26 + 0,52}$$

$$X_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{2}{1 + 2 + 9,45 + 0,52}$$

$$X_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{2}{12,97}$$

$$X_{\text{H}_2\text{O}} = 0,1542 \frac{\text{mol H}_2\text{O}}{\text{mol μίγματος καυσαερίων}}$$

Άρα η μερική πίεση των υδρατμών είναι :

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = X_{\text{H}_2\text{O}} * P_{\text{καυσαερίων}}$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = 0,1542 * 1,013$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = 0,1562 \text{ bar}$$

Άρα από πίνακα υδρατμών για την συγκεκριμένη πίεση βρίσκουμε θερμοκρασία  $\approx 55^\circ\text{C}$  οπότε σε κάθε θερμοκρασία μεγαλύτερη από αυτή έχουμε  $\beta = 0$  γιατί δεν υπάρχει ποσοστό υδρατμών που συμπυκνώνεται. Οπότε χάνουμε την εκμετάλλευση λανθάνουσας θερμότητας των καυσαερίων (Γελεγένης και Αξαόπουλος, 2005).

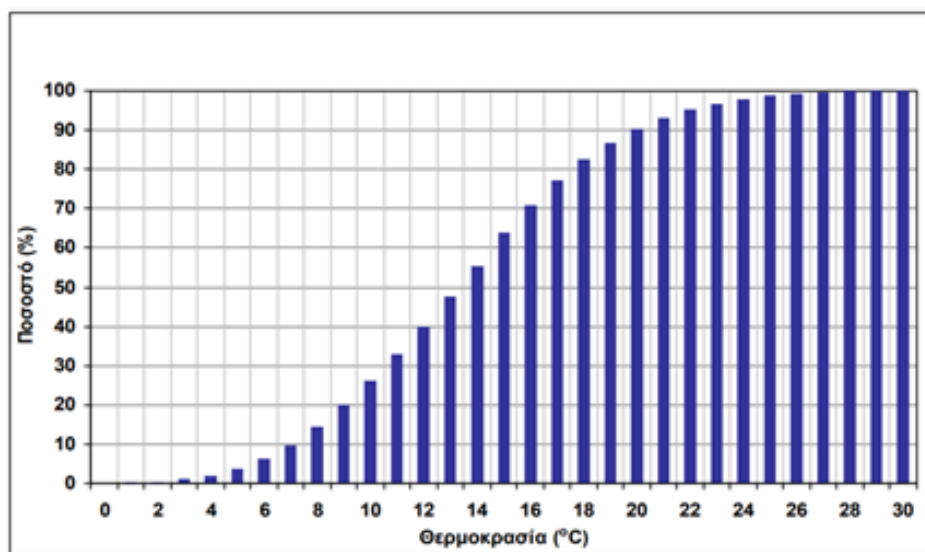
Στο σύστημα λειτουργίας του λέβητα πρέπει η θερμοκρασία των καυσαερίων να προσεγγίζει τη θερμοκρασία επιστροφής του νερού ( $\text{H}_2\text{O}$ ), κάτι το οποίο επιτυγχάνεται με την χρήση κατάλληλου μεγέθους εναλλάκτη θερμότητας.

Η απόδοση ενός λέβητα συμπύκνωσης στον οποίο εφαρμόζουμε αντιστάθμιση εξαρτάται από πολλές παραμέτρους σύμφωνα με τις οποίες μεταβάλλεται, καθότι οι συνθήκες λειτουργίας του είναι και αυτές μεταβαλλόμενες.

Οι διάφορες τιμές της θερμοκρασίας του εξωτερικού αέρα επηρεάζουν την απόδοση του λέβητα. Συγκεκριμένα κάθε αύξηση της εξωτερικής θερμοκρασίας οδηγεί σε αύξηση της απόδοσης του λέβητα επειδή έχουμε σε αυτόν περισσότερη συμπύκνωση. Οδηγούμαστε λοιπόν στην εισαγωγή ενός μεγέθους που ονομάζεται εποχιακός βαθμός απόδοσης ( $\eta$ ). Η διαδικασία υπολογισμού ξεκινάει με την ομαδοποίηση διάφορων θερμοκρασιών σε περιοχές θερμοκρασιών οι οποίες έχουν σταθερό εύρος και έτσι κατασκευάζουμε μια αθροιστική κατανομή συχνοτήτων θερμοκρασιών για την χειμερινή περίοδο δηλαδή την περίοδο λειτουργίας του. Θεωρούμε την περίπτωση του λέβητα που υπολογίστηκε στο κεφάλαιο 5 δηλαδή ισχύος 15 kW και διατήρηση εσωτερικής θερμοκρασίας στους  $20^\circ\text{C}$  με εξωτερική θερμοκρασία  $1^\circ\text{C}$ . Για την περίπτωση αυτή θα θεωρήσουμε περιοχές εύρους  $1-18^\circ\text{C}$  οπότε:

Πίνακας 16. Συγκεντρωτικός πίνακας θερμοκρασιών και ωρών

α/α	Περιοχή	Θερμοκρασία	Ώρες
1	1-2	1,5	0,0
2	2-3	2,5	0,0
3	3-4	3,5	51
4	4-5	4,5	102
5	5-6	5,5	102
6	6-7	6,5	153
7	7-8	7,5	254
8	8-9	8,5	305
9	9-10	9,5	204
10	10-11	10,5	305
11	11-12	11,5	407
12	12-13	12,5	407
13	13-14	13,5	356
14	14-15	14,5	407
15	15-16	15,5	407
16	16-17	16,5	356
17	17-18	17,5	254



Σχήμα 13. Αθροιστική κατανομή συχνοτήτων - Κλιματική ζώνη Β για χρονική περίοδο από Οκτώβριο έως Απρίλιο (Αργυρίου, 2012).

Οι ώρες που αναφέρονται στον παραπάνω πίνακα είναι οι ώρες εμφάνισης των θερμοκρασιών κατά την χειμερινή περίοδο (Οκτώβριο έως Απρίλιο) και προέκυψαν από την καμπύλη αθροιστικής κατανομής συχνοτήτων εμφάνισης των θερμοκρασιών.

Επόμενο βήμα είναι ο υπολογισμός της ζήτησης θερμικού φορτίου  $Q_{out}$  για τον υπολογισμό του όμως είναι απαραίτητο πρώτα να υπολογιστεί ο συντελεστής



απωλειών του κτηρίου από την παρακάτω σχέση (οι υπολογισμοί βρίσκονται στο παράρτημα). Οπότε:

$$\text{Συντελεστής απωλειών κτηρίου} = \frac{\text{Θερμικές απώλειες}}{(\text{Θερμοκρασία εσωτερικού χώρου} - \text{Θερμοκρασία εξωτερικού χώρου}) \left(\frac{\text{kW}}{^{\circ}\text{C}}\right)} \quad (6.4)$$

Στην συνέχεια μπορεί να υπολογιστεί το θερμικό φορτίο οπότε έχουμε :

$$Q_{\text{out}} = \text{συντελεστής απωλειών κτηρίου} * [(\text{Θερμοκρασία εσωτερικού χώρου} - \text{θερμοκρασία εξωτερικού χώρου})(\text{kW})] \quad (6.5)$$

Πίνακας 17. Αποτελέσματα υπολογισμών θερμικού φορτίου και συντελεστή απωλειών κτηρίου

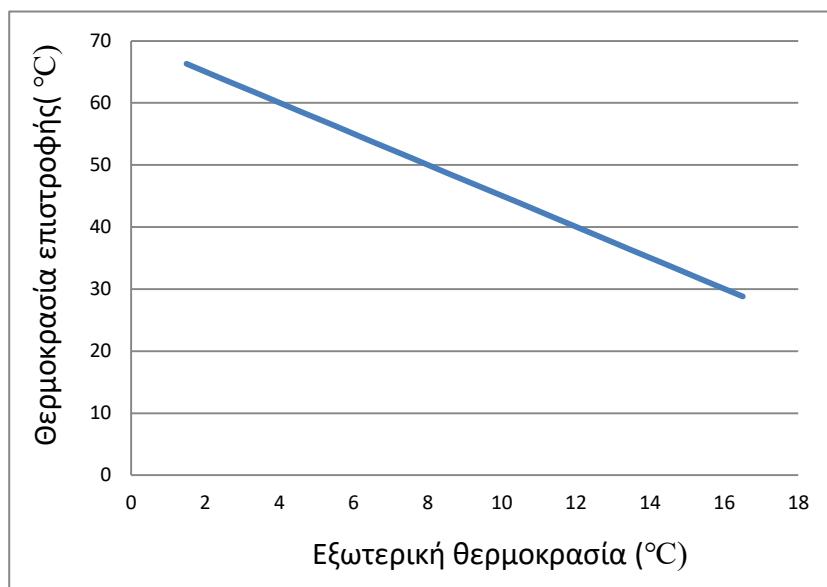
Εξωτερική θερμοκρασία (°C)	Θερμικό φορτίο Q <sub>out</sub> (kW)
1,5	5,9
2,5	5,6
3,5	5,3
4,5	5,0
5,5	4,7
6,5	4,3
7,5	4,0
8,5	3,7
9,5	3,4
10,5	3,1
11,5	2,7
12,5	2,4
13,5	2,1
14,5	1,8
15,5	1,4
16,5	1,1
17,5	0,8

Απαραίτητη για την συνέχεια είναι και η θερμοκρασία επιστροφής του νερού που επηρεάζεται σημαντικά από την εξωτερική θερμοκρασία και κατά συνεπεία μεταβάλλει και την απόδοση του λέβητα. Δημιουργώντας ζευγάρια τιμών με βάση δεδομένες τιμές θερμοκρασιών επιστροφής έχουμε:

Πίνακας 18. Δεδομένα θερμοκρασίας επιστροφής νερού σε συνάρτηση της εξωτερικής θερμοκρασίας

Εξωτερική θερμοκρασία (°C)	Θερμοκρασία επιστροφής νερού (°C)
1,5	66,3
2,5	63,8
3,5	61,8
4,5	58,8
5,5	56,3
6,5	53,8
7,5	51,3
8,5	48,8
9,5	46,3
10,5	43,8
11,5	41,3
12,5	38,8
13,5	36,3
14,5	33,8
15,5	31,3
16,5	28,8
17,5	26,3

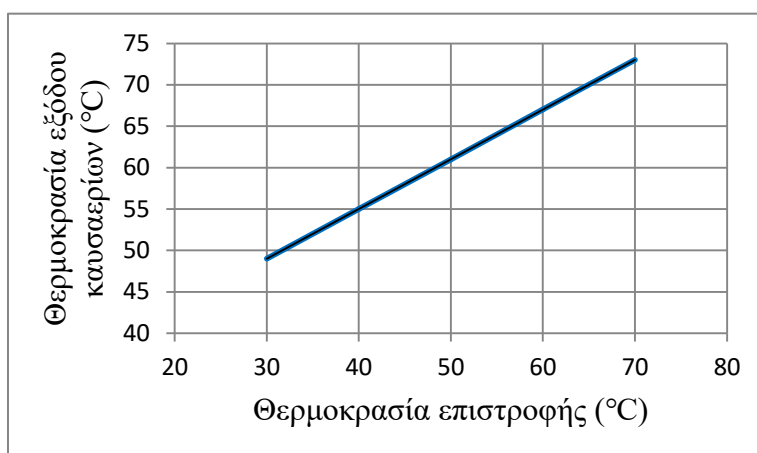
Χρησιμοποιώντας όλα τα ζευγάρια τιμών εξωτερικής θερμοκρασία και θερμοκρασίας επιστροφής νερού μπορούμε να δημιουργήσουμε μια γραφική παράσταση. Βρίσκουμε δηλαδή μια γραμμική σχέση μεταξύ τους.



Σχήμα 14. Γραμμική σχέση μεταξύ της θερμοκρασίας επιστροφής και της εξωτερικής θερμοκρασίας

Αποτέλεσμα της μεταβολής της εξωτερικής θερμοκρασίας όπως φαίνεται είναι και η μεταβολή της θερμοκρασίας επιστροφής λόγω της αντιστάθμισης που

πραγματοποιείται. Βάση των θερμοκρασιών επιστροφής νερού μπορεί να υπολογιστεί η θερμοκρασία καυσαερίων βάση του παρακάτω διαγράμματος:

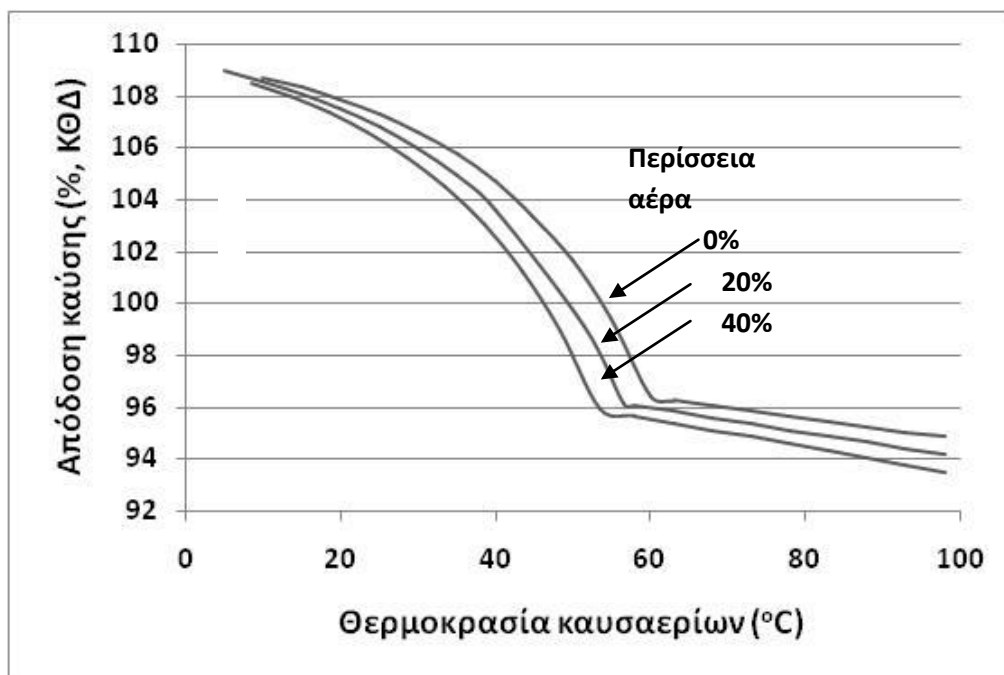


Σχήμα 15. Θερμοκρασία εξόδου καυσαερίων - Θερμοκρασία επιστροφής (συμπύκνωσης)

Πίνακας 19. Θερμοκρασίες καυσαερίων που προέκυψαν από το σχήμα 14.

A/A	Θερμοκρασία καυσαερίων (°C)
1	73,0
2	71,0
3	69,5
4	68,0
5	66,0
6	64,0
7	62,9
8	61,2
9	59,8
10	58,6
11	57,0
12	55,2
13	54,1
14	52,3
15	49,5
16	48,0
17	46,2

Αφού πραγματοποιηθεί η εύρεση της θερμοκρασίας καυσαερίων πλέον μπορεί αντίστοιχα να υπολογιστεί ο εσωτερικός βαθμός απόδοσης του λέβητα καύσης μεθανίου από το παρακάτω διάγραμμα και για περίσσια αέρα 26% που έχει υπολογιστεί από πριν έχουμε :



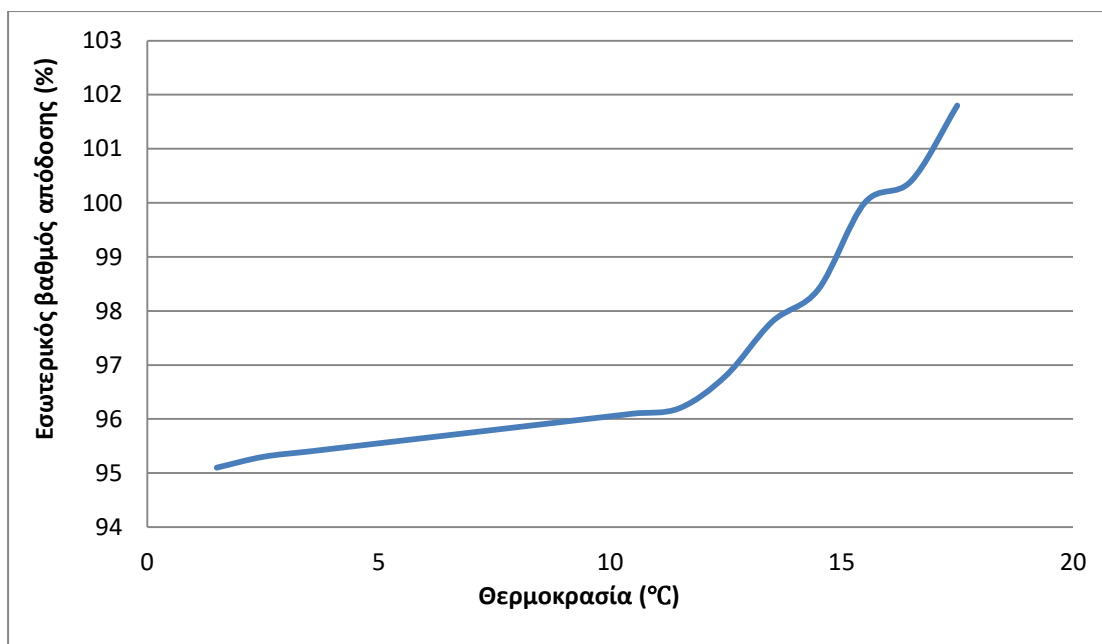
Σχήμα 16. Εσωτερικός βαθμός απόδοσης καύσης μεθανίου, για διάφορες θερμοκρασίες εξόδου των καυσαερίων και για διάφορες περίσσειες αέρα.

Τελικά προκύπτει:

Πίνακας 20. Συγκέντρωση αποτελεσμάτων απόδοσης.

Εξωτερική θερμοκρασία (°C)	Θερμοκρασία καυσαερίων (°C)	Απόδοση ΚΘΔ(%)
1,5	73,0	95,1
2,5	71,0	95,3
3,5	69,5	95,4
4,5	68,0	95,5
5,5	66,0	95,6
6,5	64,0	95,7
7,5	62,9	95,8
8,5	61,2	95,9
9,5	59,8	96,0
10,5	58,6	96,1
11,5	57,0	96,2
12,5	55,2	96,8
13,5	54,1	97,8
14,5	52,3	98,4
15,5	49,5	100,0
16,5	48,0	100,4
17,5	46,2	101,0

Όπως φαίνεται στο παραπάνω διάγραμμα και στις τιμές που αντλήθηκαν από αυτό με την αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων μειώνεται δραματικά η απόδοση του λέβητα ενώ με την μείωση της αυξάνεται. Ο παράγοντας που επηρεάζει την απόδοση σε υψηλές θερμοκρασίες είναι η θερμοκρασία κατά την οποία υπάρχει συμπύκνωση στα καυσαέρια καθώς χωρίς συμπύκνωση μέρους των υδρατμών στα καυσαέρια δεν μπορεί να αξιοποιηθεί η λανθάνουσα θερμότητα συμπύκνωσης. Από τον υπολογισμό που έχει πραγματοποιηθεί για την περίπτωση του μεθανίου φαίνεται ότι έχουμε συμπύκνωση έως τους 55°C, ενώ από την θερμοκρασία αυτή και μετά δεν εμφανίζεται συμπύκνωση οπότε όπως φαίνεται και στο διάγραμμα από τους 55°C και κάτω που ξεκινάει η συμπύκνωση των υδρατμών σε μικρό ποσοστό αρχικά φαίνεται ότι η απόδοση αυξάνεται ενώ σε θερμοκρασίες μεγαλύτερες των 55°C όπου ο λέβητας δεν έχει συμπύκνωση η λειτουργία ξεκινάει να έχει κοινά χαρακτηριστικά με αυτά ενός συμβατικού λέβητα οπότε η απόδοση μειώνεται. Η διαδικασία αυτή μπορεί και επιτυγχάνεται σε ένα λέβητα συμπύκνωσης μέσω ενός εναλλάκτη θερμότητας. Ένας ακόμη παράγοντας που παίζει ρόλο στην απόδοση είναι και η περίσσια αέρα ακόμη και για μεγάλες θερμοκρασίες, στην περίπτωση των 80°C όπως φαίνεται για 40% έχουμε απόδοση 94,3% ενώ για 0% στην ίδια θερμοκρασία η απόδοση μπορεί να φτάσει το 95.7% δηλαδή μεγαλύτερη απόδοση κατά 1.4%. Σε χαμηλές θερμοκρασίες όμως η διαφορά του είναι αρκετά μικρή αλλά δεν παύει να υπάρχει.



