



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ  
ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ  
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

**Διπλωματική Εργασία**

**Εξοικονόμηση Ενέργειας στη Βιομηχανία : Παραγωγή και Διαχείριση  
Ατμού**

υπό

**Χριστοφορίδη Χρήστο**

**Φιλίππου Γιάννη**

Υπεβλήθη για την εκπλήρωση μέρους των  
απαιτήσεων για την απόκτηση του  
Διπλώματος Μηχανολόγου Μηχανικού

**2017**

## ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

Περίληψη .....	4
1. Εισαγωγή.....	5
1.1. Εξοικονόμηση ενέργειας.....	5
1.2. Εργαλεία Ανάλυσης.....	6
2. Γενικές Οδηγίες .....	10
3. Συστήματα Ατμού .....	12
3.1. Παραγωγή Ατμού.....	13
3.1.1.Ατμολέβητες .....	13
3.1.2. Αυτόματα Συστήματα Έλεγχου .....	20
3.2. Διανομή Ατμού.....	23
3.2.1.Πίεση Λειτουργίας.....	24
3.2.2. Σωληνώσεις .....	27
3.2.3. Ατμοπαγίδες.....	32
3.3. Μέτρα Αποδοτικότητας σε Συστήματα Ατμού .....	35
3.3.1.Μέτρα Αποδοτικότητας στους Λέβητες.....	35
3.3.1.1. Βελτιστοποίηση Εκμάστευσης Λέβητα .....	35
3.3.1.1.1. Ελαχιστοποίηση του Ρυθμού Εκμάστευσης.....	35
3.3.1.1.2. Ανάκτηση Θερμότητας από Εκμάστευση Λέβητα .....	38
3.3.1.2. Επιστροφή Συμπυκνώματος .....	43
3.3.1.3. Βελτιστοποίηση Καύσης.....	46
3.3.1.4. Ανάκτηση Θερμότητας Καυσαερίων .....	51
3.3.1.4.1. Υπερθερμαντήρες .....	51
3.3.1.4.2. Προθερμαντήρες.....	52
3.3.1.5. Συντήρηση Λέβητα.....	53
3.3.2. Μέτρα ενεργειακής Αποδοτικότητας σε Συστήματα Διανομής Ατμού .....	56
3.3.2.1. Βελτιστοποίηση Απωλειών Θερμότητας Στη Σωλήνωση.....	56
3.3.2.2. Επιλογή Πάχους Μόνωσης .....	57
3.3.2.3. Επιλογή Υλικού .....	60
3.3.2.4. Συντήρηση Μόνωσης .....	62
3.3.2.5. Συντήρηση Ατμοπαγίδων .....	62
4. Συμπαράγωγή .....	64
4.1. Ορισμός .....	64
4.2. Εξαρτήματα Συστημάτων .....	64
4.2.1.Αεριοστρόβιλος .....	65
4.2.2.Εναλλάκτης Θερμότητας Παραγωγής Ατμού (ΕΘΠΑ) .....	71
4.2.3.Ατμοστρόβιλος .....	80
4.2.4.Ψύκτης Απορρόφησης .....	87
4.3. Είδη Συστημάτων .....	90
4.3.1.Σύστημα Συμπαράγωγής Απλού Κύκλου Brayton.....	90
4.3.2. Σύστημα Συμπαράγωγής Συνδυασμένου Κύκλου.....	95
4.3.3.Άλλα Συστήματα.....	105
4.3.3.1. Αεριοστρόβιλος με ψεκασμό ατμού.....	105
4.3.3.2. Απλού Κύκλου Rankine .....	106

5. Μελέτη Περίπτωσης .....	107
5.1. Μελέτη Περίπτωσης 1 .....	107
5.2. Μελέτη Περίπτωσης 2 .....	113
6. Συμπεράσματα .....	124
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ .....	125

## ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η βελτίωση της ενεργειακής απόδοσης αποτελεί καίριο μέσο μείωσης του κόστους παραγωγής και αύξησης των προβλεπόμενων κερδών στη βιομηχανία, ειδικά σε καιρούς υψηλής αστάθειας όσον αφορά τα ενεργειακά κόστη. Υπάρχει πληθώρα επιλογών στα μέσα μείωσης της ενεργειακής κατανάλωσης που τελικά αποφέρουν οικονομικό κέρδος παρά το αρχικό κόστος επένδυσης. Η εργασία αυτή επικεντρώνεται σε τρόπους εξοικονόμησης ενέργειας για την παραγωγή και διανομή ατμού. Συστήματα ατμού συναντώνται σχεδόν σε κάθε βιομηχανική εγκατάσταση και καταλαμβάνουν μεγάλο κομμάτι της πίτας των ενεργειακών εξόδων. Ιδιαίτερη αναφορά γίνεται σε συστήματα συμπαραγωγής τα οποία προσφέρουν ταυτόχρονη ικανοποίηση θερμικών και ηλεκτρικών αναγκών. Αρχικά γίνεται ανάλυση όλων των επιμέρους μελών ενός συστήματος ατμού παραθέτοντας συμβουλές σχετικά με σχεδιαστικά και λειτουργικά ζητήματα, καθώς και μέτρα για την βελτίωση των συστημάτων με σκοπό την αύξηση της αποδοτικότητας. Ακολουθεί ανάλυση και μελέτη των αρχών λειτουργίας των εξαρτημάτων από τα οποία αποτελείται ένα σύστημα συμπαραγωγής. Τέλος γίνεται απόπειρα λήψης συμπερασμάτων σχετικά με την λειτουργία δύο περιπτώσεων συμπαραγωγής μέσω προσομοίωσης σε υπολογιστικά φύλλα. Οι πληροφορίες που παρέχει αυτός ο ενεργειακός οδηγός στοχεύουν στο να βοηθήσουν στην λήψη αποφάσεων σε βιομηχανίες έτσι ώστε να επιτευχθεί μείωση των εξόδων παραγωγής και διαχείρισης ατμού χωρίς συμβιβασμούς σε θέματα ποιότητας των τελικών προϊόντων.

## Abstract

Improving energy efficiency is a key means of reducing production costs and increasing the projected profit in the industry, especially in times of high volatility on energy costs. There are numerous options to reduce energy consumption that ultimately generate economic profit no matter how high the initial investment cost might be. This study focuses on energy saving methods for the production and distribution of steam. Steam systems are found in almost every industrial plant and occupy a large piece of the pie of energy costs. Special mention is done on cogeneration systems which simultaneously meet the demand of both heat and electrical energy needs. Initially an analysis of all the parts of steam system is done, giving advice on design and operational issues, as well as measures to increase efficiency of these systems. What follows is an analysis and study of the principles of operation of components that make up a cogeneration system. Finally there is an attempt to make conclusions about the operation of two cogeneration cases through simulation spreadsheets. The information that this energy guide provides is aiming to help industrial managers make decisions in order to achieve a reduction of production costs and steam management without compromising the quality of finished products.