Σχήμα 17. Διάγραμμα εσωτερικού βαθμού απόδοσης - θερμοκρασίας.

Στο παραπάνω διάγραμμα πλέον φαίνεται το πώς επηρεάζεται η απόδοση του λέβητα για διάφορες εξωτερικές θερμοκρασίες. Παρότι έχει αρκετά υψηλό εσωτερικό βαθμό απόδοσης όταν η θερμοκρασία ξεπερνάει τους 11 βαθμούς η απόδοση αυξάνεται με πολύ μεγάλους ρυθμούς καθώς σε αυτή την φάση μπορεί να γίνει κατανοητό ότι μπορεί να πραγματοποιηθεί συμπύκνωση.

Στην συνέχεια πραγματοποιήθηκε ο υπολογισμός της ισχύος καυσίμου  $Q_{in}$  από την παρακάτω σχέση:

$$Q_{in} = \frac{Q_{out}}{\text{Εσωτερικό βαθμό απόδοσης}} = (\text{kW}) \quad (6.6)$$

Πίνακας 21. Αποτελέσματα ισχύος καυσίμου

Εξωτερική θερμοκρασία (°C)	Ισχύς καυσίμου ( $Q_{in}$ ) (kW)
1,5	6,2
2,5	5,9
3,5	5,6
4,5	5,2
5,5	4,9
6,5	4,5
7,5	4,2
8,5	3,8
9,5	3,5
10,5	3,2
11,5	2,8
12,5	2,5
13,5	2,1
14,5	1,8
15,5	1,4
16,5	1,1
17,5	0,8

Έχοντας τις τιμές για την περίπτωση του θερμικού φορτίου και της ισχύος καυσίμου μπορεί εύκολα στην συνέχεια να υπολογιστεί η θερμότητα και η ενέργεια καυσίμου. Για την θερμότητα ισχύει :

$$\text{Θερμότητα} = Q_{out}(\text{Θερμικό φορτίο}) * \Omega\text{ρες} = (\text{kWh}) \quad (6.7)$$

Για την ενέργεια καυσίμου ισχύει :

$$\text{Ενέργεια καυσίμου} = Q_{in}(\text{Ισχύς καυσίμου}) * \Omega\text{ρες} = (\text{kWh}) \quad (6.8)$$

Πίνακας 22. Αποτελέσματα υπολογισμού θερμότητας και ενέργειας καυσίμου.

Θερμότητα (kWh)	Ενέργεια καυσίμου (kWh)
0,0	0,0
0,0	0,0
270,2	283,2
507,6	531,5
474,8	496,7
663,1	692,9
1019,3	1064,0
1126,1	1174,2

687,7	716,3
930,3	969,0
1110,7	1157,0
980,0	1012,4
742,9	759,6
718,7	730,4
588,0	588,0
400,0	398,4
203,9	201,8

Τελικά αθροίζοντας την θερμότητα και την ενέργεια καυσίμου για όλες τις θερμοκρασίες και διαιρώντας τις, προκύπτει ο εποχιακός βαθμός απόδοσης του λέβητα:

Συνολική Θερμότητα

$$= 0 + 0 + 270,2 + 507,6 + 474,8 + 663,1 + 1019,3 + 1126,1 + 687,7 + 930,3 + 1110,7 + 980 + 742,9 + 718,7 + 588 + 400 + 203,9 = 10423,3\text{kWh}$$

Συνολική Ενέργεια καυσίμου

$$= 0 + 0 + 283,2 + 531,5 + 496,7 + 692,9 + 1064 + 1174,2 + 716 + 969 + 1157 + 1012,4 + 759,6 + 730,4 + 588 + 398,4 + 201,8 = 10775,6\text{kWh}$$

Διαιρώντας τα πλέον:

$$\text{Seasonal boiler efficiency} = \frac{10423,3}{10775,6} = 0,967 \text{ ή } 96,7\%$$

(Gelegenis and Giannakidis, July 2013).

## **Κεφάλαιο 7**

### **Παράμετροι που επηρεάζουν την επιλογή συστήματος θέρμανσης.**

Η επιλογή συστήματος θέρμανσης για ένα χώρο, ακόμη και μετά την εξαγωγή αποτελέσματος των θερμικών αναγκών, εξακολουθεί να μην είναι μια απλή υπόθεση καθώς υπάρχει μία σειρά βασικών παραμέτρων που πρέπει να εξετασθούν.

#### **7.1 Συντήρηση**

Η συντήρηση ενός συστήματος θέρμανσης πρέπει να θεωρείται απαραίτητη σε ετήσια βάση καθώς αποτελεί έναν από τους βασικότερους παράγοντες για την διατήρηση της ομαλής και σωστής λειτουργίας του συστήματος κάτι το οποίο οδηγεί σε αύξηση της διάρκειας ζωής του συστήματος όπως επίσης και στην διατήρηση της κατανάλωσης σε χαμηλά επίπεδα έως το τέλος της ζωής του. Η συντήρηση του κάθε συστήματος αποτελείται από διάφορα στάδια ελέγχων τα οποία ορίζονται από την κατασκευάστρια εταιρία και πρέπει να ακολουθούνται κατά γράμμα και σε ετήσια βάση. Σε αυτό το κεφάλαιο θα αναφερθούν τα βήματα της συντήρησης για την αντλία θερμότητας και τον λέβητα συμπύκνωσης και στο τέλος θα δίδεται ενδεικτικά το κόστος της συντήρησης του κάθε μηχανήματος.

##### **7.1.1 Αντλία θερμότητας**

Η συντήρηση μια μονάδας αντλίας θερμότητας είναι ένα βασικό κριτήριο για την διασφάλιση της ομαλής λειτουργίας που συνεπάγεται μειωμένη κατανάλωση ενέργειας και εξασφαλίζει μεγάλη διάρκεια ζωής που προσεγγίζει τα 15-20 χρόνια και την απρόσκοπτη λειτουργία της. Οι σημαντικότερες εργασίες που πρέπει να γίνονται στην συντήρηση είναι οι εξής:

- Εκτέλεση και έλεγχος λειτουργίας της μονάδας καθώς και όλων των εγκατεστημένων πρόσθετων εξαρτημάτων ελέγχοντας την ένδειξη θερμοκρασίας και πίεσης, και την κατάσταση του συνόλου της μονάδας σε επιμέρους τρόπους λειτουργίας.
- Οπτικός έλεγχος στάθμης πλήρωσης του μπόιλερ. Ενδεχομένως να απαιτείται πρόσθεση νερού κάτι το οποίο επιβάλει αποκατάσταση της ανεπαρκούς στάθμης πλήρωσης.
- Έλεγχος σύνδεσης υπερχειλίσης ασφαλείας και σωλήνα εκροής για πιθανή διαρροή όπως επίσης και ελεύθερη απορροή και κλίσης. (Ενδεχομένως να απαιτείται αφαίρεση και καθαρισμός της υπερχειλίσης ασφαλείας και του σωλήνα εκροής η και αντικατάσταση ελαττωματικών εξαρτημάτων.
- Οπτικός έλεγχος των συνδέσεων των αγωγών και της βαλβίδας υπερπίεσης ασφαλείας και αντιμετώπιση πιθανόν βλαβών.
- Έλεγχος όλων των ηλεκτρικών εξαρτημάτων, των συνδέσεων και των αγωγών.



- Έλεγχος της πίεσης νερού στην τροφοδοσία κρύου νερού (< 6 bar) ίσως απαιτείται τοποθέτηση μειωτήρα πίεσης.
- Έλεγχος και καθαρισμός η αλλαγή φίλτρου /συλλέκτη λάσπης.
- Εκτέλεση συντήρησης της εξωτερικής μονάδας και των άλλων στοιχείων θέρμανσης (Daikin, 2020).

Οι παραπάνω εργασίες πρέπει να επαναλαμβάνονται κάθε ένα χρόνο και έχουν συνολικό κόστος συντήρησης (χωρίς την παρουσίαση βλάβης) το οποίο κατά προσέγγιση ανέρχεται στα 100€.

### **7.1.2 Λέβητας συμπύκνωσης**

Αντίστοιχα σημαντική για την λειτουργία του λέβητα είναι η συντήρηση η οποία βοηθάει στην μείωση της κατανάλωσης του καυσίμου την μείωση εκπομπής ρύπων και στην συνεχή λειτουργία χωρίς διακοπές λόγω βλάβης κατά την διάρκεια του χειμώνα. Κατά συνέπεια παρατείνεται η διάρκεια ζωής του λέβητα που μπορεί να φτάσει 15-20 χρόνια. Μια καλή εποχή για την συντήρηση του λέβητα είναι μετά τη λήξη της περιόδου θέρμανσης, δηλαδή Απρίλιο – Μάιο – Ιούνιο, ώστε να μη μείνουν τα κατάλοιπα της καύσης κατά την περίοδο του καλοκαιριού, τα οποία θα οδηγήσουν σε πιο δύσκολο χρονοβόρο και κατά συνέπεια πιο δαπανηρό ο καθαρισμό, καθώς επίσης αυξάνεται ο κίνδυνος διάβρωσης των εσωτερικών τοιχωμάτων του λέβητα. Οι σημαντικότερες εργασίες που πρέπει να πραγματοποιηθούν είναι οι εξής:

#### **Εργασίες ελέγχου**

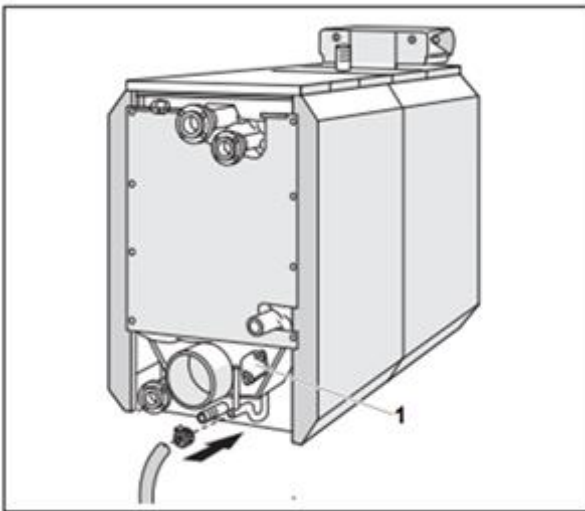
- Έλεγχος της γενική κατάσταση της εγκατάστασης θέρμανσης
- Οπτικός έλεγχος και έλεγχος λειτουργίας της εγκατάστασης θέρμανσης
- Έλεγχος στοιχείων παροχής ύδατος καυσίμου και της εγκατάστασής σε ότι αφορά την στεγανότητα και την διάβρωση.
- Έλεγχος συστήματος απαγωγής των καυσαερίων ως προς τη λειτουργικότητα και την ασφάλεια τους
- Έλεγχος πίεσης νερού της εγκατάστασης θέρμανσης και προπίεσης του δοχείου διαστολής
- Έλεγχος της λειτουργίας του μπόιλερ και του ανοδίου μαγνησίου
- Έλεγχος ρύθμισης ταμπλό ρυθμίσεων
- Μέτρηση και καταγραφή αποτελεσμάτων ελέγχου.
- Έλεγχος καυστήρα

#### **Εργασίες συντήρησης κατόπιν ελέγχου**

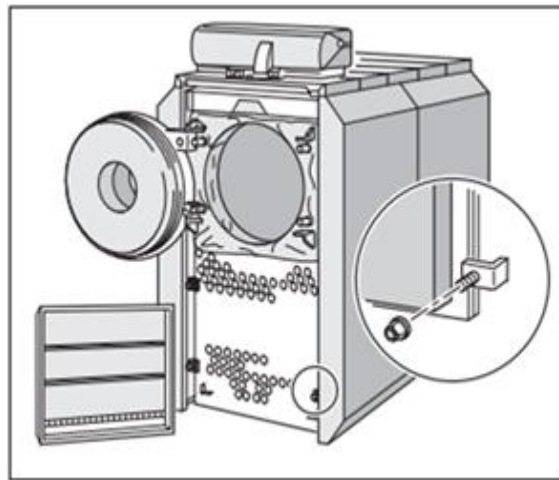
- Πραγματοποιείται διακοπή της λειτουργίας εγκατάστασης θέρμανσης
- Σημαντικός για την σωστή λειτουργία του λέβητα είναι ο καθαρισμός του. Για τον καθαρισμό του απαιτείται αφαίρεση του άνω και κάτω εμπρόσθιου καλύμματος της εμπρόσθια θερμικής μόνωσης αφαίρεση και του καλύμματος αναστροφής. Εν συνεχεία μπορεί να ξεκινήσει ο καθαρισμός της επιφάνειας

του φλογοθαλάμου, βούρτσισμα των αυλών των καυσαερίων και απομάκρυνση ενδεχόμενων υπολειμμάτων.

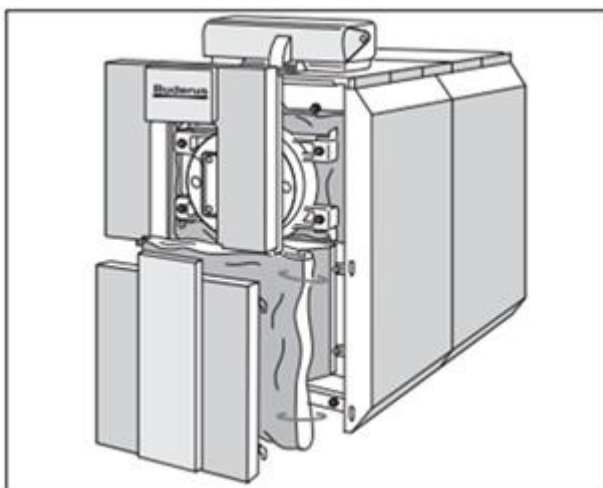
- Ξέπλυμα της εκροής συμπυκνώματος
- Καθαρισμός του συλλέκτη των καυσαερίων
- Έλεγχος των φλαντζών στην πόρτα του καυστήρα και το κάλυμμα αναστροφής σε περίπτωση που απαιτείται αντικατάσταση.
- Εκκίνηση εγκατάστασης
- Έλεγχος λειτουργίας και ασφάλειας κατά την λειτουργία
- Τελικός έλεγχος εργασιών συντήρησης, μέτρηση και καταγραφή αποτελεσμάτων ελέγχου



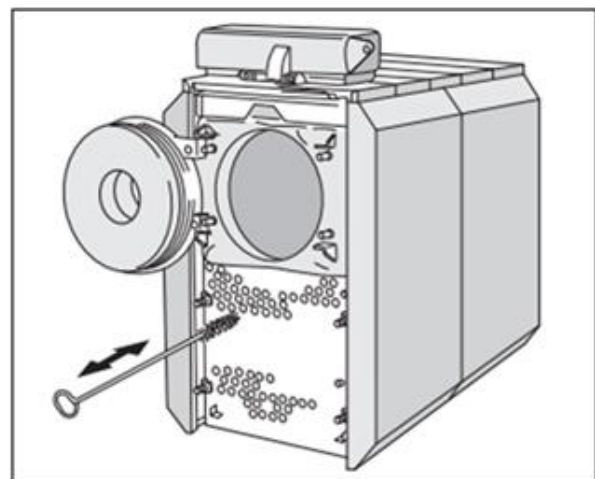
Σχήμα 18. Συλλέκτης καυσαερίων ανοίγματος καθαρισμού (1 κάλυμμα καθαρισμού).



Σχήμα 19. Αφαίρεση καλύμματος αναστροφής και πόρτας καυστήρα.



Σχήμα 20. Αφαίρεση εμπρόσθιου καλύμματος και εμπρόσθιας θερμικής μόνωσης.



Οι

Σχήμα 21. Βούρτσισμα αυλών καυσαερίων.

παραπάνω εργασίες πρέπει να επαναλαμβάνονται κάθε ένα χρόνο και για την περίπτωση του λέβητα και το συνολικό κόστος συντήρησης χωρίς την παρουσίαση βλάβης κατά προσέγγιση ανέρχεται στα 100€ (Buderus, 2020).

## **7.2 Σύγκριση κόστους λειτουργίας αντλίας θερμότητας και λέβητα συμπύκνωσης**

Σημαντικός παράγοντας για επιλογή ενός μηχανήματος θέρμανσης δεν αποτελεί μόνο η διαστασιολόγηση του ώστε να καλύπτει της θερμικές ανάγκες του χώρου αλλά ποιό έχει την οικονομικότερη λειτουργία, κάτι που τελικά αποτελεί και τον σημαντικότερο παράγοντα για την επιλογή ενός συστήματος θέρμανσης. Σε αυτή την ενότητα θα πραγματοποιηθεί ο υπολογισμός της κατανάλωσης της αντλία θερμότητας και του λέβητα συμπύκνωσης για την κάλυψη των θερμικών αναγκών ενός ενδεικτικού κτηρίου. Για την πραγματοποίηση των υπολογισμών θεωρείται ότι η θερμοκρασία του χώρου ρυθμίζεται 24 ώρες την ημέρα οπότε δηλαδή θεωρούμε ότι έχουμε συνεχή θέρμανση. Τις 24 ώρες την ημέρα κατά τις οποίες λειτουργεί η εγκατάσταση, μέσω της ρύθμισης από το set point στους 20°C όταν η θερμοκρασία του χώρου φτάσει τους 20°C ο θερμοστάτης θα δώσει εντολή με αποτέλεσμα να σταματήσει η λειτουργία της εγκατάστασης. Μέσω της διαδικασίας αυτής ο εξοπλισμός δεν θα δουλεύει σε πλήρες φορτίο όλη την ημέρα αλλά μόνο όταν πρέπει να γίνει η ρύθμιση της θερμοκρασίας του χώρου. Το πόσες ώρες θα δουλέψει το μηχάνημα όμως τελικά θα εξαρτηθεί από την εξωτερική θερμοκρασία.

### **7.2.1 Αντλία θερμότητας**

Πρώτα από όλα για τον υπολογισμό το κόστους για την περίπτωση της αντλίας πρέπει να γίνει ο υπολογισμός του θερμικού φορτίου . Το θερμικό φορτίο είναι το ίδιο με αυτό που υπολογίστηκε και για τον λέβητα στο παράρτημα Α (Ενότητα 6.2). Πίνακας 23. Τιμές θερμικού φορτίου.

$Cop_{\Delta}$	Θερμικό φορτίο (kW)
3,6	5,94
3,7	5,62
3,9	5,30
4,0	4,98
4,2	4,66
4,3	4,33
4,5	4,01
4,7	3,69
4,9	3,37
5,2	3,05
5,4	2,73
5,7	2,41
6,0	2,09
6,4	1,77
6,8	1,44
7,3	1,12
7,8	0,80

Για την συνέχεια του υπολογισμού πρέπει να δημιουργηθεί ένα προφίλ θερμοκρασιών για να μπορέσουμε τελικά να υπολογίσουμε τον συντελεστή λειτουργίας της αντλίας. Οι θερμοκρασίες αυτές είναι οι ίδιες με αυτές που εξάχθηκαν και για τον λέβητα από το σχήμα 12.

Βάση αυτού του διαγράμματος εξετάστηκαν οι θερμοκρασία από 1-18°C και προέκυψε:

Πίνακας 24. Συγκεντρωτικός πίνακας θερμοκρασιών και ωρών

Θερμοκρασίες (°C)	Συχνότητα (%)	Ώρες
1,5	0	0
2,5	0	0
3,5	1	51
4,5	2	102
5,5	2	102
6,5	3	153
7,5	5	254
8,5	6	305
9,5	4	204
10,5	6	305
11,5	8	407
12,5	8	407
13,5	7	356
14,5	8	407
15,5	8	407
16,5	7	356
17,5	5	254

Ο υπολογισμός των ωρών πραγματοποιήθηκε για τους χειμερινούς μήνες λειτουργίας όπως αναφέρεται και στο διάγραμμα. Οι μήνες που θα εξετασθούν είναι από τον Οκτώβριο έως τον Απρίλιο. Οπότε εξετάζουμε 7 μήνες δηλαδή 212 ημέρες.

Από τις 212 ημέρες \*24 ώρες έχουμε τις ώρες των 7 μηνών = 5088h. Με τον πολλαπλασιασμό των συχνοτήτων με τις ώρες προκύπτουν οι ώρες που εφαρμόζεται η κάθε θερμοκρασία.

Μέσω του COP της αντλία που έχει υπολογιστεί υπολογίζεται η μέση απορροφούμενη ενέργεια του συμπιεστή ανά ώρα:

$$\text{Απορροφούμενη ενέργεια συμπιεστή} = \frac{\text{Ισχύ της ανλίας}}{\text{COP}_{\Delta}} \text{ (kW)} \quad (7.1)$$

Πίνακας 25. Αποτελέσματα υπολογισμού μέσης απορροφούμενης ενέργειας συμπίεστη ανά ώρα.

Θερμοκρασία περιβάλλοντος (°C)	COP <sub>Δ</sub>
1,5	3,6
2,5	3,7
3,5	3,9
4,5	4,0
5,5	4,2
6,5	4,3
7,5	4,5
8,5	4,7
9,5	4,9
10,5	5,2
11,5	5,4
12,5	5,7
13,5	6,0
14,5	6,4
15,5	6,8
16,5	7,3
17,5	7,8

Για να μπορέσει να υπολογιστεί στην συνέχεια το ποσοστό ωρών λειτουργίας απαιτείται πρώτα ο υπολογισμός της θερμότητας που προσφέρεται, οπότε έχουμε:

$$\text{Θερμότητα που προσφέρεται} = \text{Ηλεκτρικό φορτίο} * \text{COP (kW)} \quad (7.2)$$

Πίνακας 26. Αποτελέσματα από τον υπολογισμό θερμότητας.

COP	Ηλεκτρικό φορτίου (kW)	Θερμότητα που προσφέρεται (kW)
3,6	2	7,30
3,7		7,40
3,9		7,80
4,0		8,00
4,2		8,40
4,3		8,60
4,5		9,00
4,7		9,34
4,9		9,80
5,2		10,40
5,4		10,80
5,7		11,40
6,0		12,00
6,4		12,80

6,8	2	13,43
7,3		14,31
7,8		15,33

Υπολογίζοντας την θερμότητα που προσφέρεται είναι πλέον δυνατό να υπολογιστεί το ποσοστό ωρών λειτουργίας της αντλίας για κάθε θερμοκρασία οπότε :

$$\text{Ποσοστό ωρών λειτουργίας αντλίας} = \frac{\text{Θερμικό φορτίο}}{\text{Θερμότητα που προσφέρεται}} \quad (7.3)$$

Πίνακας 27. Αποτελέσματα από τον υπολογισμό του ποσοστού ωρών λειτουργίας αντλία θερμότητας.

Θερμικό φορτίο(kW)	Θερμότητα που προσφέρεται (kW)	Ποσοστό λειτουργίας αντλίας
5,94	7,30	0,81
5,62	7,45	0,75
5,30	7,74	0,68
4,98	8,03	0,62
4,66	8,32	0,56
4,33	8,61	0,50
4,01	9,05	0,44
3,69	9,34	0,40
3,37	9,78	0,34
3,05	10,37	0,29
2,73	10,80	0,25
2,41	11,39	0,21
2,09	11,97	0,17
1,77	12,70	0,14
1,44	13,43	0,11
1,12	14,31	0,08
0,80	15,33	0,05

Έχοντας όλα τα ζητούμε τώρα μπορεί να γίνει ο υπολογισμός της κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας (kWh) για την κάθε θερμοκρασία και τελικά να προκύψουν οι συνολικές kWh που καταναλώθηκαν. Από τον παρακάτω τύπο προκύπτει ότι:

$$\begin{aligned} &\text{Κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας} \\ &= \text{Ποσοστό ωρών λειτουργίας της αντλίας} \\ &* \text{Μέση απορροφούμενη ενέργεια του συμπιεστή} \\ &* \text{Ώρες (kWh)} \end{aligned} \quad (7.4)$$

Τελικά προκύπτει:

Πίνακας 28. Αποτέλεσμα συνολικής ηλεκτρικής ενέργειας που καταναλώθηκε.

Θερμοκρασίες (°C)	Κατανάλωση (kWh)
1,5	0
2,5	0
3,5	69,8
4,5	126,3
5,5	114,0
6,5	153,8
7,5	225,9
8,5	241,6
9,5	140,5
10,5	179,9
11,5	205,9
12,5	172,4
13,5	124,3
14,5	113,3
15,5	87,7
16,5	56,0
17,5	26,7
	2038

Έχοντας τελικά από το σύνολο των kWh που καταναλώθηκαν (2038kWh) πολλαπλασιάζοντας για τιμή kWh 0,15€/ kWh έχουμε το τελικό κόστος ηλεκτρικής ενέργειας της αντλίας.

$$2038 * 0,15 = 305,7€$$

Το ποσό που προκύπτει αποτελεί τα συνολικά έξοδα λειτουργίας της αντλίας θερμότητας για τους 7 μήνες λειτουργίας της.

### **7.2.2 Λέβητας συμπύκνωσης**

Για τον λέβητα συμπύκνωσης η διαδικασία θα επαναληφθεί αλλά πιο σύντομα καθώς έχει πραγματοποιηθεί ο υπολογισμός της θερμότητας που προσφέρει καθώς και των ωρών εμφάνισης των θερμοκρασιών επόμενος έχοντας γνωστά τα προηγούμενα μπορεί να υπολογιστούν οι kWh του φυσικού αερίου από τον παρακάτω τύπο:

$$\text{kWh φυσικού αερίου} = \frac{\text{Ώρες} * \text{Θερμότητα που προσφέρεται}}{\text{Βαθμός απόδοσης}} \quad (7.5)$$

Πίνακας 29. Αποτελέσματα από τον υπολογισμό kWh φυσικού αερίου.

Βαθμός απόδοσης	Θερμότητα που προσφέρεται (Kw)	Ώρες	kWh φυσικού αερίου
0,951	6,25	0,0	0,0
0,953	5,90	0,0	0,0
0,954	5,55	51	283,4
0,955	5,21	102	530,3
0,956	4,87	102	496,6
0,957	4,53	153	691,3
0,958	4,19	254	1067,9
0,959	3,85	305	1175,3
0,960	3,51	204	716,2
0,961	3,18	305	969,9
0,962	2,84	407	1157,1
0,968	2,49	407	1012,5
0,978	2,13	356	774,2
0,984	1,79	407	730,4
1,000	1,44	407	601,3
1,004	1,12	356	398,6
1,010	0,79	254	204,2
			10809,2

Έχοντας το σύνολο kWh του φυσικού αερίου μπορούμε να το διαιρέσουμε με την ΑΘΔ του αερίου με σκοπό να προκύψουν τελικά τα κυβικά που κατανάλωσε ο λέβητας.

Άρα για ΑΘΔ=11kWh/Nm<sup>3</sup> έχουμε:

$$\text{Όγκος φυσικού αερίου} = \frac{10809}{11,5} = 939\text{Nm}^3$$

Έχοντας την τελική κατανάλωση του λέβητα για την επτάμηνη λειτουργία την πολλαπλασιάζουμε με το κόστος χρέωσης του φυσικού αερίου το οποίο θα θεωρηθεί 0,45€/m<sup>3</sup>.

Άρα 939\*0,45= 423€

### **7.3 Υπολογισμός παρούσας αξίας επένδυσης**

Υπάρχουν αρκετοί τρόποι για να συγκριθούν δύο εναλλακτικές επενδύσεις. Αυτός που βρίσκει την μεγαλύτερη εφαρμογή είναι το κόστος κύκλου ζωής (Life,Cycle,Cost,LCC). Το LCC μιας επένδυσης είναι το σύνολο της παρούσας αξίας όλων των ταμειακών ροών που προκαλεί (και μπορεί να αξιολογηθεί με δεδομένο επιτόκιο) και του αρχικού κόστους της επένδυσης.



Για τον υπολογισμό της παρούσας αξίας όμως πρέπει πρώτα να υπολογιστεί ο συντελεστής παρούσας αξίας (PWF). Ο υπολογισμός πραγματοποιείται από τον παρακάτω τύπο:

$$PWF = \frac{[(1 + i)^n - 1]}{i(1 + i)^n} \quad (7.6)$$

Όπου :

i = προεξοφλητικό επιτόκιο

n = χρόνια λειτουργίας

(Newman, 2004)

Ο υπολογισμός της παραπάνω σχέσης θα πραγματοποιηθεί για 3 διαφορετικά επιτόκια 3, 5 και 7% με σκοπό να φάνει η διαφοροποίηση του συντελεστή και της παρούσας αξίας. Ο χρόνος λειτουργίας των μηχανημάτων θεωρείται 20 χρόνια οπότε:

Για επιτόκιο 3%:

$$PWF = \frac{[(1 + 0,03)^{20} - 1]}{[0,03(1 + 0,03)^{20}]} = 14,88$$

Για επιτόκιο 5%:

$$PWF = \frac{((1 + 0,05)^{20} - 1)}{(0,05(1 + 0,05)^{20})} = 12,46$$

Για επιτόκιο 7%:

$$PWF = \frac{[(1 + 0,07)^{20} - 1]}{[0,07(1 + 0,07)^{20}]} = 10,59$$

Υπολογισμός ΠΑ αντλίας θερμότητας με βάση ανώτερα PWF.

Για τον υπολογισμό έχουμε γνωστά την τιμή αγοράς της αντλία στα 4000€ τα ετήσια έξοδα συντήρησης στα 100€ και το κόστος λειτουργίας που υπολογίστηκε παραπάνω για την περίοδο λειτουργίας που ορίστηκε στα 305,7€ οπότε:

Η παρούσα αξία για 3% επιτόκιο προκύπτει:

$$ΠΑ=4000+(14,88*(305,7+100))= 10035€$$

Η παρούσα αξία για 5% επιτόκιο προκύπτει:

$$ΠΑ=4000+(12,46*(150,3+100))= 9055€$$

Η παρούσα αξία για 7% επιτόκιο προκύπτει:

$$ΠΑ=4000+(10,59*(150,3+100))= 8298€$$

Μέσω αυτής της πράξης προκύπτει τελικά το κόστος θέρμανσης σε παρόντα χρήματα για τις διάφορες περιπτώσεις επιτοκίου.

Διαιρώντας το κόστος θέρμανσης με τις ετήσιες kWh επί τα 20 χρόνια λειτουργίας του, προκύπτει το κόστος της θερμικής kWh σε παρούσα αξία.

Άρα:

Το κόστος θερμικής kWh για 3% προεξοφλητικό επιτόκιο είναι ίσο με:

$$10035/(10423*20) = 0,048€/kWh$$

Το κόστος θερμικής kWh για 5% προεξοφλητικό επιτόκιο είναι ίσο με:

$$9055/(10423*20) = 0,043€/kWh$$

Το κόστος θερμικής kWh για 7% προεξοφλητικό επιτόκιο είναι ίσο με:

$$8298/(10423*20) = 0,040€/kWh$$

Οπότε το κόστος που προκύπτει για κάθε περίπτωση είναι:

Αντίστοιχα υπολογίζεται η ΠΑ του λέβητα συμπύκνωσης με βάση τα ανώτερα PWF. Για τον υπολογισμό έχουμε γνωστά την τιμή αγοράς του λέβητα συμπύκνωσης στα 1700€ τα ετήσια έξοδα συντήρησης στα 100€ και το κόστος λειτουργίας που υπολογίστηκε παραπάνω για την περίοδο λειτουργίας που ορίστηκε στα 432€ ακολουθώντας την ίδια διαδικασία:

Η παρούσα αξία για 3% προεξοφλητικό επιτόκιο προκύπτει:

$$ΠΑ=1700+(14,88*(423+100))= 9480,4€$$

Η παρούσα αξία για 5% προεξοφλητικό επιτόκιο προκύπτει:

$$ΠΑ=1700+(12,46*(423+100))= 8217,3€$$

Η παρούσα αξία για 7% προεξοφλητικό επιτόκιο προκύπτει:

$$ΠΑ=1700+(10,59*(423+100))= 7240,3€$$

Αντίστοιχα προκύπτει το τελικό κόστος θέρμανσης σε παρόντα χρήματα για κάθε περίπτωση.

Ακολουθώντας την ίδια διαδικασία γίνεται ο υπολογισμός του κόστους της θερμικής kWh του φυσικού αερίου σε παρούσα αξία

Άρα:

Το κόστος θερμικής kWh φυσικού αερίου για 3% επιτόκιο είναι ίσο με:

$$9480,4/(10423*20) = 0,045€/kWh$$

Το κόστος θερμικής kWh φυσικού αερίου για 5% επιτόκιο είναι ίσο με:

$$8217,3/(10423*20) = 0,039€/kWh$$

Το κόστος θερμικής kWh φυσικού αερίου για 7% επιτόκιο είναι ίσο με:

$$7240,3/(10423*20) = 0,035€/kWh$$

## **Κεφάλαιο 8**

### **Energy plus**

Το energy plus είναι ένα πρόγραμμα ενεργειακής ανάλυσης και προσομοίωσης θερμικού φορτίου. Με βάση την περιγραφή ενός κτηρίου την οποία εισάγει ο χρήστης σε ότι αφορά τον φυσικό σχεδιασμό του κτηρίου, δηλαδή από την εισαγωγή του σχεδίου έως τα χαρακτηριστικά του κτηρίου σε ότι έχει να κάνει με τα δομικά του υλικά και τα σχετικά συστήματα που θα θερμάνουν ή θα ψύξουν τον χώρο. Με βάση αυτών των δεδομένων το energy plus υπολογίζει τα φορτία θέρμανσης ψύξης που είναι απαραίτητα για την διατήρηση των σημείων ρύθμισης θερμικού ελέγχου (set point) που έχουν οριστεί, και επίσης υπολογίζει την ενέργεια που καταναλώνεται από τον εξοπλισμό (φωτισμού, θέρμανσης) καθώς και πολλές άλλες λεπτομέρειες που είναι απαραίτητες για να επαληθευτεί ότι η προσομοίωση λειτουργεί σε δεδομένα τα οποία είναι πάρα πολύ κοντά σε αυτά που θα είχε ένα πραγματικό κτήριο.

### **8.1 Δυνατότητες προσομοίωσης αντλίας θερμότητας και λέβητα συμπύκνωσης.**

Η εξοικονόμηση ενέργειας και η μείωση των εκπομπών είναι δύο σημαντικοί παράγοντες στην παγκόσμια έρευνα. Ένας από τους βασικότερους τομείς έρευνας στην ΕΕ είναι τα κτήρια με 40% ενεργειακής κατανάλωσης και 36% εκπομπή CO<sub>2</sub>. Βασίζόμενοι στα παραπάνω δεδομένα αντιλαμβανόμαστε τη σημαντικότητα πραγματοποίησης προσομοιώσεων στα κτήρια οι οποίες μπορούν να οδηγήσουν σε διάφορα συμπεράσματα με σκοπό την δημιουργία κτηρίου ενεργειακά αποδοτικού. Το πρώτο βήμα για την μείωση των φορτίων του κτηρίου μπορεί να πραγματοποιηθεί με αύξηση της μόνωσης σε συνδυασμό με δράσεις εκμετάλλευσης των ηλιακών κερδών, έτσι ώστε να μειωθεί το φορτίο θέρμανσης κατά την διάρκεια του χειμώνα. Το δεύτερο βήμα είναι η σωστή επιλογή συστημάτων θέρμανσης και ψύξης και αν είναι δυνατό να συνδυάζονται με συστήματα ανανεώσιμων πηγών ενέργειας.

#### **8.1.1 Αντλία θερμότητας νερού-νερού**

Τα τελευταία χρόνια μια από τις πιο συχνά επιλεγμένες λύσεις εγκαταστάσεων για κλιματισμό σε κτήρια είναι οι αντλίες θερμότητας που είναι ικανές να καλύψουν την ζήτηση του κτηρίου τόσο στην θέρμανση όσο και στην ψύξη. Παρόλα αυτά η απόδοση της αντλίας θερμότητας εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από διάφορους παράγοντες συμπεριλαμβανομένων των θερμοκρασιών ξηρού και υγρού βολβού όπως επίσης και από τις ιδιότητες του εναλλάκτη που χρησιμοποιείται στην εγκατάσταση. Στο energy plus υπάρχουν δύο διαφορετικές επιλογές για την μοντελοποίηση των αντλιών θερμότητας νερού-νερού, δηλαδή την μέθοδο προσαρμοσμένης καμπύλης και το μοντέλο εκτίμησης παραμέτρων. Η μέθοδος προσαρμοσμένης καμπύλης επιτρέπει ταχύτερη προσομοίωση της αντλίας θερμότητας

νερού-νερού αποφεύγοντας τα μειονεκτήματα που σχετίζονται με το πιο υπολογιστικά ακριβό μοντέλο με βάση την εκτίμηση παραμέτρων. Οι μεταβλητές που επηρεάζουν την απόδοση της αντλίας θερμότητας νερού-νερού είναι κυρίως η θερμοκρασία του νερού εισαγωγής και ο ρυθμός ροής του όγκου του νερού. Οι εξισώσεις που διέπουν την μέθοδο προσαρμοσμένης καμπύλης για την λειτουργία ψύξης και θέρμανσης είναι οι παρακάτω:

Λειτουργία ψύξης:

$$\frac{Q_C}{Q_{C,ref}} = A_1 + A_2 \left( \frac{T_{L,in}}{T_{ref}} \right) + A_3 \left( \frac{T_{S,in}}{T_{ref}} \right) + A_4 \left( \frac{V_L}{V_{L,ref}} \right) + A_5 \left( \frac{V_S}{V_{S,ref}} \right) \quad (8.1)$$

$$\frac{P_C}{P_{C,ref}} = B_1 + B_2 \left( \frac{T_{L,in}}{T_{ref}} \right) + B_3 \left( \frac{T_{S,in}}{T_{ref}} \right) + B_4 \left( \frac{V_L}{V_{L,ref}} \right) + B_5 \left( \frac{V_S}{V_{S,ref}} \right) \quad (8.2)$$

Λειτουργία θέρμανσης:

$$\frac{Q_H}{Q_{H,ref}} = D_1 + D_2 \left( \frac{T_{L,in}}{T_{ref}} \right) + D_3 \left( \frac{T_{S,in}}{T_{ref}} \right) + D_4 \left( \frac{V_L}{V_{L,ref}} \right) + D_5 \left( \frac{V_S}{V_{S,ref}} \right) \quad (8.3)$$

$$\frac{P_H}{P_{H,ref}} = E_1 + E_2 \left( \frac{T_{L,in}}{T_{ref}} \right) + E_3 \left( \frac{T_{S,in}}{T_{ref}} \right) + E_4 \left( \frac{V_L}{V_{L,ref}} \right) + E_5 \left( \frac{V_S}{V_{S,ref}} \right) \quad (8.4)$$

Όπου:

$A_i, B_i, D_i, E_i$  : Συντελεστές προσαρμογής εξίσωσης για λειτουργία ψύξης και θέρμανσης

$T_{ref}$  : Θερμοκρασία αναφοράς  $273,15+T_{ref}$ [K]

$T_{L,in}$  : Θερμοκρασία εισόδου του νερού πλευράς φορτίου [K]

$T_{S,in}$  : Θερμοκρασία εισόδου νερού από την πλευρά της πηγής [K]

$V_L$  : Ογκομετρική παροχή πλευράς φορτίου [ $m^3/s$ ]

$V_S$  : Ογκομετρική παροχή πλευράς πηγής [ $m^3/s$ ]

$Q_C, Q_H$ : Μεταφορά θερμότητας στην πλευρά φορτίου[W]

$P_C, P_H$ : Κατανάλωση ενέργειας (ψύξης/θέρμανσης) [W]

Ref: Ο δείκτης αυτός υποδεικνύει τις τιμές σε συνθήκες αναφοράς

Οι παραπάνω λειτουργίες ψύξης και οι συνθήκες αναφοράς ισχύουν μόνο όταν η αντλία λειτουργεί στη μέγιστη ονομαστική της ικανότητα για κάθε περίπτωση που δίνεται από τον κατασκευαστή. Παρόλα αυτά όμως η παραπάνω προϋπόθεση δεν

ισχύει διότι δεν ταιριάζει με την πραγματική συμπεριφορά της αντλίας καθώς η απόδοση της μπορεί να είναι ακόμη μεγαλύτερη από εκείνη της ονομαστικής.