## 1.Εισαγωγή

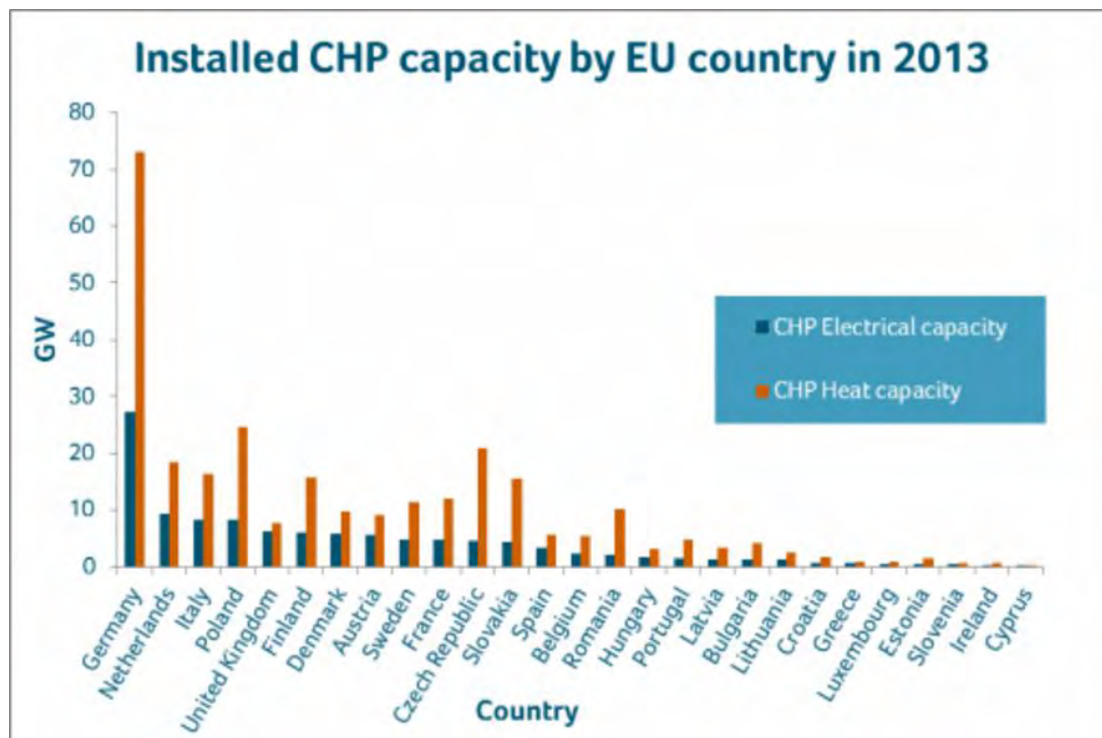
### 1.1 Εξοικονόμηση ενέργειας

Ο χώρος της βιομηχανίας είναι ιδιαίτερα ανταγωνιστικός με αποτέλεσμα την γέννηση της ανάγκης για μείωση στα κόστη παραγωγής, χωρίς αυτό να επιφέρει πλήγμα στην ποιότητα του τελικού προϊόντος. Η συνεχής μεταβολή στο κόστος των καυσίμων, όπως το πετρέλαιο και το φυσικό αέριο, μπορεί επίσης να επηρεάσει αρνητικά τα προβλεπόμενα έσοδα. Η απάντηση σε αυτό το πρόβλημα πολλές φορές έρχεται στη μορφή επένδυσης στη βελτίωση της ενεργειακής απόδοσης. Πιο συγκεκριμένα επιστρατεύονται ενεργειακά αποδοτικότερα συστήματα και τεχνολογίες που επηρεάζουν μια βιομηχανική εγκατάσταση σε πολλαπλά επίπεδα.

Η παραγωγή ατμού αποτελεί κύρια συμβολή στη διαμόρφωση των ενεργειακών εξόδων σε πληθώρα βιομηχανικών κλάδων. Επί παραδείγματι το 37% των καυσίμων στις Ηνωμένες Πολιτείες καταναλώνεται με σκοπό την ατμοπαραγωγή. Πιο συγκεκριμένα το ποσοστό της ενέργειας που καταναλώνεται προς παραγωγή ατμού σε σχέση με την ολική ενεργειακή κατανάλωση σε διάφορους τομείς της βιομηχανίας είναι το εξής : επεξεργασία τροφίμων 57%, επεξεργασία χαρτιού 81%, χημικές διεργασίες 42%, διύλιση πετρελαίου 23% και διαμόρφωση πρώτων μεταλλικών υλών 10% [1]. Εφόσον η παραγωγή ατμού είναι κοινό στοιχείο ενός μεγάλου τμήματος του βιομηχανικού χώρου, αποτελεί ενδιαφέρον τομέα για την εφαρμογή μέτρων βελτίωσης της λειτουργίας του.

Εκτός από τα θερμικά καθήκοντα, μια εγκατάσταση μπορεί να κληθεί να καλύψει και τα ηλεκτρικά της έξοδα. Στην περίπτωση των βιομηχανιών όπου λαμβάνει χώρα παραγωγή ατμού είναι εφικτός ο συνδυασμός των δύο αναγκών μέσω των συστημάτων συμπαραγωγής. Η συμπαραγωγή είναι η ταυτόχρονη παραγωγή και αξιοποίηση θερμικής και ηλεκτρικής ενέργειας. Η θεμελιώδης αρχή λειτουργίας της είναι ότι ,προκειμένου να μεγιστοποιηθούν τα πολλαπλά οφέλη της τεχνολογίας αυτής, τα συστήματα πρέπει να σχεδιάζονται με πρωταρχικό σκοπό την κάλυψη των θερμικών αναγκών.