Με την επιλογή της μεθόδου προσαρμοσμένης καμπύλης για την μοντελοποίηση της αντλίας θερμότητας νερού-νερού πρέπει να καθοριστούν οι παράμετροι στις συνθήκες αναφοράς και να παρέχεται η εξίσωση προσαρμογής των συντελεστών. Οι συντελεστές απόδοσης σε λειτουργία ψύξης και θέρμανσης αξιολογούνται ως η αναλογία μεταξύ του χρήσιμου ρυθμού μεταφοράς θερμότητας (σχέση 8.1 και 8.3) και της κατανάλωσης ισχύος (σχέση 8.2 και 8.4). Οι εξισώσεις τους ως συνάρτηση των θερμοκρασιών εισόδου και του ογκομετρικού ρυθμού ροής είναι:

Λειτουργία ψύξης:

$$\frac{EER}{EER_{ref}} = \frac{A_1 + A_2 \left( \frac{T_{L,in}}{T_{ref}} \right) + A_3 \left( \frac{T_{S,in}}{T_{ref}} \right) + A_4 \left( \frac{V_L}{V_{L,ref}} \right) + A_5 \left( \frac{V_S}{V_{S,ref}} \right)}{B_1 + B_2 \left( \frac{T_{L,in}}{T_{ref}} \right) + B_3 \left( \frac{T_{S,in}}{T_{ref}} \right) + B_4 \left( \frac{V_L}{V_{L,ref}} \right) + B_5 \left( \frac{V_S}{V_{S,ref}} \right)} \quad (8.5)$$

$$\frac{COP}{COP_{ref}} = \frac{D_1 + D_2 \left( \frac{T_{L,in}}{T_{ref}} \right) + D_3 \left( \frac{T_{S,in}}{T_{ref}} \right) + D_4 \left( \frac{V_L}{V_{L,ref}} \right) + D_5 \left( \frac{V_S}{V_{S,ref}} \right)}{E_1 + E_2 \left( \frac{T_{L,in}}{T_{ref}} \right) + E_3 \left( \frac{T_{S,in}}{T_{ref}} \right) + E_4 \left( \frac{V_L}{V_{L,ref}} \right) + E_5 \left( \frac{V_S}{V_{S,ref}} \right)} \quad (8.6)$$

### **8.1.2 Αντλία θερμότητας αέρα-αέρα**

Και σε αυτή την περίπτωση οι αντλίες θερμότητας αέρα-αέρα μοντελοποιούνται με την μέθοδο προσαρμοσμένης καμπύλης. Υποθέτοντας σταθερή παροχή ογκομετρικής παροχής αέρα ως συνθήκες λειτουργίας, η ψυκτική και η θερμική ισχύ όπως επίσης και το EER και COP εξαρτώνται αποκλειστικά από τις θερμοκρασίες και οι επιλεγμένες εξισώσεις για την μοντελοποίηση της αντλίας θερμότητας αέρα-αέρα είναι διφασικές. Πιο συγκεκριμένα η απόδοση εξαρτάται από την θερμοκρασία εισόδου αέρα υγρού βολβού στην πλευρά φορτίου ( $T_{L,in,wb}$ ) και την θερμοκρασία εισόδου αέρα ξηρού βολβού από την πηγή ( $T_{S,in,db}$ ), για την περίπτωση ψύξης, από την θερμοκρασία εισόδου του αέρα ξηρού βολβού στην πλευρά του φορτίου ( $T_{L,in,db}$ ) και την θερμοκρασία εισόδου αέρα ξηρού βολβού από την πηγή ( $T_{S,in,db}$ ) για την περίπτωση θέρμανσης.

Λειτουργία ψύξης:

$$\frac{Q_C}{Q_{C,ref}} = a_0 + a_1 * T_{L,in,wb} + a_2 * T_{L,in,wb}^2 + a_3 * T_{S,in,db} + a_4 * T_{S,in,db}^2 + a_5 * T_{L,in,wb} * T_{S,in,db} \quad (8.7)$$

$$\frac{EER}{EER_{ref}} = b_0 + b_1 * T_{L,in\ wb} + b_2 * T_{L,in\ wb}^2 + b_3 * T_{S,in\ db} + b_4 * T_{S,in\ db}^2 + b_5 * T_{L,in,wb} * T_{S,in\ db} \quad (8.8)$$

Λειτουργία θέρμανσης:

$$\frac{Q_H}{Q_{H,ref}} = c_0 + c_1 * T_{L,in\ db} + c_2 * T_{L,in\ db}^2 + c_3 * T_{S,in\ db} + c_4 * T_{S,in\ db}^2 + a_5 * T_{L,in,db} * T_{S,in\ db} \quad (8.9)$$

$$\frac{COP}{COP_{ref}} = d_0 + d_1 * T_{L,in\ db} + d_2 * T_{L,in\ db}^2 + d_3 * T_{S,in\ db} + d_4 * T_{S,in\ db}^2 + d_5 * T_{L,in,db} * T_{S,in\ db} \quad (8.10)$$

Όπου:

$Q_C, Q_H$ : Ρυθμός μεταφοράς θερμότητας στην πλευρά φορτίου [W]

EER: Συνολική επίδοση σε λειτουργία ψύξης

EIR: Συντελεστής επίδοσης σε λειτουργία ψύξης (=1/EER)

COP: Συνολική επίδοση σε λειτουργία θέρμανσης

$a_i, b_i, d_i, e_i$  : Συντελεστές προσαρμογής εξίσωσης για λειτουργία ψύξης και θέρμανσης

$T_{L,in,wb}$ : Θερμοκρασία εισόδου αέρα υγρού βολβού στην πλευρά φορτίου [K]

$T_{S,in,db}$  : Θερμοκρασία εισόδου αέρα ξηρού βολβού στην πλευρά φορτίου [K]

$T_{L,in,db}$  : Θερμοκρασία εισόδου αέρα υγρού βολβού στην πλευρά πηγής [K]

(Priarone and Fossa, 2020)

## **8.2 Λέβητες συμπύκνωσης**

Το αντικείμενο εισαγωγής Boiler Hot Water παρέχει ένα απλό μοντέλο για λέβητες που το μόνο που απαιτεί από τον χρήστη είναι την ονομαστική χωρητικότητα του και την θερμική απόδοση. Μια καμπύλη απόδοσης μπορεί επίσης να χρησιμοποιηθεί για να αντιπροσωπεύει με μεγαλύτερη ακρίβεια την απόδοση των μη ηλεκτρικών λεβήτων αλλά δεν θεωρείται απαραίτητο . Ο τύπος καυσίμου εισάγεται από τον χρήστη για ενεργειακούς υπολογισμούς. Το μοντέλο βασίζεται στις ακόλουθες 3 εξισώσεις:

$$\begin{aligned} & \text{Λόγος μερικού φορτίου λειτουργίας} \\ & = \frac{\text{Φορτίο λέβητα}}{\text{Ονομαστική χωρητικότητα λέβητα}} \quad (8.11) \end{aligned}$$

$$\text{Θεωρητικό καύσιμο για χρήση} = \frac{\text{Φορτίο λέβητα}}{\text{Ονομαστική θερμική απόδοση}} \quad (8.12)$$

$$\text{Καύσιμο που χρησιμοποιήθηκε} = \frac{\text{Θεωρητικό καύσιμο για χρήση}}{\text{Καμπύλη απόδοσης λέβητα}} \quad (8.13)$$

$$\begin{aligned} & \text{Καύσιμο που χρησιμοποιήθηκε} \\ & = \frac{\text{Φορτίο λέβητα}}{(\text{Ονομαστική θερμική απόδοση}) * (\text{Καμπύλη απόδοσης λέβητα})} \quad (8.14) \end{aligned}$$

Η τελική εξίσωση παραπάνω περιλαμβάνει την επίδραση της προαιρετικής καμπύλης απόδοσης λέβητα. Για να επισημανθεί η χρήση της κανονικής καμπύλης απόδοσης του λέβητα χρησιμοποιείται επίσης η εξίσωση χρήσης καυσίμου. Η κανονική καμπύλη απόδοσης του λέβητα αντιπροσωπεύει τις αλλαγές στην θερμική απόδοση του λέβητα λόγω φορτίων και αλλαγών θερμοκρασίας λειτουργίας. Σε περίπτωση που η καμπύλη απόδοσης του λέβητα δεν χρησιμοποιηθεί η ονομαστική θερμική απόδοση του λέβητα παραμένει σταθερή για όλη την διάρκεια της προσομοίωσης οπότε ισχύει ότι Boiler Efficiency Curve Output=1. Σε περίπτωση που χρησιμοποιείται η καμπύλη απόδοσης του λέβητα μπορεί να χρησιμοποιηθεί οποιοδήποτε έγκυρο αντικείμενο καμπύλης με 1 ή 2 ανεξάρτητες μεταβλητές. Οι τύποι γραμμικής, τετραγωνικής και κυβικής καμπύλης μπορεί να χρησιμοποιηθούν όταν η απόδοση του λέβητα είναι αποκλειστικά συνάρτηση του φορτίου του λέβητα ή του λόγου μερικού φορτίου. Αυτοί οι τύποι καμπυλών χρησιμοποιούνται όταν ο λέβητας λειτουργεί στην καθορισμένη θερμοκρασία που έχει ρυθμιστεί για όλη την διάρκεια της προσομοίωσης. Για όλους τους τύπους καμπυλών το μερικό φορτίο της αντλίας συμπυκνωμάτων είναι πάντα η ανεξάρτητη μεταβλητή x. Όταν χρησιμοποιούνται τύποι καμπυλών με 2 ανεξάρτητες μεταβλητές η θερμοκρασία του νερού του λέβητα είναι πάντα η ανεξάρτητη μεταβλητή y και μπορεί να αντιπροσωπεύει είτε τη θερμοκρασία εισόδου είτε εξόδου ανάλογα με τα στοιχεία που έχουν εισαχθεί από τον χρήστη.

Μια ανεξάρτητη μεταβλητή:

$$\text{Καμπύλη απόδοσης λέβητα} = C_1 + C_2(\text{PLR}) \text{ (γραμμική)} \quad (8.15)$$

$$\text{Καμπύλη απόδοσης λέβητα} = C_1 + C_2(\text{PLR}) + C_3 (\text{PLR})^2 \text{ (τετραγωνική)} \quad (8.16)$$

$$\begin{aligned} & \text{Καμπύλη απόδοσης λέβητα} \\ & = C_1 + C_2(\text{PLR}) + C_3(\text{PLR})^2 + C_4(\text{PLR})^3 \text{ (κυβική)} \quad (8.17) \end{aligned}$$

Δύο ανεξάρτητες μεταβλητές :



Καμπύλη απόδοσης λέβητα

$$= C_1 + C_2(\text{PLR}) + C_3(\text{PLR})^2 + (C_4 + C_5(\text{PRL}) + C_6(\text{PRL})^2)(\text{Twater}) \quad (8.18)$$

Καμπύλη απόδοσης λέβητα

$$= C_1 + C_2(\text{PLR}) + C_3(\text{PLR})^2 + C_4(\text{Twater}) + C_5(\text{Twater})^2 + C_6(\text{PLR})(\text{Twater}) \quad (8.19)$$

Καμπύλη απόδοσης λέβητα

$$= C_1 + C_2(\text{PLR}) + C_3(\text{PLR})^2 + C_4(\text{Twater}) + C_5(\text{Twater})^2 + C_6(\text{PLR})(\text{Twater}) + C_7(\text{PLR})^3 + C_8(\text{Twater})^3 + C_9(\text{PRL})^2(\text{Twater}) + C_{10}(\text{PRL})(\text{Twater})^2 \quad (8.20)$$

Όπου:

PLR: Λόγος μερικού φορτίου.

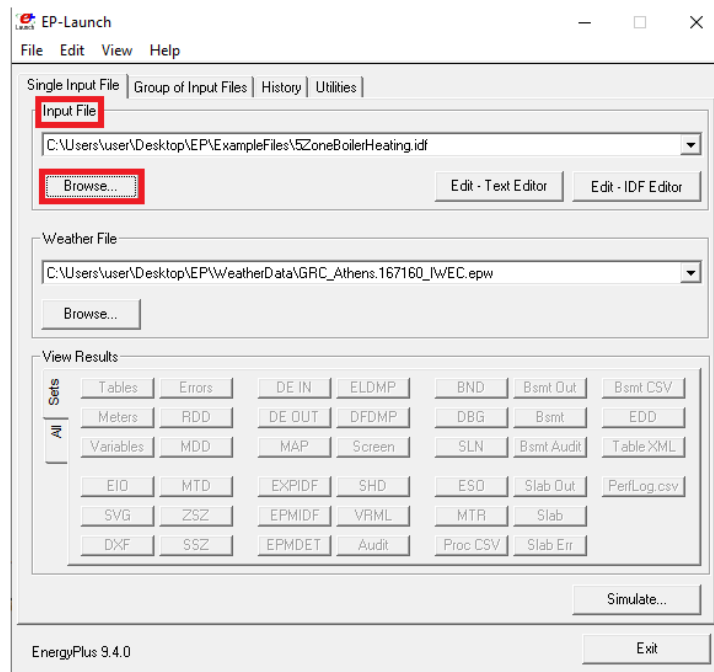
Η χρήση των 2 μεταβλητών δίνει πιο λεπτομερή προσομοίωση όταν η απόδοση του λέβητα ποικίλλει ανάλογα με την αναλογία μερικού φορτίου καθώς η θερμοκρασία του νερό που εξέρχεται από τον λέβητα με την πάροδο του χρόνου αλλάζει λόγω του φορτίου ή λόγω της αλλαγής θερμοκρασία του νερού σημείου αναφοράς (Energy plus, 2020).

### **8.3 Δημιουργία αρχείων για το Energy Plus**

Για την δημιουργία αρχείων εισόδου στο energy plus χρησιμοποιείται ο IDF Editor. Για την εισαγωγή σχεδίων στο energy plus χρησιμοποιούνται προγράμματα όπως το OpenStudio το οποίο συνδέει το πρόγραμμα Google SketchUp στο οποίο δημιουργείται το σχέδιο και μέσω των προγραμμάτων εισάγεται το σχέδιο σε μορφή DXF έτσι ώστε να εντοπίζεται από το energy plus και να πραγματοποιείται η μελέτη τελικά σε δεδομένα που η γεωμετρία είναι η επιθυμητή. Το OpenStudio είναι μια δωρεάν προσθήκη για το πρόγραμμα σχεδίασης Google SketchUp . Η προσθήκη διευκολύνει την δημιουργία και την επεξεργασία της γεωμετρίας του κτήριο. Επίσης με την προσθήκη του SketchUp υπάρχει και η δυνατότητα να ανοίξει ήδη υπάρχον αρχείο

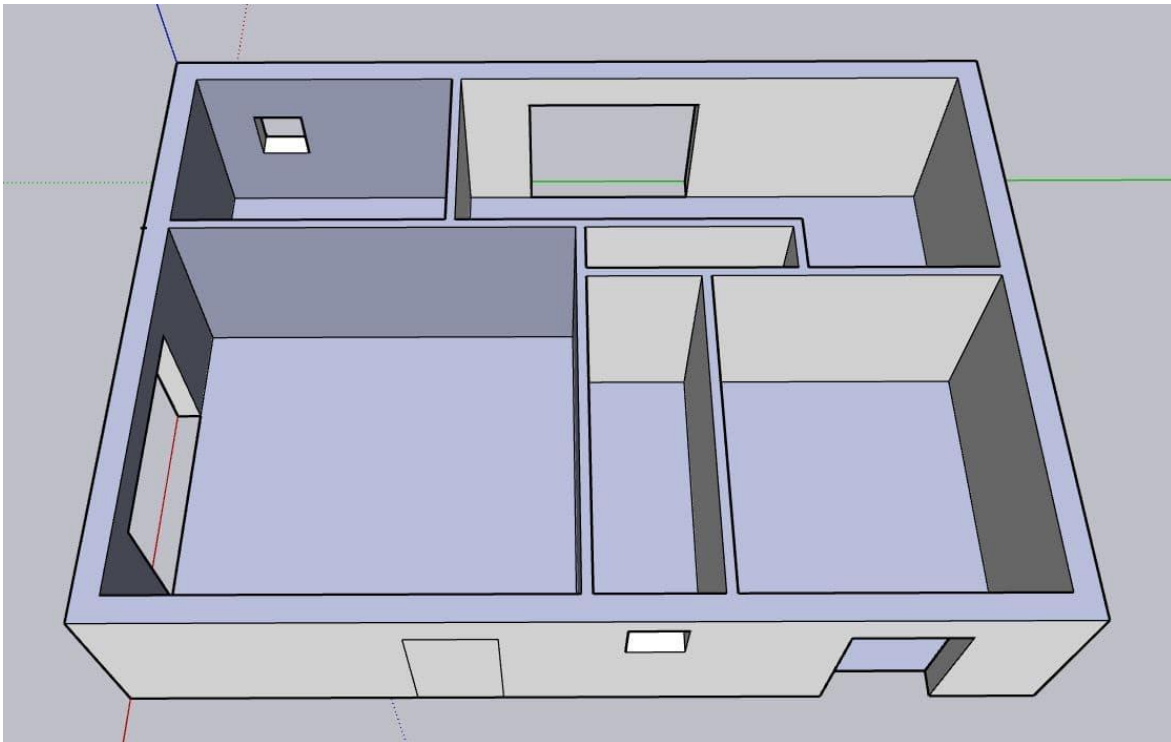
προσομοίωσης του energy plus. Αποτέλεσμα χρήσης του SketchUp είναι ότι υπάρχει η δυνατότητα χρήσης του energy plus χωρίς περιορισμούς. Η είσοδος του αρχείου το οποίο επιθυμούμε να χρησιμοποιήσουμε και εφόσον το έχουμε βάλει στον φάκελο του energy plus πραγματοποιείται μέσω του Laucher του energy plus με τον παρακάτω τρόπο:

Στην συγκεκριμένη πρώτη περίπτωση κτηρίου το οποίο λειτουργεί με λέβητα για σύστημα θέρμανσης έχει διαμορφωθεί το παρακάτω αρχείο για την περίπτωση της μελέτης.

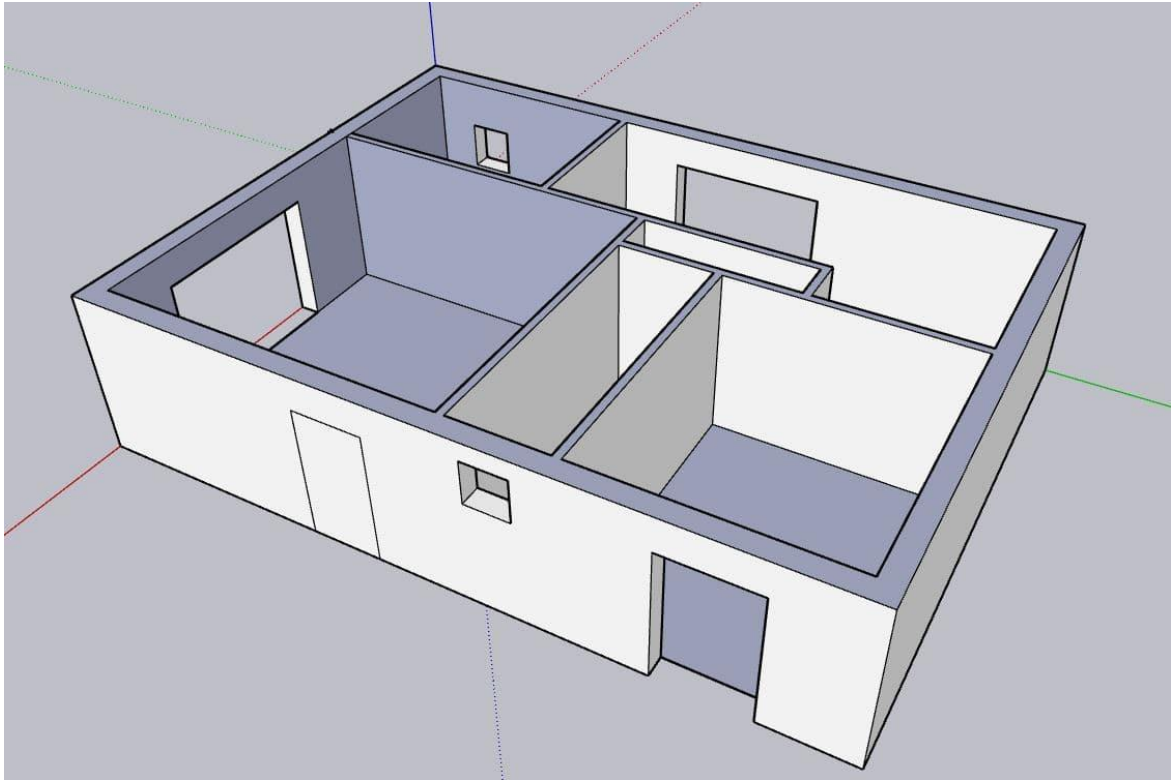


Σχήμα 22 Επιλογή αρχείου λέβητα συμπύκνωσης

Ακολουθεί το σχέδιο που πραγματοποιήθηκε η μελέτη.



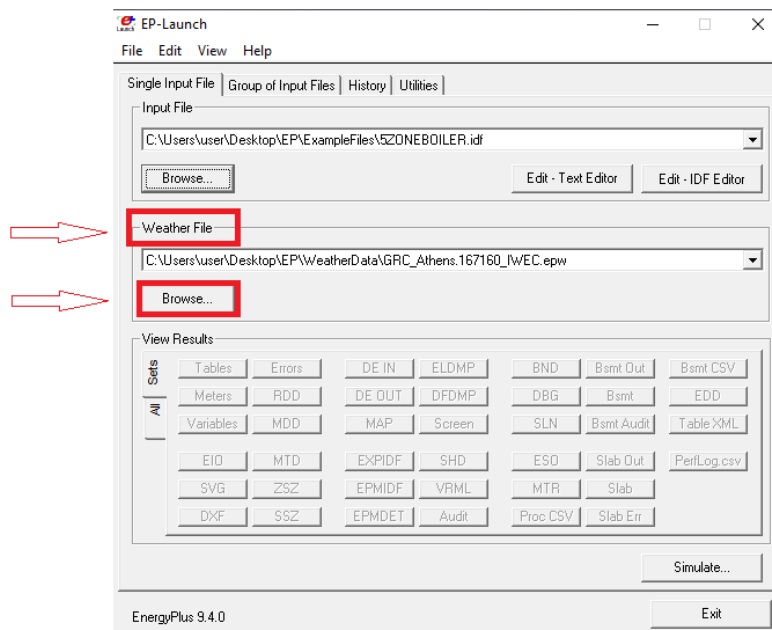
Σχήμα 23 Κτήριο 3 διαστάσεων



Σχήμα 24. 3 Κτήριο 3 διαστάσεων

## 8.4 Εισαγωγή δεδομένων καιρού

Για την συνέχεια της προσομοίωσης απαιτείται η εισαγωγή των καιρικών δεδομένων για να μπορούμε να είμαστε όσο είναι το δυνατόν πιο ακριβείς. Τα δεδομένα καιρού μπορούν να χρησιμοποιηθούν για διάφορους σκοπούς μέσω του energy plus. Όπως αναφέρθηκε δηλαδή για εξέταση του μοντέλου για πραγματική χρήση ενέργειας βάση των συνθηκών που επικρατούν. Στην περίπτωση του υπολογισμού έγινε εισαγωγή των θερμοκρασιακών τιμών για την Αθήνα μέσω του launcher με τον παρακάτω τρόπο:



Σχήμα 25. Επιλογή αρχείου καιρού.

Μετά από αυτή την διαδικασία πλέον μπορεί να γίνει η ρύθμιση των παραμέτρων της κατοικία και για της δύο περιπτώσης η μονή διαφορά θα είναι το σύστημα θέρμανσης, για την μία περίπτωση θα είναι η αντλία θερμότητας και για την άλλη ο λέβητας συμπύκνωσης, όλες οι υπόλοιπες παράμετροι που θα οριστούν θα είναι οι ίδιες για τις δύο περιπτώσεις σπιτιών. Οι παράμετροι έχουν να κάνουν με τα δομικά στοιχεία της κατοικίας, και την ισχύ των μηχανημάτων τα οποία θεωρήθηκαν ίσα με αυτά που υπολογίστηκαν στα προηγούμενα κεφάλαια (Energy plus, 2020).

Ακολουθούν ονομαστικά οι παράμετροι που εισάχθηκαν στο σύστημα μέσω του IDF Editor στο Launcher:

Field	Units	Obj1
Name		ATHENS_GRC
Latitude	deg	37.98
Longitude	deg	23.72
Time Zone	hr	2
Elevation	m	15

Σχήμα 26. Συντεταγμένες περιοχής.

Field	Units	Obj1
Name		ATHENS_GRC
Month		1
Day of Month		21
Day Type		WinterDesignDay
Maximum Dry-Bulb Temperature	C	8.7
Daily Dry-Bulb Temperature Range	deltaC	0
Dry-Bulb Temperature Range Modifier Type		
Dry-Bulb Temperature Range Modifier Day Schedule N.		
Humidity Condition Type		Wetbulb
Wetbulb or DewPoint at Maximum Dry-Bulb	C	8.7
Humidity Condition Day Schedule Name		
Humidity Ratio at Maximum Dry-Bulb	kgWater/kgDryA	
Enthalpy at Maximum Dry-Bulb	J/kg	
Daily Wet-Bulb Temperature Range	deltaC	
Barometric Pressure	Pa	101145
Wind Speed	m/s	3.5
Wind Direction	deg	0
Rain Indicator		No
Snow Indicator		No
Daylight Saving Time Indicator		No
Solar Model Indicator		ASHRAEClearSky
Beam Solar Day Schedule Name		
Diffuse Solar Day Schedule Name		
ASHRAE Clear Sky Optical Depth for Beam Irradiance (	dimensionless	
ASHRAE Clear Sky Optical Depth for Diffuse Irradiance	dimensionless	
Sky Clearness		0
Maximum Number Warmup Days		

Σχήμα 27. Δημιουργία 24ωρου προφίλ του καιρού.

Field	Units	Obj1
Name		Run Period 1
Begin Month		1
Begin Day of Month		1
Begin Year		
End Month		12
End Day of Month		31
End Year		
Day of Week for Start Day		Tuesday
Use Weather File Holidays and Special Days		Yes
Use Weather File Daylight Saving Period		Yes
Apply Weekend Holiday Rule		No
Use Weather File Rain Indicators		Yes
Use Weather File Snow Indicators		Yes
Treat Weather as Actual		

Σχήμα 28. Διάρκεια προσομοίωσης.

Field	Units	Obj1	Obj2	Obj3	Obj4	Obj5	Obj6	Obj7	Obj8	Obj9
Name		Concrete: Limestone concretes - 1920 kg/m <sup>3</sup> - 28mm	Concrete: Limestone concretes - 1920 kg/m <sup>3</sup> - 25mm	Brick - fired clay - 1760 kg/m <sup>3</sup> - 90mm	G01a 2mm gypsum board	I02 3mm insulation board	Tile and lay-in panels - plain or acoustic - 3mm	Tile and lay-in panels - plain or acoustic - 5mm	Hardwood - 40mm	Hardwood - 25mm
Roughness		MediumRough	MediumRough	MediumRough	MediumSmooth	MediumRough	MediumSmooth	MediumSmooth	MediumSmooth	MediumSmooth
Thickness	m	0.28	0.25	0.09	0.02	0.03	0.03	0.05	0.40	0.025
Conductivity	W/mK	1.14	1.14	0.78	0.16	0.03	0.057	0.057	0.167	0.167
Density	kg/m <sup>3</sup>	1920	1920	1760	800	43	290	290	680	680
Specific Heat	J/kgK	900	900	790	1090	1210	590	590	1630	1630

Σχήμα 29. Δομικά υλικά κτηρίου.

Field	Units	Obj1	Obj2	Obj3	Obj4	Obj5	Obj6
Name		Exterior Wall	Roof	Floor	Window	Door	Interior Wall
Outside Layer		G01a 2mm gypsum board	Tile and lay-in panels - plain or acoustic - 3mm	Concrete: Limestone concretes - 1920 kg/m <sup>3</sup> - 25mm	CLEAR 3MM	Hardwood - 40mm	G01a 2mm gypsum
Layer 2		Brick - fired clay - 1760 kg/m <sup>3</sup> - 90mm	Concrete: Limestone concretes - 1920 kg/m <sup>3</sup> - 28mm	I02 3mm insulation board	AIR 13MM		Brick - fired clay - 1
Layer 3		I02 3mm insulation board	I02 3mm insulation board	Tile and lay-in panels - plain or acoustic - 5mm	CLEAR 3MM		G01a 2mm gypsum
Layer 4		Brick - fired clay - 1760 kg/m <sup>3</sup> - 90mm	G01a 2mm gypsum board		Hardwood - 25mm		
Layer 5		G01a 2mm gypsum board					

Σχήμα 30. Σύνθεση δομικών υλικών.

Field	Units	Obj1
Name		Central Boiler
Fuel Type		NaturalGas
Nominal Capacity	W	15000
Nominal Thermal Efficiency		0.968
Efficiency Curve Temperature Evaluation Variable		LeavingBoiler
Normalized Boiler Efficiency Curve Name		BoilerEfficiency
Design Water Flow Rate	m <sup>3</sup> /s	autosize

Σχήμα 31. Μορφοποίηση παραμέτρων λέβητα συμπύκνωσης.

Για την περίπτωση της αντλίας ισχύουν όλες οι παραπάνω παράμετροι και θα οριστούν μόνο η παράμετροι σχεδιασμού του μηχανήματος.

Field	Units	Obj1
Name		HeatPumpAirttoAir
Availability Schedule Name		FanAndCoilAvailSched
Gross Rated Heating Capacity	W	7300
Gross Rated Heating COP	W/W	4.45
Rated Air Flow Rate	m3/s	1.6

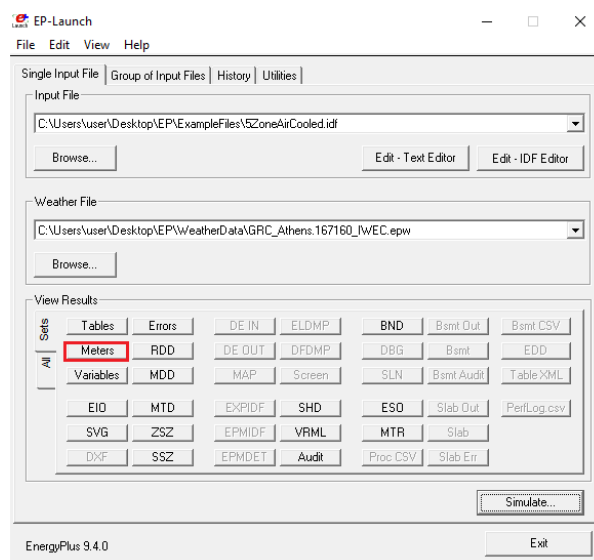
Σχήμα 32. Ρύθμιση παραμέτρων αντλίας θερμότητας.

Εφόσον έγινε η εισαγωγή όλων των δεδομένων το επόμενο βήμα είναι η προσομοίωση του προγράμματος έτσι ώστε να οδηγηθούμε στα αποτελέσματα που θα προκύψουν. Αρχικά για τον λέβητα:

```

0001 - EnergyPlus Process
C:\Users\User\Desktop\EP\ExampleFiles\EPTMP-0000001>if 250 == nolimit SET rvset=unlimited
C:\Users\User\Desktop\EP\ExampleFiles\EPTMP-0000001>echo Thu 01/28/2021 12:12:43.16 ReadVars 1>readvars.audit
C:\Users\User\Desktop\EP\ExampleFiles\EPTMP-0000001>IF NOT EXIST "C:\Users\User\Desktop\EP\postprocess\convertESOMTRpgm\convertESOMTR.exe" GOTO skipConv
C:\Users\User\Desktop\EP\ExampleFiles\EPTMP-0000001>COPY "C:\Users\User\Desktop\EP\postprocess\convertESOMTRpgm\convert.txt" convert.txt
1 file(s) copied.
C:\Users\User\Desktop\EP\ExampleFiles\EPTMP-0000001>IF N == Y "C:\Users\User\Desktop\EP\postprocess\convertESOMTRpgm\convertESOMTR"
C:\Users\User\Desktop\EP\ExampleFiles\EPTMP-0000001>IF EXIST ip.eso DEL eplusout.eso
C:\Users\User\Desktop\EP\ExampleFiles\EPTMP-0000001>IF EXIST ip.eso MOVE ip.eso eplusout.eso
C:\Users\User\Desktop\EP\ExampleFiles\EPTMP-0000001>IF EXIST ip.mtr DEL eplusout.mtr
C:\Users\User\Desktop\EP\ExampleFiles\EPTMP-0000001>IF EXIST ip.mtr MOVE ip.mtr eplusout.mtr
C:\Users\User\Desktop\EP\ExampleFiles\EPTMP-0000001>IF EXIST ip.err DEL ip.err
C:\Users\User\Desktop\EP\ExampleFiles\EPTMP-0000001>IF EXIST convert.txt DEL convert.txt
C:\Users\User\Desktop\EP\ExampleFiles\EPTMP-0000001>IF EXIST eplusout.inp "C:\Users\User\Desktop\EP\postprocess\ReadVarsESO.exe" eplusout.inp
ReadVarsESO program starting.
  
```

Το πρόγραμμα έτρεξε κανονικά οπότε τα αποτελέσματα που ενδιαφέρουν στην συγκεκριμένη περίπτωση βρίσκονται στο Launcher με την ονομασία Meters



Σχήμα 33. Εξαγωγή αποτελεσμάτων από το meters.

## **8.5 Αποτελέσματα**

Πατώντας το Meters ανοίγει ένα αρχείο excel με τα αποτελέσματα της κατανάλωσης για την περίπτωση του φωτισμού του συνολικού ηλεκτρικού ρεύματος της κατοικίας όπως επίσης και αυτό της κατανάλωσης φυσικού αερίου του λέβητα μηνιαία.

Πίνακας 30. Μηνιαία κατανάλωση φυσικού αερίου λέβητα συμπύκνωσης.

Date/Time	NaturalGas:Plant[J](Monthly)	kWh
January	7749554658	2146,6
February	7476223069	2070,9
March	5512011542	1526,8
April	4289857044	1188,2
May	0	0,0
June	0	0,0
July	0	0,0
August	0	0,0
September	0	0,0
October	3267076733	904,9
November	4857061901	1345,4
December	7060586558	1955,7

Οι τιμές που δίνει το πρόγραμμα είναι σε J, λαμβάνουμε υπόψη μόνο τους μήνες θέρμανσης που μας ενδιαφέρουν Οκτώβριο-Απρίλιο. Οπότε θα πραγματοποιηθεί μετατροπή σε kWh ως εξής:

Το άθροισμα του αποτελέσματος ισούται με 49678168886 άρα:

$$40212371505J * 0,000000277 = 11138,8kWh \text{ φυσικού αερίου}$$

Διαιρώντας τις kWh φυσικού αερίου με την ΑΘΔ του φυσικού αερίου θα προκύψουν τα  $m^3$  που καταναλώθηκαν στο έτος.

$$11138,8/11,5 = 968 m^3 \text{ φυσικού αερίου καταναλώθηκαν}$$

Ακολουθώντας την ίδια διαδικασία για την αντλία θερμότητας μέσω του meters ανοίγει το excel το οποίο δίνει την κατανάλωση ενέργειας του για την περίπτωση της θέρμανσης.

Πίνακας 31. Μηνιαία κατανάλωση kWh ηλεκτρικού ρεύματος αντλίας θερμότητας.

Date/Time	Electricity: HVAC [J] (Monthly)	kWh
January	1610174900	446,0
February	1498906461	415,1
March	1112867254	308,2
April	686699505	190,2
May	0	0,0
June	0	0,0
July	0	0,0
August	0	0,0
September	0	0,0
October	432771418	119,8
November	900199491	249,3
December	1379183094	382,0

Οι μετρήσεις του excel και σε αυτή την περίπτωση είναι σε J οπότε πρέπει να γίνει μετατροπή για να βρούμε τελικά τις kWh ηλεκτρικού ρεύματος οπότε:

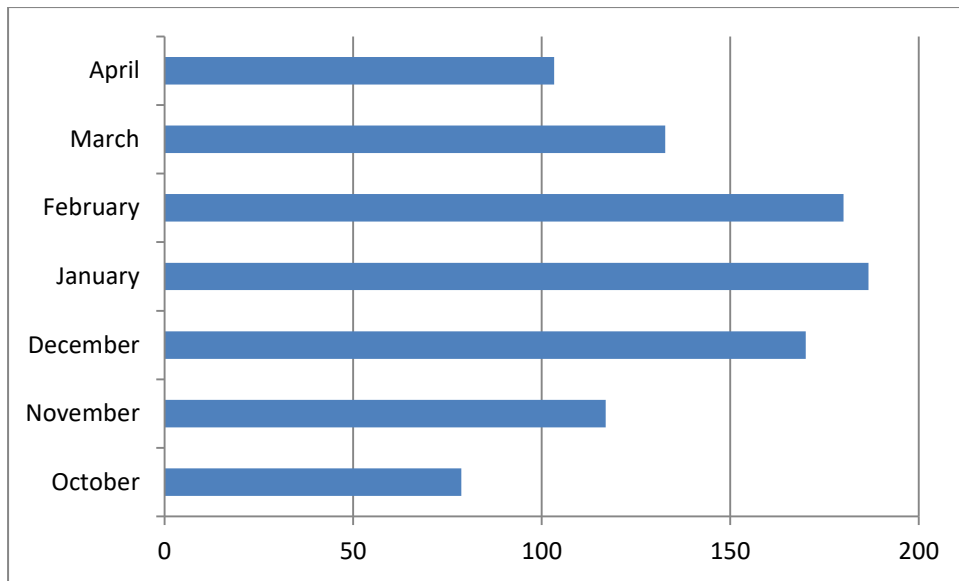
Το άθροισμα των παραπάνω τιμών δίνει 7510298497J άρα:

$$7620802125 * 0,000000277 = 2110 \text{ kWh}$$

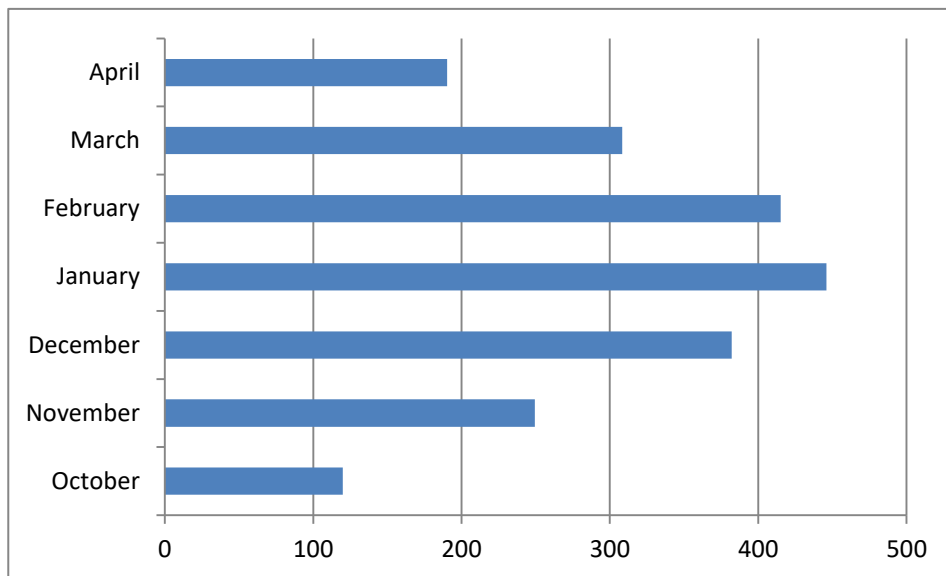
## **8.6 Σχολιασμός αποτελεσμάτων**

Στην περίπτωση της προσομοίωσης λόγω των διαφόρων παραμέτρων που έχουν ληφθεί υπόψη δεν αλλάζει το αποτέλεσμα σε ότι αφορά το φθηνότερο κόστος λειτουργίας καθώς εξακολουθεί να επικρατεί η αντλία θερμότητας ως η πιο φθηνή στα έξοδα λειτουργίας. Παρόλα αυτά τα φορτία μέσω της προσομοίωσης έχουν αυξηθεί και μαζί με αυτό προκύπτει η αύξηση του κόστους λειτουργίας του κάθε συστήματος. Αναλύοντας λίγο παραπάνω τα αποτελέσματα δημιουργήθηκαν δύο ραβδογράμματα με την κατανάλωση του κάθε συστήματος ανά μήνα όπως φαίνεται παρακάτω. Αναλύοντας τα παρακάτω ραβδογράμματα είναι δυνατός ο εντοπισμός του μήνα με το μεγαλύτερο ψύχος που συνεπάγεται την μέγιστη ζήτηση, η μέγιστη ζήτηση στην παρακάτω περίπτωση προκύπτει από την εμφάνιση της μέγιστης κατανάλωσης όπου και για τις δύο περιπτώσεις ο μήνας αυτός είναι ο Ιανουάριος, ενώ αντίστοιχα ο μήνας με την μικρότερη ζήτηση είναι ο Οκτώβριος. Τελικά το energy plus είναι ένα πάρα πολύ χρήσιμο πρόγραμμα καθώς μπορεί να υπολογίσει την ενεργειακή κατανάλωση και πολλές ακόμα παραμέτρους ή και να την μεταβάλει καθώς υπάρχει η δυνατότητα αλλαγής πολλών παραμέτρων που μπορούν να οδηγήσουν σε πολλά συμπεράσματα και τελικός την επιλογή του καταλληλότερου μηχανήματος ανά περίπτωση.





Σχήμα 34. Διάγραμμα κατανάλωσης φυσικού αερίου λέβητα συμπύκνωσης ανά μήνα.



Σχήμα 35. Ραβδόγραμμα κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας αντλίας θερμότητας ανά μήνα.

## Κεφάλαιο 9

### Συμπεράσματα

Ο λέβητας συμπύκνωσης και η αντλία θερμότητας παρά τις διαφορές τους είναι και τα δύο πολύ αποδοτικά συστήματα θέρμανσης. Στην μεταξύ τους σύγκριση φάνηκε ότι και οι δύο τεχνολογίες για την περίπτωση της θέρμανσης επηρεάζονται σημαντικά από τις χαμηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος με συνέπεια να μειώνεται σημαντικά η αποδοτικότητα τους ενώ στις υψηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος να αυξάνεται. Για την περίπτωση της θέρμανσης κτηρίου στο οποίο εφαρμόστηκαν και τα δύο συστήματα μπορούν με ευκολία να θερμάνουν τον εσωτερικό χώρο, οπότε το ζητούμενο από αυτό το σημείο διαφοροποιείται και δεν είναι πλέον ποιο σύστημα μπορεί να ζεστάνει τον χώρο αποδοτικότερα αλλά ποιο από τα δύο μπορεί να το κάνει οικονομικότερα. Αναλύοντας τα αποτελέσματα τα οποία προέκυψαν στην οικονομική αξιολόγηση σαν πρώτο δεδομένο είναι η μεγάλη διαφορά στο κόστος αγοράς των μηχανημάτων. Σε αυτή την περίπτωση ο λέβητας έχει μεγάλο πλεονέκτημα σε σχέση με την αντλία. Βάση των δεδομένων που υπάρχουν για το κόστος αγοράς του κάθε συστήματος, ο λέβητας είναι οικονομικότερος κατά 57,5% σε σχέση με την αντλία θερμότητας. Το κόστος συντήρησης του κάθε μηχανήματος που πρέπει να πραγματοποιείται σε ετήσια βάση θεωρείται ίσο και για τα δύο συστήματα οπότε μέχρι στιγμής φαίνεται να πλεονεκτεί σε μεγάλο βαθμό ο λέβητας. Το σημείο που πραγματοποιείται η αλλαγή των δεδομένων είναι το κόστος λειτουργίας του κάθε συστήματος. Το κόστος λειτουργίας της αντλίας θερμότητας για την ίδια περίοδο λειτουργίας σε σύγκριση με τον λέβητα προκύπτει μικρότερο σε ποσοστό 38%. Αυτή η συνθήκη έχει σαν αποτέλεσμα την εξισορρόπηση των δεδομένων τα οποία όμως θα πρέπει να συγκριθούν σε βάθος χρόνου. Βάση των στοιχείων αυτών υπολογίστηκαν για περιπτώσεις 3 διαφορετικών προεξοφλητικών επιτοκίων, η παρούσα αξία κόστους θέρμανσης και βάση αυτής, το κόστος της θερμικής kWh για την αντλία και της θερμικής kWh αερίου για τον λέβητα. Αποτέλεσμα λοιπόν είναι ότι για την περίπτωση του λέβητα συμπύκνωσης έχουμε ελαφρώς μικρότερο κόστος παρούσας αξίας θέρμανσης από την αντλία θερμότητας που αγγίζει το 6% για προεξοφλητικό επιτόκιο 3%. Παρόλα αυτά η διαφορά διπλασιάζεται με την αύξηση του προεξοφλητικού επιτοκίου στο 7% και φτάνει το 12,5%. Για την περίπτωση της θερμικής kWh η διαφορά είναι ανάλογες με αυτές της παρούσας αξίας. Άρα τελικά αν κριτήριο επιλογής είναι το κόστος τότε για μικρά προεξοφλητικά επιτόκια  $\leq 3\%$  θα μπορούσε να γίνει επιλογή και των δύο συστημάτων θέρμανσης καθώς η διαφορά είναι μικρές αλλά παρόλα αυτά ο λέβητας είναι κατά ελάχιστα πιο οικονομικός. Στην περίπτωση που το προεξοφλητικό επιτόκιο είναι  $\geq 7\%$  τότε η διαφορά των δύο μηχανημάτων αυξάνεται οπότε είναι πιο συμφέρουσα η επιλογή του λέβητα συμπύκνωσης. Για την επαλήθευση των αποτελεσμάτων έγινε η χρήση του energy plus του οποίου τα αποτελέσματα που προέκυψαν είναι συγκρίσιμα με τα υπολογιστικά.

## **Βιβλιογραφία**

- Arpagaus C., Bless F., Uhlmann M., Schiffmann J., Bertsch S.S., 2018. High Temperature Heat Pumps: Market Overview, State of the Art, Research Status, Refrigerants, and Application Potentials. Purdue University.
- Bertsch S. S., Groll E., 2008. Two-stage air-source heat pump for residential heating. West Lafayette. Elsevier.
- Bowman I. A., 1975. William Cullen (1710–90) and the Primacy of the Nervous System. Indiana University, Bloomington.
- Buderus. 2020. Οδηγίες συναρμολόγησης και συντήρησης λέβητα συμπύκνωσης. Τελευταία επίσκεψη 10.11.2020.  
<https://www.buderus.gr/files/201108031017530.Logano%20SB515%20O.S..pdf>
- Chen Q., Finney K., Li H., Zhang X., Zhou J., Sharifi V., Swithenbank J., 2012. Condensing boiler applications in the process industry. Elsevier.
- Cibse, 2020. Design of air source heat pump systems for heating and hot water. Τελευταία επίσκεψη 22.11.2020.  
<https://www.cibsejournal.com/cpd/modules/2010-02/>.
- Cibse, 2009. Heat pump technology. Τελευταία επίσκεψη 22.11.2020.  
<https://www.cibsejournal.com/cpd/modules/2009-05/>
- Daikin, 2020. Εγχειρίδιο εγκατάστασης και λειτουργίας. Τελευταία επίσκεψη 10.11.2020.  
[https://www.daikin.eu/content/dam/document-library/installation-manuals/heat/airto-water-heat-pump-low-temperature/EHSH-D3,EHSHB-D3,EHSX-D3,EHSXBD3\\_0081451099\\_Installation%20and%20operation%20manual\\_Greek.pdf](https://www.daikin.eu/content/dam/document-library/installation-manuals/heat/airto-water-heat-pump-low-temperature/EHSH-D3,EHSHB-D3,EHSX-D3,EHSXBD3_0081451099_Installation%20and%20operation%20manual_Greek.pdf)
- Day T., 2006. Degree-days: theory and application. Cibse publications. 978-1-903287-76-7.
- Energy plus, 2020. Engineering Reference. Τελευταία επίσκεψη 8.2.2020.  
[https://energyplus.net/sites/all/modules/custom/nrel\\_custom/pdfs/pdfs\\_v9.2.0/EngineeringReference.pdf](https://energyplus.net/sites/all/modules/custom/nrel_custom/pdfs/pdfs_v9.2.0/EngineeringReference.pdf)
- Fischer D., Madani H., 2017. On heat pumps in smart grids: A review. Elsevier.

- Gelegenis J., Giannakidis G., 2013. Analysis of energy cost saving caused by using condensing boiler for heating dwelling in greece. ReaserchGate.
- Kakac S., 1991. Boiler evaporators and condensers. Jonh Wiley & Sons.
- Kemna R., Elburg M., Li W., Holsteijn R., 2007. Eco-design of CH Boilers. European Commission.
- Kersting H. W., 2018. Distribution System Modeling and Analysis. CRC Press Taylor & Francis Groupe.
- Kitto J. B., Stulz S. C., 2005. Steam its generation and use. Ohio. The Babcock & Wilcox Company.
- LG, 2020. Αντλίες θερμότητας εφαρμογές: Διαχωρισμός και εφαρμογές για τις μεσαίων και υψηλών θερμοκρασιών.  
Τελευταία επίσκεψη 15.10.2020.  
<https://www.lg.com/gr/lg-magazine/how-to/antlies-thermotitas-guide>.
- Macchi E., Astolfi M., 2017. Organic rankine cycle (ORC) power systems technologies and applications. Elsevier. 978-0-08-100510-1.
- Marija Z., Galovic A., Avsec J., Barac A., 2019. Application of Gas Condensing Boilers in Domestic Heating. ResearchGate.
- McQuiston F. C., Parker J. D., Spilter J. D., 1999. Heating, ventilating, and air conditioning, analysis and design. Oklahoma : IQN. ISBN 960-411-420-4.
- Newman D. G., Eschenbach T. G., Larelle P. J., 2004. Engineering economic analysis. New York. Oxford University Press.
- Nicol J. F., Humphreys M. A., 2002. Energy and buildings. Elsevier.
- Pieper H., Ommern T., Jensen J. K., Elmegaard B., Markussern W. B., 2020. Comparison of COP estimation methods for large-scale heat pumps used in energy planning. Elsevier.
- Priarone A., Fossa S., 2020. Modelling Heat Pumps with Variable EER and COP in EnergyPlus: A Case Study Applied to Ground Source and Heat Recovery Heat Pump Systems. Energies.
- Radermacher R., Hwang Y., 2005. Vapor Compression Heat Pumps with Refrigerant Mixtures. CRC Press Taylor & Francis Group. 0-8493-3489-6.
- Rohsenow W. M., Hartnett J. P., Cho Y. I., 1998. Transfer handbook of heat. The Mcgraw-Hill. 0-07-053555-8.

Satyavada H., Baldi S., 2016. A Novel Modelling Approach for Condensing Boilers. MDPI.

Schidt E., Grigull U., 2000. Πίνακες ιδιοτήτων νερού-υδρατμών. Foundas.

Swenson S., 1997.Κεντρικές θερμάνσεις τεχνολογία και εφαρμογές. ΙΩΝ.

Viessmann, 2020. Heating with gas.

Τελευταία επίσκεψη 15.10.2020.

<https://www.fisherchurchill.com/assets/downloads/viessman-gas-boilers.pdf>

Viessmann, 2020. La gamme chaudières a gaz.

Τελευταία επίσκεψη 15.10.2020.

<https://www.viessmann.fr/fr/chauffage-maison-individuelle/chaudiere-gaz/condensation.html>

Viessmann, 2020. What's the difference between a combi boiler and a condensing boiler? Τελευταία επίσκεψη 15.10.2020.

<https://www.viessmann.co.uk/products/gas-boilers/gas-condensing-boilers#:~:text=Viessmann%20gas%20condensing%20boilers%20feature,transferred>

Woodruff E. B., Lammers H. B., Lammers T. F., 1998. Steam plant operation.

McGraw-Hill.

0-07-036150-9.

Zogg M., 2008. History of heat pumps. Oberburg, Switzerland : Swiss Federal Office of Energy SFOE.

Αργυρίου Α., Γάγλια Α., Δασκαλάκη Ε., Ζαχαρίας Π., Κατσάνος Δ., Κοντογιαννίδης Σ., Λαδόπουλος Ι., 2012. Κλιματικά δεδομένα Ελληνικών περιοχών . Αθήνα. Τεχνικό επιμελητήριο Ελλάδα.

Βραχόπουλος Μ. Γ., 2009. Ψυκτικές διατάξεις. Αθήνα : ΙΩΝ. 2009. 960-411-094-2.

Κανάκη Ε., 2017. Ψυκτικές-Κλιματιστικές εγκαταστάσεις-Αερισμός. Αθήνα. Ίδρυμα Ευγενιδίου. 978-960-337-100-7.

Γελεγένης Ι. Ι., Αξάοπουλος Π., 2005. Πηγές ενέργειας συμβατικές και ανανεώσιμες. Σύγχρονη εκδοτική.

Μαλαχίας Γ., 2010. Κεντρικές θερμάνσεις με μονοσωλήνιο σύστημα και πρότυπες μελέτες. ΙΩΝ. 960-405-725-1.

Μαλαχίας Γ., Μαντάς Δ., 2011. Σχεδιασμός εγκατάστασης κεντρικής θέρμανσης κτηρίων. Αθήνα. Τεχνικό επιμελητήριο Ελλάδα.

Οδηγία (ΕΕ) 2018/844, 2018. Στρασβούργο : Επίσημη Εφημερίδα της Ευρωπαϊκής Ένωσης, 2018.

Περδίδος Σ. Δ., 2007. Επεμβάσεις εξοικονόμησης ενέργειας σε κτήρια-αθλητικά κέντρα-βιομηχανίες-μεταφορές. Αθήνα. Σέλκα 4Μ. 978-960-8257-49-8.

Σελούντος Β. Η. 1995. Θέρμανση-Κλιματισμός-Μελέτη-Κατασκευή-Εγκατάσταση-Υλικά-Δίκτυα-Εξοπλισμός. Σέλκα 4Μ. 960-85668-1-9.

Υπουργείο περιβάλλοντος και ενέργειας, 2010.

Τελευταία επίσκεψη 1 12 2010.

<http://www.opengov.gr/minenv/?p=189>

## Παράρτημα υπολογισμών Α

### Κεφάλαιο 5

#### Ενότητα 5.3

##### **Υπολογισμός θερμικών απωλειών**

Βρίσκουμε ότι ανήκουμε στην ζώνη Β από τον πίνακα Β.1 στο παράρτημα οπότε υπολογίζουμε ανάλογα το συντελεστή θερμοπερατότητας.

- I. Παράθυρα και πόρτες: Από πίνακα(B.1.4-B.1.5) για παράθυρο με διπλό τζαμί  $K=2,6 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$ , και για θωρακισμένη πόρτα  $K=2,6 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$ .

Παρακάτω γίνεται ο υπολογισμός των υπόλοιπων συντελεστών θερμοπερατότητας με την χρήση της σχέσης (B.1) του παραρτήματος

Εκλογή συντελεστών θερμικής αγωγιμότητας από τον πίνακα του παραρτήματος

Από τον πίνακα Β.1.4 έγινε χρήση των τιμών της θερμικής αγωγιμότητας

$$\lambda_{\text{ασβεστοκονίαμα}} = 0,75 \text{ (kcal/m}^* \text{h}^* \text{°C)}$$

$$\lambda_{\text{μόνωση}} = 0,029 \text{ (kcal/m}^* \text{h}^* \text{°C)}$$

$$\lambda_{\text{Σκυροδέμα} \geq \text{B160}} = 1,75 \text{ (kcal/m}^* \text{h}^* \text{°C)}$$

$$\lambda_{\text{πλακίδια επίστρωσης}} = 0,9 \text{ (kcal/m}^* \text{h}^* \text{°C)}$$

$$\lambda_{\text{οπτόπλινθοι διάτρητοι}} = 0,4 \text{ (kcal/m}^* \text{h}^* \text{°C)}$$

Όπου  $\delta$  είναι το πάχος του κάθε δομικού στοιχείου το οποίο αποτελείται η κατοικία.

$$\delta_{\text{σκυροδέματος κολώνας-δοκαριού}} = 0,35 \text{ m}$$

$$\delta_{\text{σκυροδέματος δαπέδου}} = 0,26 \text{ m}$$

$$\delta_{\text{σκυροδέματος δαπέδου}} = 0,28 \text{ m}$$

$$\delta_{\text{ασβεστοκονίαμα}} = 0,02 \text{ m}$$

$$\delta_{\text{τούβλα}} = 0,09 \text{ m}$$

$$\delta_{\text{μόνωση}} = 0,03 \text{ m}$$

$$\delta_{\text{πλακιδίου δαπέδου}} = 0,05$$

$$\delta_{\text{πλακιδίου οροφής}} = 0,03$$

Τέλος έγινε επιλογή του συντελεστή θερμικής μετάβασης και αντίσταση θερμικής μετάβασης από τον πίνακα (B.1.5) οπότε έχουμε :  $\alpha_1 = 7 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h}^* \text{°C}$  και  $\alpha_2 = 20 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h}^* \text{°C}$

1. Εξωτερικό τοίχο: Για πάχος μόνωσης 3 εκατοστά διπλό τούβλο 9 εκατοστά το ένα και σοβάς 2 εκατοστά από κάθε μεριά προκύπτει:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{7} + 2 * \left(\frac{0,02}{0,75}\right) + 2 * \left(\frac{0,09}{0,4}\right) + \frac{0,03}{0,029} + \frac{1}{20}} = 0,58 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

2. Δάπεδο: Για σκυρόδεμα πάχους 25cm πλακάκι 5cm και μόνωση Dow wall mate 3cm προκύπτει:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{7} + \frac{0,05}{0,9} + \frac{0,26}{1,75} + \frac{0,03}{0,029} + \frac{1}{20}} = 0,71 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

3. Δοκάρι και κολώνες:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{7} + 2 * \left(\frac{0,02}{0,75}\right) + \frac{0,03}{0,029} + \frac{0,35}{1,75} + \frac{1}{20}} = 0,7 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

4. Οροφή: Για σκυρόδεμα πάχους 28cm μόνωση 3cm σοβά 2cm και πλακάκι επίστρωσης της ταράτσας 3cm προκύπτει:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{7} + \frac{0,02}{0,75} + \frac{0,03}{0,029} + \frac{0,03}{0,9} + \frac{0,28}{1,75} + \frac{1}{20}} = \frac{1}{1,445} = 0,692 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Όπου  $T_{\text{εξωτ}}$  = εξωτερικός τοίχος

## Δωμάτιο 1

### Τοίχος 1

- Για τον υπολογισμό του δωματίου έχουμε 2 τοίχους που είναι σε επαφή με το εξωτερικό περιβάλλον. Για τον υπολογισμό των απωλειών από τον πρώτο τοίχο διακρίνουμε τα δομικά στοιχεία αποτελείται το πρώτο τοίχωμα. Οπότε έχουμε το σύνολο του εξωτερικού τοίχου  $T_{\text{εξωτ}}$  1 κολώνες και 1 δοκάρι.
- Στην συνέχεια ορίζουμε τον προσανατολισμό του τοιχώματος στην συγκεκριμένη περίπτωση είναι ανατολικός.
- Γράφουμε τα πάχος του κάθε δομικού στοιχείου  
 $\delta_{T_{\text{εξωτ}}}=25 \text{ cm}$   
 $\delta_{\text{Κολώνων}}=35\text{cm}$   
 $\delta_{\text{Δοκαριού}}=35\text{cm}$
- Μήκος  $T_{\text{εξωτ}}=3,8 \text{ m} / 2\text{x Κολώνα}=0,5\text{m} / \text{Δοκάρι}=3,8\text{m}$
- Ύψος  $T_{\text{εξωτ}}=2,7 \text{ m} / 2\text{x Κολώνα}=2,7\text{m} / \text{Δοκάρι}=0,5\text{m}$



- Στην συνέχεια γίνεται ο υπολογισμός της επιφάνειας του καθενός οπότε  
 $A: T_{εξωτ}=3,8*2,7=10,26 \text{ m}^2 / 2x \text{ Κολώνα} =2*(0,5*2,7)=2,7 \text{ m}^2$   
 $\Delta\text{οκάρι} =3,8*0,5=1,9 \text{ m}^2$
- Προκύπτει αφαιρετέα επιφάνεια για τον υπολογισμό των θερμικών απωλειών η οποία υπολογίζεται ως εξής :  
 $AE=2,7+1,9=4,6\text{m}$
- Στην συνέχεια γίνεται ο υπολογισμός της επιφάνειας υπολογισμού ως εξής :  
 $EY T_{εξωτ} =10,26-4,6=5,7 \text{ m}^2$
- Επόμενο βήμα είναι η τοποθέτηση των τιμών του συντελεστή θερμοπερατότητας του κάθε υλικού οι οποίοι έχουν υπολογιστεί παραπάνω .
- Βάση της θερμοκρασίας που έχουμε ορίσει για τον εσωτερικό χώρο η οποία είναι  $20^\circ\text{C}$  και της κατώτερης θερμοκρασίας της περιοχής η οποία είναι  $1^\circ\text{C}$  υπολογίζεται η διαφορά θερμοκρασίας .  $\Delta\theta=20-1=19^\circ\text{C}$ , η θερμοκρασία αυτή ισχύει για το  $T_{εξωτ}$  της κολώνες και το δοκάρι.
- Επόμενο βήμα είναι υπολογισμός των θερμικών απωλειών χωρίς προσαυξήσεις για το κάθε δομικό στοιχείο σχέση (4.1).  
 $\Theta A T_{εξωτ}=19*0,58*5,7= 61,9\text{kcal/h}$   
 $\Theta A_{\text{Κολωνα}}=2(19*0,7*1,35)= 36 \text{ kcal/h}$   
 $\Theta A_{\text{Δοκάρι}}=19*0,7*1,9= 25,3 \text{ kcal/h}$
- Από τον πίνακα (B.1.9) έχουμε συντελεστή διακοπτόμενης λειτουργίας ( $Z_o$ ) 25%.
- Από τον πίνακα (B.1.8) προκύπτει συντελεστής προσαύξησης λόγω προσανατολισμού ( $Z_H$ ) 0%.
- Υπολογισμός συντελεστή προσαύξησης ( $Z$ ):  
 $Z=1+(0,25+0)=1,25$  η προσαύξηση ισχύει για όλα τα δομικά στοιχεία
- Υπολογισμός θερμικών απωλειών με προσαυξήσεις σχέση (4.2)  
 $\Theta A T_{εξωτ}=61,9*1,25=77.3 \text{ kcal/h}$   
 $\Theta A_{\text{Κολωνα}}=36*1,25=44,8 \text{ kcal/h}$   
 $\Theta A_{\text{Δοκάρι}}=25,3*1,25=31,6 \text{ kcal/h}$

## Τοίχος 2

- Έχουμε  $T_{εξωτ}$  , 2 κολώνες , 1 δοκάρι , 1 παράθυρο, δάπεδο και οροφή.
- Προσανατολισμός του τοιχώματος Ανατολικός
- Πάχος του κάθε δομικού στοιχείου  
 $\delta_{T_{εξωτ}}=25 \text{ cm}$   
 $\delta_{\text{Κολώνων}}=35\text{cm}$   
 $\delta_{\text{Δοκαριού}}=35\text{cm}$   
 $\delta_{\text{Δαπέδου}}=33 \text{ cm}$   
 $\delta_{\text{Οροφής}}=36 \text{ cm}$
- Μήκος  $T_{εξωτ}=7,6 \text{ m} / 3x \text{ Κολώνα} =0,5\text{m} , / \text{ Δοκάρι} =7,6\text{m} / \text{Παράθυρο} =2,5\text{m}$
- Ύψος  $T_{εξωτ}=2,7 \text{ m} / 2x \text{ Κολώνα} =2,7\text{m} / \text{ Δοκάρι} =0,5\text{m} / \text{ Παράθυρο} =2,15\text{m}$
- Υπολογισμός της επιφάνειας

A:  $T_{εξωτ}=20,5 \text{ m}^2 / 3 \times \text{Κολώνα}=4,2 \text{ m}^2 / \text{Δοκάρτι}=3,8 \text{ m}^2 / \text{Παράθυρο}=5,4 \text{ m}^2 /$   
 $\text{Οροφή}=24 \text{ m}^2 / \text{Δάπεδο}=24 \text{ m}^2$

- Αφαιρετέα επιφάνεια :  
 $AE=4,2+3,8+5,4=13,2 \text{ m}^2$
- Στην συνέχεια γίνεται ο υπολογισμός της επιφάνειας υπολογισμού ως εξής :  
 $EY_{T_{εξωτ}}=20,5-13,2=7,3 \text{ m}^2$
- Διαφορά θερμοκρασίας:  $\Delta\theta=20-1=19$  για όλα τα δομικά στοιχεία  
 Για δάπεδο:

$$\Delta\theta = \frac{(20 - 1)}{2} = 9,5^\circ\text{C}$$

- Υπολογισμός των θερμικών απωλειών χωρίς προσαυξήσεις :  
 $\Theta A_{T_{εξωτ}}=19*0,58*2,21= 79,8 \text{ kcal/h}$   
 $\Theta A_{\text{Κολώνα}}=3*(19*0,7*1,35)= 54 \text{ kcal/h}$   
 $\Theta A_{\text{Δοκάρτι}}=19*0,7*3,8= 50,5 \text{ kcal/h}$   
 $\Theta A_{\text{Παράθυρο}}=19*2,6*5,4= 265,5 \text{ kcal/h}$   
 $\Theta A_{\text{Δάπεδο}}=9,5*0,71*24= 161,7 \text{ kcal/h}$   
 $\Theta A_{\text{Οροφή}}=19*0,69*24= 315,6 \text{ kcal/h}$
- Συντελεστής διακοπτόμενης λειτουργίας ( $Z_0$ ) 25%.
- Συντελεστής προσαύξησης λόγω βόρειου προσανατολισμού ( $Z_H$ ) 5%.
- Υπολογισμός συντελεστή προσαύξησης ( $Z$ ):  
 $Z=1+(0,25+0,05)=1,3$  η προσαύξηση ισχύει για όλα τα στοιχεία
- Υπολογισμός θερμικών απωλειών με προσαυξήσεις  
 $\Theta A_{T_{εξωτ}}=79,8 * 1,3= 103,8 \text{ kcal/h}$   
 $\Theta A_{\text{Κολώνα}}=54*1,3= 69,9 \text{ kcal/h}$   
 $\Theta A_{\text{Δοκάρτι}}=50,5*1,3= 65,7 \text{ kcal/h}$   
 $\Theta A_{\text{Παράθυρο}}=265,5 * 1,3= 345,2 \text{ kcal/h}$   
 $\Theta A_{\text{Δάπεδο}}=161,7 * 1,25= 202,1 \text{ kcal/h}$   
 $\Theta A_{\text{Οροφή}}=315,6*1,25= 394,4 \text{ kcal/h}$

Απώλειες αγωγιμότητας δωματίου (Q)

=103,8+69,9+65,7+345,2+202,1+394,4+77,4+44,8+31,6=1335,1 kcal/h

Απώλειες αερισμού

- Από τον πίνακα (B.1.10) για μεταλλικό παράθυρο διπλό  $\alpha=1,5$
- $I=7,1$
- Από τον πίνακα (B.1.12) για συνήθης περιοχή πλευράς ισχύος πνοής ανέμων και μεμονωμένα οικήματα  $H=0,41$
- Από την σχέση (B.1.6)  $Z_I=1$
- $\Delta_T=20-1=19^\circ\text{C}$
- Από τον πίνακα (B.1.11) για μεταλλικό παράθυρο  $R=0,9$

Αντικαθιστώντας στην σχέση (4)

$$Q_A = 1,5 * 9,3 * 0,9 * 0,41 * 1 * 19 = 97,8 \text{ (kcal/h)}$$

Άρα οι συνολικές απώλειες του δωματίου με τις απώλειες αερισμού προκύπτουν αντικαθιστώντας στην σχέση (4.3) προκύπτουν:

$$Q_K = Q + Q_A = 1335,1 + 97,8 = 1432,9 \text{ kcal/h}$$

Από τον υπολογισμό των υπόλοιπων δωματίων θα προκύψουν τελικά:

Συνολικές θερμικές απώλειες συναγωγής της κατοικίας.

$$Q_{\text{κατοικίας}} = Q_{\text{κουζίνας}} + Q_{\text{σαλονιού}} + Q_{\text{λουτρού}} + Q_{\text{δωμάτιο1}} + Q_{\text{δωμάτιο2}} + Q_{\text{δωμάτιο3}}$$

$$\rightarrow Q_{\text{κατοικίας}} = 617,6 + 1679,6 + 286 + 1335,1 + 963,6$$

$$\rightarrow Q_{\text{κατοικίας}} = 4871 \text{ kcal/h}$$

Συνολικές θερμικές απώλειες αερισμού της κατοικίας.

$$Q_A \text{ κατοικίας} = Q_A \text{ κουζίνας} + Q_A \text{ σαλονιού} + Q_A \text{ λουτρού} + Q_A \text{ δωμάτιο1} + Q_A \text{ δωμάτιο2}$$

$$\rightarrow Q_A \text{ κατοικίας} = 31,5 + 172,5 + 29,4 + 97,8 + 74,7$$

$$\rightarrow Q_A \text{ κατοικίας} = 406 \text{ kcal/h}$$

Οπότε προκύπτουν συνολικές απώλειες συναγωγής και αερισμού:

$$Q_K = Q_A + Q = 406 + 4871 = 5277 \text{ kcal/h}$$

Αφού έχουμε το αποτέλεσμα των θερμικών απωλειών μπορεί γίνει μετατροπή των kcal/h σε kW για να γίνει επιλογή της αντίστοιχης μονάδας αντλίας θερμότητας και λέβητα συμπύκνωσης.

## **ΕΝΟΤΗΤΑ 5.3**

### **Υπολογισμό μεγέθους του λέβητα συμπύκνωσης**

Το σύνολο των θερμικών απωλειών του κτηρίου ανέρχεται σε 5210 kcal/h.

Λαμβάνεται προσάυξηση 30% για απώλειες σωληνώσεων επιτάχυνση έναρξης λειτουργίας και διάφορους άλλους παράγοντες οπότε το θερμικό φορτίο προκύπτει ως εξής:

$$1,30 * 5277 = 6860 \text{ kcal/h}$$

Πριν τον υπολογισμό του καυστήρα προηγείται ο υπολογισμός του μπόιλερ 100 λίτρων και για θερμοκρασίες προσαγωγής 20 και εξαγωγής 80 για χρονικό φορτίο 1h προκύπτει το θερμικό φορτίο του μπόιλερ ίσον με:

$$Q_M=100*(80-20)*1=100*60=6000 \text{ kcal/h}$$

Οπότε προστίθεται η θερμική ισχύς:

$$6000+6860=12860 \text{ kcal/h}$$

Μετατρέποντας σε kW έχουμε :

$$12772*0,001163=15\text{kW}$$

### Υπολογισμό μεγέθους της αντλίας θερμότητας

Για τον υπολογισμό μεγέθους της αντλίας από την αντίστοιχη μετατροπή των 5210 kcal/h έχουμε 6 kW. Για την εξασφάλιση της θέρμανσης του σπιτιού πραγματοποιείται μια προσαύξηση της τάξης του 20% οπότε το τελικό μέγεθος της αντλία είναι:

$$5277 * 1,2 = 6332 \text{ kcal/h}$$

Μετατρέποντας σε kW έχουμε :

$$6332*0,001163=7,3 \text{ kW}$$

## **Ενότητα 6.1**

### **Αντλία θερμότητας**

Για θερμοκρασία ψυκτικού μέσου στο συμπυκνωτή 35°C και εξαγωγής 27°C προκύπτει  $\Delta T_C=35-27=8^\circ\text{C}$

Ο υπολογισμός του  $T_{CO}$  προκύπτει από την αφαίρεση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος και της διαφοράς θερμοκρασίας εισόδου-εξόδου στον συμπυκνωτή άρα:

$$T_{\text{περιβάλλοντος}} = \frac{1 + 2}{2} = 1,5^\circ\text{C}$$

Με τον ίδιο τρόπο υπολογίζονται και οι υπόλοιπες θερμοκρασίες μέχρι την θερμοκρασία που έχει οριστεί για την μελέτη αυτής της περίπτωσης δηλαδή τους 18°C .

Ο υπολογισμός του  $T_{co}$  γίνεται:

$$T_{CO1} = 1,5 - 8 = -6,5^{\circ}\text{C}$$

Εφαρμόζοντας την σχέση 6.3 βρίσκουμε το  $T_C$

$$T_{C1} = \frac{(274 - 266)}{\ln\left(\frac{274}{266}\right)} = 270,61 \text{ K}$$

Εφαρμόζοντας την σχέση 6.2 βρίσκουμε το  $T_H$

$$T_{H1} = \frac{(308 - 293)}{\ln\left(\frac{308}{293}\right)} = 300,4 \text{ K}$$

Υπολογισμός επίδοσης

Οπότε εφαρμόζοντας την σχέση 6.1 προκύπτει :

$$\text{COP} = \frac{300}{(300 - 270)} = 10,1$$

Τελικά με την εφαρμογή της σχέσης 6.1 προκύπτει η επίδοση της αντλίας και επειδή ο πραγματικός COP είναι ένα ποσοστό του Carnot θεωρείται  $\eta_{L,m} = 0,5$  οπότε:

$$\text{COP}_{n1} = 0,5 * 10,1 = 5$$

Υπολογισμός συντελεστή διόρθωσης

Επιλέχθηκε η αντλία χαμηλών θερμοκρασιών για την οποία η επίδοση για τους 7 βαθμούς είναι  $\text{COP}=4,45$  οπότε ο συντελεστής διόρθωσης του cop θα πραγματοποιηθεί για την θερμοκρασία των  $7^{\circ}\text{C}$ :

$$\text{Συντελεστής διόρθωσης} = \frac{4,45 * 100}{6,1} = 72,9\%$$

Βάση αυτού οι διορθωμένη COP θα είναι:

$$\text{COP}_{\Delta 1} = 5 * 0,72 = 3,6$$

Με τον ίδιο τρόπο υπολογίζονται και οι αντίστοιχες τιμές των παραπάνω υπολογισμών.

## **Ενότητα 6.2**

### **Λέβητας συμπύκνωσης**

Υπολογισμός συντελεστή απωλειών κτηρίου και θερμικού φορτίου από σχέση (6.4)

$$\begin{aligned} & \text{Συντελεστής απωλειών κτηρίου} \\ & \text{Θερμικές απώλειες κτηρίου} \\ = & \frac{\text{Θερμοκρασία εσωτερικού χώρου} - \text{Θερμοκρασία εξωτερικού χώρου}}{\text{Θερμοκρασία εσωτερικού χώρου} - \text{Θερμοκρασία εξωτερικού χώρου}} \\ & = \frac{6,1}{20 - 1} = 0,321\text{kW}/^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

Εν συνεχεία πραγματοποιείται ο υπολογισμός του θερμικού φορτίου για όλες τις θερμοκρασίες από σχέση (6.5).

$$Q_{\text{out}1} = 0,321 * (20 - 1,5) = 5,9 \text{ kW}$$

Υπολογισμός ισχύος καυσίμου από σχέση (6.6).

$$Q_{\text{in}1} = \frac{5,9}{\left(\frac{95,1}{100}\right)} = 6,2\text{kW}$$

Υπολογισμός θερμότητας από σχέση (6.7)

$$\text{Θερμότητα}_1 = 5,9 * 0 = 0\text{kWh}$$

Υπολογισμός ενέργειας καυσίμου από σχέση (6.8)

$$\text{Ενέργεια καυσίμου}_1 = 15,36 * 20 = 0\text{kWh}$$

Με τον ίδιο τρόπο υπολογίζονται και οι αντίστοιχες τιμές των παραπάνω υπολογισμών.

## **ΕΝΟΤΗΤΑ 7.3.1**

### **Αντλία θερμότητας**

Απορροφούμενη ενέργεια συμπιεστή από την σχέση (7.1)

$$\text{Απορροφούμενη ενέργεια συμπιεστή} = \frac{7,3}{3,6} = 2 \frac{\text{kW}}{\text{h}}$$

Θερμότητα που προσφέρεται από σχέση (7.2)

$$\text{Θερμότητα που προσφέρεται} = 3,6 * 2 = 7,2\text{kW}$$

Ποσοστό ωρών λειτουργίας αντλίας από σχέση (7.3)

$$\text{Ποσοστό ωρών λειτουργίας αντλίας}_1 = \frac{5,94}{7,3} = 0,81$$

Κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας αντλίας από σχέση (7.4)

$$\text{Κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας}_1 = 0,81 * 2 * 0 = 0\text{kWh}$$

Όλοι οι παραπάνω υπολογισμοί επαναλαμβάνονται με τον ίδιο τρόπο που ακολουθεί σε κάθε περίπτωση.

## **ΕΝΟΤΗΤΑ 7.3.2**

### **Λέβητας συμπύκνωσης**

kWh φυσικού αερίου από σχέση (7.5)

$$\text{kWh φυσικού αερίου}_1 = \frac{0 * 6,25}{0,951} = 0 \text{ kWh}$$

Αντίστοιχα και για τις άλλες περιπτώσεις.

## Παράρτημα Β πινάκων θερμικών απωλειών.

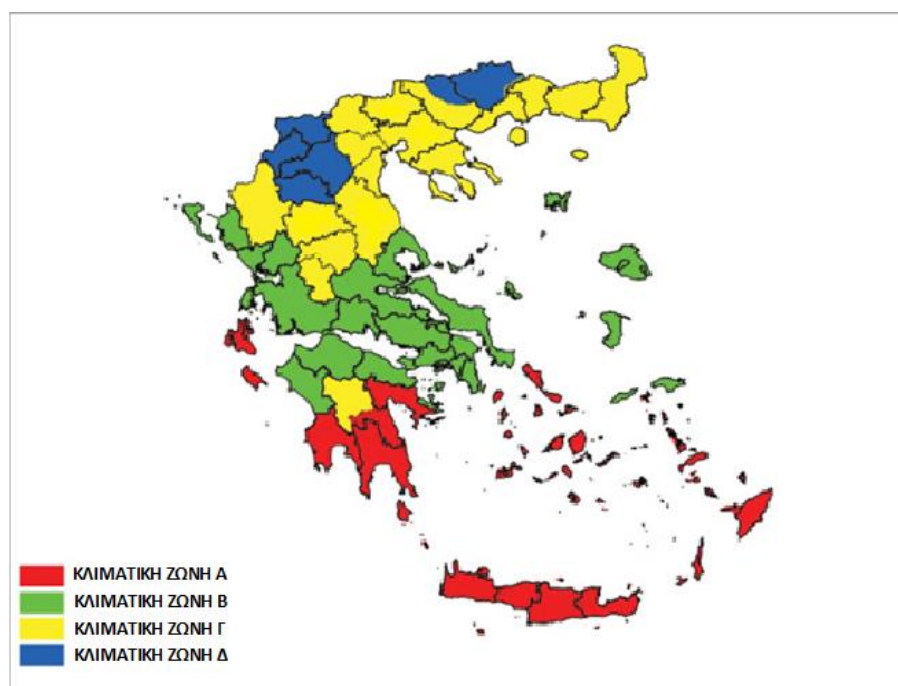
### Κλιματικά στοιχειά περιοχής

Η Ελληνική επικράτεια χωρίζεται σε τέσσερις κλιματικές ζώνες με βάση τις βαθμοημέρες θέρμανσης .

Πίνακας Β.1

ΚΛΙΜΑΤΙΚΗ ΖΩΝΗ	ΝΟΜΟΙ
<b>ΖΩΝΗ Α</b>	Ηράκλειο, Χανιά, Ρέθυμνο, Λασιθί, Κυκλάδες, Δωδεκάνησα, Σάμος, Μεσσηνία, Λακωνία, Αργολίδα, Ζάκυνθος, Κεφαλονιά, Ιθάκη
<b>ΖΩΝΗ Β</b>	Κορινθία, Ηλεία, Αχαΐα, Αιτωλοακαρνανία, Φθιώτιδα, Φωκίδα, Βοιωτία, Αττική, Εύβοια, Μαγνησία, Σποράδες, Λέσβος, Χίος, Κέρκυρα, Λευκάδα, Θεσπρωτία, Πρέβεζα, Άρτα
<b>ΖΩΝΗ Γ</b>	Αρκαδία, Ευρυτανία, Ιωάννινα, Λάρισα, Καρδίτσα, Τρίκαλα, Πιερία, Ημαθία, Πέλλα, Θεσσαλονίκη, Κιλκίς, Χαλκιδική, Σέρρες, Καβάλα, Δράμα, Θάσος, Σαμοθράκη, Ξάνθη, Ροδόπη, Έβρος
<b>ΖΩΝΗ Δ</b>	Γρεβενά, Κοζάνη, Καστοριά, Φλώρινα

Σε κάθε νομό, οι περιοχές που βρίσκονται σε υψόμετρο άνω των 500 μέτρων από την επιφάνεια της θάλασσας εντάσσονται στην επόμενη ψυχρότερη ζώνη από εκείνη στην οποία ανήκουν (Υπουργείο περιβάλλοντος και ενέργειας, 2010).





## Επιθυμητή θερμοκρασία χώρου

Για την τήρηση των συνθηκών ανέσεως των απαιτήσεων των κανονισμών όπως επίσης και των αναγκών των ανθρώπων που θα χρησιμοποιήσουν τον χώρο πρέπει να προβλεφθεί η άνοδος και η διατήρηση της θερμοκρασίας μέχρι ενός προκαθορισμένου σημείου που διαφοροποιείται ανάλογα τον χώρο και την χρήση του κτηρίου ή του δωματίου.

Πίνακας Β.1.1

ΧΩΡΟΙ	°C
1:Κατοικίες Υπνοδωμάτια, κουζίνες Προθάλαμοι, διάδρομοι, W.C Κλιμακοστάσια Λουτρά	+20 +15 +10 +22
2:Επιχειρήσεις Καταστήματα, γραφεία, εστιατόρια, ξενοδοχεία Κλιμακοστάσια, διάδρομοι, W.C	+20 +15
3: Εκπαιδευτικά κτήρια Αίθουσες διδασκαλίας Χώροι εργαστηρίων Αμφιθέατρα Κλειστά γυμναστήρια Αίθουσες λουτρών αποδυτηρίων Διάδρομοι κλιμακοστάσια και W.C νηπιαγωγείων Ιατρεία Χώροι φύλαξης οργάνων και βεστιάρια	+20 +15 - +18 +18 +15 +22 +15 +24 +15

Για χώρους που απαιτούνται πιο συγκεκριμένες συνθήκες πραγματοποιείται μελέτη πιο εξειδικευμένων συνθηκών.

Για θερμοκρασίες θερμαινόμενων ή μη θερμαινόμενων χώρων που βρίσκονται σε επαφή με θερμαινόμενους χώρους της μελέτης ισχύει ότι:

Πίνακας Β.1.2

1.	Θερμοκρασία χώρου που θερμαίνεται και βρίσκεται σε επαφή με το υπό μελέτη κτήριο	15°C
2.	Θερμοκρασία χώρου που δεν θερμαίνεται και βρίσκεται σε επαφή με το υπό μελέτη κτήριο	
	Ζώνη Α	10°C
	Ζώνη Β	7°C
	Ζώνη Γ	3°C
	Ζώνη Δ	1°C

3.	Θερμοκρασία χώρου που βρίσκεται κάτω από επικλινή μη μονωμένη στέγη (κεραμοσκεπή), λαμβάνεται ίση με τη μέση ελάχιστη εξωτερική θερμοκρασία προσαυξημένη κατά 3°C	$T_{M.E.Eξ}+3$
4.	Θερμοκρασία ημιυπόγειων η υπογείων χώρων που δεν θερμαίνονται και έχουν πόρτες ή παράθυρα προς το εξωτερικό περιβάλλον Ζώνη Α Ζώνη Β Ζώνη Γ Ζώνη Δ	10°C 7°C 3°C 1°C
5.	Ως διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ εσωτερικού χώρου σε επαφή με το έδαφος και θερμοκρασίας εδάφους λαμβάνεται το μισό της διαφοράς της θερμοκρασίας του υπό μελέτη χώρου και της μέσης ελάχιστης εξωτερικής θερμοκρασίας	$\Delta t = T_{εστ} - T_{M.E.Eξ}/2$

### Θερμοκρασία περιβάλλοντος

Για τον θεωρητικό υπολογισμό των θερμικών απωλειών είναι απαραίτητο να είναι διαθέσιμη η μέτρηση της θερμοκρασίας του αέρα περιβάλλοντος της υπό μελέτη περιοχής του κτηρίου ο οποίος έρχεται σε επαφή με τα εξωτερικά τοιχώματα του κτηρίου. Για τους πρακτικούς υπολογισμούς είναι αρκετό να χρησιμοποιηθεί η χαμηλότερη πιθανή χειμερινή εξωτερική θερμοκρασία του υπό μελέτη κτηρίου η οποία δίνεται από τον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας Β.1.3

ΟΝΟΜΑ ΠΟΛΕΩΣ	ΜΕΣΗ ΕΛΑΧΙΣΤΗ ΕΞΩΤΕΡΙΚΗ ΘΕΡΜ/ΣΙΑ (°C)	ΥΨΟΜΕΤΡΟ ΣΤΑΘΜΟΥ (m)	ΕΠΙΚΡΑΤΟΥΝΤΕΣ ΑΝΕΜΟΙ ΚΑΤΑ ΤΟΥΣ ΜΗΝΕΣ ΙΑΝΟΥΑΡΙΟ & ΦΕΒΡΟΥΑΡΙΟ	ΖΩΝΗ
Αθήνα	+1	107	B & N	B

Από τον παραπάνω πίνακα έχουμε την μέση ελάχιστη θερμοκρασία η οποία μπορεί να παρουσιαστεί ελάχιστες φορές για τουλάχιστον δύο συνεχόμενες ημέρες

Με την χρήση της ελάχιστης θερμοκρασίας δημιουργούνται αυξημένες θερμικές απώλειες οπότε προκύπτει μια πιο ισχυρή εγκατάσταση για την κάλυψη όλων των πιθανών θερμικών φορτίων. Επιπλέον θα πρέπει να ληφθεί υπόψη και ο τύπος δόμησης της περιοχής.

## Συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας ( $\lambda$ )

Πίνακας Β.1.4

Υλικά	Συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας (kcal/m <sup>2</sup> *h*°C)
Ασβεστοκονίαμα	0,75
Μόνωση	0,029
Σκυρόδεμα $\geq$ B160	1,75
Πλακίδια επίστρωσης	0,90
Οπτόπλινθοι διάτρητοι	0,40

## Συντελεστής θερμικής μετάβασης και αντίσταση θερμικής μετάβασης ( $\alpha$ )

Πίνακας Β.1.5

	Kcal/m <sup>2</sup> *h*°C
Στις εξωτερικές πλευρές κλειστών χώρων με φυσική κίνηση αέρα	$a_i=7$
Επιφάνειες τοίχων, εσωτερικά παράθυρα, εξωτερικά παράθυρα	
Δάπεδα και οροφές σε περίπτωση θερμικής μετάβασης	$a_i=7$
Από κάτω προς τα πάνω	
Από πάνω προς τα κάτω	$a_i=5$
Στις εξωτερικές πλευρές με μέση ταχύτητα ανέμου περίπου 2m/s	$a_i=20$

(Μαλαχίας, 2010)

## Συντελεστής θερμοπερατότητας K (kcal/m<sup>2</sup>\*h\*°C)

Αν K ο συνολικός συντελεστής θερμοπερατότητας όλου του δομικού στοιχείου και  $\alpha$  η αντίστοιχη συνολική θερμική αντίσταση του στοιχείου ισχύει:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ (m}^2 \cdot \text{K)/W (B. 1)}$$

Συνήθως οι τιμές του K προκύπτουν από πίνακες με ακρίβεια στους οποίους περιγράφονται με μεγαλύτερη ακρίβεια και λεπτομέρεια για παράδειγμα η θερμοπερατότητα για παράθυρα και πόρτες.

Πίνακας Β.1.6

Τύπος	Υλικά πλαισίου	
	Ξύλο ή συνθετικό υλικό	Χάλυβας η άλλα μέταλλα σκυρόδεμα
	Συντελεστής θερμοπερατότητας K	
	kcal/m <sup>2</sup> *h*°C	kcal/m <sup>2</sup> *h*°C
Απλός υαλοπίνακας	4,5	5
Διπλός μονωτικός υαλοπίνακας με διάκενο 6mm	2,8	3,2
Διπλός μονωτικός υαλοπίνακας με διάκενο 12mm	2,6	3
Διπλός υαλοπίνακας με απόσταση 2cm<s<4cm	2,2	2,6
Διπλός υαλοπίνακας με απόσταση 4cm<s<7cm	2	2,4
Διπλό παράθυρο με απόσταση υαλοπινάκων >=7cm	2,2	-
Τοίχος από υαλοπλίνθους με πάχος 80 mm	-	3
Χωρίς υαλοπίνακα	3	5

(Μαλαχίας, 2010)

**Μέγιστος επιτρεπόμενος συντελεστής θερμοπερατότητας (K) δομικών στοιχείων, ανά κλιματική ζώνη, για υφιστάμενα κτήρια**

Πίνακας Β.1.7

Δομικό στοιχείο	Συντελεστής θερμοπερατότητας [W/(m <sup>2</sup> *K)]			
	Κλιματική ζώνη			
	A	B	Γ	Δ
Κούφωμα ανοίγματος σε επαφή με τον εξωτερικό αέρα	3,20	3,00	2,80	2,60
Κούφωμα ανοίγματος σε επαφή με μη θερμαινόμενο χώρο	5,70	5,20	4,80	4,40
Κούφωμα ανοίγματος χωρίς υαλοπίνακα σε επαφή με τον εξωτερικό αέρα	3,20	3,00	2,80	2,60
Κούφωμα ανοίγματος χωρίς υαλοπίνακα σε επαφή με μη θερμαινόμενο χώρο	5,70	5,20	4,80	4,40
Γυάλινη πρόσοψη κτηρίου μη ανοιγόμενη ή μερικώς ανοιγόμενη σε επαφή με τον εξωτερικό αέρα	2,20	2,00	1,80	1,80
Γυάλινη πρόσοψη κτηρίου μη ανοιγόμενη ή μερικώς ανοιγόμενη σε επαφή με μη θερμαινόμενο χώρο	4,00	3,60	3,10	2,90

## Προσαύξηση λόγω προσανατολισμού ( $Z_H$ )

Ο προσανατολισμός του χώρου σχετίζεται άμεσα με την επίδραση των ψυχρών βόρειων ανέμων στην τελική θερμοκρασία του χώρου, και για αυτό τον λόγο αποφεύγονται κατά κύριο λόγο τα ανοίγματα σε βόρειες πλευρές. Αντιθέτως οι θερμικές απώλειες μειώνονται με την ύπαρξη του μεσημβρινού προσανατολισμού (N, NA, ΝΔ). Παρακάτω δίνονται οι προσαυξήσεις λόγω προσανατολισμού σαν ποσοστά.

Πίνακας Β.1.8

Προσανατολισμός	BA	B	ΒΔ	Δ	A	NA	N	ΝΔ
$Z_H$	5%	5%	5%	0%	0%	-5%	-5%	-5%

Οι αποκλίσεις που προκύπτουν από τους προσανατολισμούς είναι αρκετά μεγάλες οπότε και αποδεικνύεται ότι ο ορισμός του προσανατολισμού κατά την μελέτη είναι απαραίτητη. Για περιπτώσεις που ένας τοίχος έρχεται σε επαφή με τον αέρα τότε αυτός θα είναι εκείνος που θα καθορίσει και τον προσανατολισμό. Σε περίπτωση περισσώτερων τοίχων σε επαφή με τον αέρα τότε ο προσανατολισμός ορίζεται από την ακμή.

## Προσαυξήσεις λόγω διακοπτόμενης λειτουργίας ( $Z_\Delta$ )

Σε όλες σχεδόν τις εγκαταστάσεις η λειτουργία είναι διακοπτόμενη και όχι συνεχόμενη ανάλογα το είδος του χώρου φυσικά. Οι διακοπές λειτουργίας ορίζονται χρονικά από τους ιδιοκτήτες του χώρου, για παράδειγμα για θέρμανση πολυκατοικίας τις πρωινές ώρες οι περισσότεροι ένοικοι δουλεύουν οπότε δεν κρίνεται απαραίτητη η θέρμανση των χώρων. Ένας επιπλέον παράγοντας έχει να κάνει με τις εξωτερικές θερμοκρασίες που επικρατούν. Σε κάθε περίπτωση το αποτέλεσμα είναι ότι πάντα απαιτείται παραγωγή θερμικής ενέργειας για την αύξηση της θερμοκρασίας. Οπότε η εγκατάσταση κεντρικής θέρμανσης θα πρέπει να μπορεί να καλύψει της θερμικές απώλειες όταν ο χώρος είναι σε επιθυμητή θερμοκρασία, αλλά και σε περίπτωση που απαιτείται μεγάλη αύξηση της θερμοκρασίας αυτό θα πρέπει να επιτυγχάνεται σε σχετικά μικρό χρονικό διάστημα. Η επιλογή του  $Z_\Delta$  πραγματοποιείται ανάλογα από την ημερήσια περίοδο λειτουργίας του συστήματος θέρμανσης από τον ακόλουθο πίνακα.

Πίνακας Β.1.9

Συντελεστής διακοπτόμενης λειτουργίας		<0,34	0,35-0,80	0,81-1,73	>=1,74	
Λειτουργία της εγκατάστασης ανά 24ωρο	I	Συνεχή λειτουργία	7%	7%	7%	7%
	II	Λειτουργία 12-16ωρών ημερησίως	20%	15%	15%	15%
	III	Λειτουργία 8-12 ώρες ημερησίως	30%	25%	20%	15%

## Προσαυξήσεις λόγω ύψους

Στα ψηλά κτήρια υπάρχουν αρκετοί λόγοι που οδηγούν στην πραγματική προσαύξηση των θερμικών απωλειών, καθώς είναι πολύ λογικό να εμφανίζονται αυξημένες θερμικές απώλειες. Για παράδειγμα ακόμη και το νερό του λέβητα υψηλής θερμοκρασίας που οδηγείται προς τους πάνω ορόφους έχει πολλές θερμικές απώλειες στην πορεία του. Οπότε προκύπτει επιλογή εγκατάστασης αυξημένης θερμικής ενέργειας ανάλογη των απωλειών. Για προσαυξήσεις λόγω ύψους αναφέρεται ότι έχουμε: προσθήκη απωλειών 4% ανά όροφο για ορόφους πέρα του τρίτου, παρόλα αυτά οι προσαυξήσεις λόγω ύψους δεν μπορούν να ξεπεράσουν το 20%.

## Υπολογισμός συντελεστή γωνιακών παραθύρων

Όταν ο χώρος διαθέτει γωνιακό παράθυρο λαμβάνεται προσαύξηση 20% δηλαδή:

$$Z_{\Gamma}=1.2 \quad (\text{B.1.1})$$

Όταν δεν υπάρχουν γωνιακά παράθυρα τότε δεν υπάρχει προσαύξηση οπότε:

$$Z_{\Gamma}=1 \quad (\text{B.1.2})$$

## Τιμές συντελεστή διεισδύσεως αέρα μέσω θυρών και παραθύρων

Οι τιμές του συντελεστή διεισδύσεως αέρα για συνηθισμένες θύρες και παράθυρα δίνονται από τον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας Β.1.10

Υλικό	Είδος ανοίγματος	$\alpha$
Παράθυρα από φυσικό ή συνθετικό ξύλο	Απλό υαλοστάσιο	3
	Διπλό υαλοστάσιο εγγυημένα αεροστεγές	2
Παράθυρο μεταλλικό	Απλό υαλοστάσιο	1,5
	Διπλό υαλοστάσιο εγγυημένα αεροστεγές	1,2
Πόρτα ξύλινη	Πόρτα απλή	3
	Πόρτα εγγυημένα αεροστεγής	2
Πόρτα μεταλλική	Πόρτα απλή	1,5
	Πόρτα εγγυημένα αεροστεγής	1,2

## Συντελεστής διεισδυτικότητας για τον υπολογισμό του αερισμού από χαραμάδες.

Πίνακας Β.1.11

Συντελεστής διεισδυτικότητας R		
Εξωτερικό παράθυρο ή πόρτα	Λόγος εξωτερικών προς εσωτερικά ανοίγματα	R
Κούφωμα με ξύλινο πλαίσιο	< 3	0,9
	3 - 9	0,7
Κούφωμα με μεταλλικό η συνθετικό πλαίσιο	< 6	0,9
	>= 6	0,7

## Συντελεστής θέσης του ανοίγματος και ανεμοπροβολής κτηρίου η χώρου

Είναι χαρακτηριστικός αριθμός για κάθε οικοδομή και εξαρτάται από την θέση σε σχέση με τους ανέμους που υπάρχουν. Οι τιμές του προκύπτουν από τον παρακάτω πίνακα αφού εξεταστεί αν η οικοδομή βρίσκεται προφυλαγμένη εκτεθειμένη η ασυνήθιστα εκτεθειμένη.

1. Προφυλαγμένη: Θεωρείται η οικοδομή που βρίσκεται στο εσωτερικό πόλεως με συνηθισμένο πλάτος δρόμων και συνεχή οικοδομική γραμμή.
2. Εκτεθειμένη: Θεωρείται η οικοδομή η οποία βρίσκεται σε αραιοκατοικημένους συνοικισμούς η χωριά με απόσταση μεταξύ των κτηρίων ή πολύ υψηλές οικοδομές πόλεων και συγκροτήματα οικοδομών απέναντι από θάλασσα λίμνη η ποταμό.
3. Ασυνήθιστα εκτεθειμένη: Θεωρείται η οικοδομή η οποία βρίσκεται σε ανοικτά πεδία χωρίς την ύπαρξη άλλων σπιτιών κοντά.

Πίνακας Β.1.12

ΠΕΡΙΟΧΗ	ΘΕΣΗ	ΕΝ ΣΕΙΡΑ ΟΙΚΗΜΑΤΑ	ΜΕΜΟΝΩΜΕΝΑ ΟΙΚΗΜΑΤΑ
Συνήθης περιοχή πλευράς ισχύος πνοής ανέμων	(α)	0,24	0,34
	(β)	0,41	0,58
	(γ)	0,60	0,84
Περιοχή με ισχυρούς ανέμους	(α)	0,41	0,58
	(β)	0,60	0,84
	(γ)	0,82	1,13

A) Προφυλαγμένη θέση, β) ασυνήθιστα εκτεθειμένη θέση, γ) εκτεθειμένη θέση

## **Προσαυξήσεις των απωλειών θερμότητας**

Οι τιμές για τις θερμικές απώλειες που προκύπτουν από τους υπολογισμούς και επιπλέον οι τιμές που λαμβάνονται από πίνακες αναφέρονται σε κατασκευές κτηρίων καλής ποιότητας και όψεις κτηρίων σε προφυλαγμένη θέση ή απλά δεν επηρεάζονται από κάποιο συγκεκριμένο γεγονός. Για πιο σύνθετες μελέτες υπάρχουν παράγοντες που εξαρτώνται από την θέση την λειτουργία και την κατασκευή, που ορίζονται από διορθωτικές αυξήσεις ή μείωση των τιμών των θερμικών απωλειών που προέκυψαν από ένα πρώτο αναλυτικό υπολογισμό. Πιο συγκεκριμένα οι αιτίες που επηρεάζουν τις διορθωτικές προσαυξήσεις είναι ο προσανατολισμός το ύψος το είδος των χαραμάδων, και η συχνότητα λειτουργίας της εγκατάστασης (Σελούντος, 1995).