Στην Ευρωπαϊκή Ένωση το 11.7% της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας προέρχεται από εγκαταστάσεις συμπαραγωγής ( δεδομένα Eurostat 2013; Δημοσιευμένα το έτος 2015). Υπάρχουν όμως διαφοροποιήσεις μεταξύ των κρατών-μελών με μεταβαλλόμενη χρήση τέτοιων συστημάτων στην παραγωγή ηλεκτρισμού κυμαινόμενη από 0% έως και 48%. Σύμφωνα με επίσημα στατιστικά στοιχεία της Eurostat για το έτος 2011 δεν υπάρχει συμπαραγωγή στη Μάλτα, ενώ σε Κύπρο και Γαλλία παρουσιάζονται ποσοστά 0.6% και 2.7% αντίστοιχα. Η Σλοβακία είναι πρωτοπόρος στην χρήση τεχνολογιών συμπαραγωγής με το ποσοστό να αγγίζει το 78.6% ακολουθούμενη από την Δανία (48.8%).



Διάγραμμα 1.1: Ποσό παραγόμενης ηλεκτρικής και θερμικής ενέργειας με συμπαραγωγή ανά κράτος-μέλος της Ε.Ε (COGEN Europe, βασισμένα σε δεδομένα της Eurostat, 2015)

Σύμφωνα με τον παραπάνω πίνακα είναι αντιληπτό ότι υπάρχουν περιθώρια βελτίωσης στον βαθμό υιοθέτησης συστημάτων συμπαραγωγής στα περισσότερα κράτη-μέλη.

## 1.2 Εργαλεία Ανάλυσης

Σε αυτή την ενότητα γίνεται παράθεση των θεμελιωδών εργαλείων ανάλυσης ως βάση των όσων ακολουθούν στις επόμενες ενότητες.

### 1<sup>ος</sup> Θερμοδυναμικός Νόμος

Ο πρώτος θερμοδυναμικός νόμος είναι μια εκδοχή του νόμου διατήρησης της ενέργειας προσαρμοσμένος σε θερμοδυναμικά συστήματα. Ο νόμος διατήρησης της ενέργειας δηλώνει ότι η συνολική ενέργεια ενός απομονωμένου συστήματος είναι σταθερή, δηλαδή η ενέργεια μπορεί να αλλάξει μορφή αλλά δεν μπορεί να καταστραφεί ούτε να δημιουργηθεί εκ του μηδενός.

#### Κλειστό σύστημα

Ο 1<sup>ος</sup> Θερμοδυναμικός νόμος είναι υψίστης σημασίας και αξίζει να σημειωθεί ότι συνήθως στη βιβλιογραφία εμφανίζεται ως μέσο ανάλυσης κλειστών συστημάτων.

Για ένα δεδομένο σύστημα ορίζουμε  $\Delta E^{kin} = \text{Μηχανική Ενέργεια}$ ,  $\Delta E^{pot} = \text{Δυναμική Ενέργεια}$  και  $\Delta E^{tot} = \text{Συνολική Ενέργεια}$ . Οι δύο πρώτες ποσότητες προσδιορίζονται μέσα από κατάλληλες μηχανικές μεταβλητές και εξ ορισμού

$$E^{tot} = E^{kin} + E^{pot} + U, \text{ όπου } U \text{ είναι η εσωτερική ενέργεια του συστήματος}$$

Για μια πεπερασμένη διεργασία, αντιστρεπτή και μη ισχύει:

$$\Delta E^{tot} = \Delta E^{kin} + \Delta E^{pot} + \Delta U$$

Ο πρώτος νόμος σε μορφή που εμπεριέχει την αρχή διατήρησης της ενέργειας γενικότερα γράφεται:

$$\Delta E^{tot} = W + Q$$

Όπου με Q και W συμβολίζεται η θερμότητα και το έργο που προστίθενται, χωρίς περιορισμούς σχετικά με το αν η διεργασία είναι αντιστρεπτή, ημιστατική ή μη-αντιστρεπτή. [2]

### Ανοιχτό σύστημα

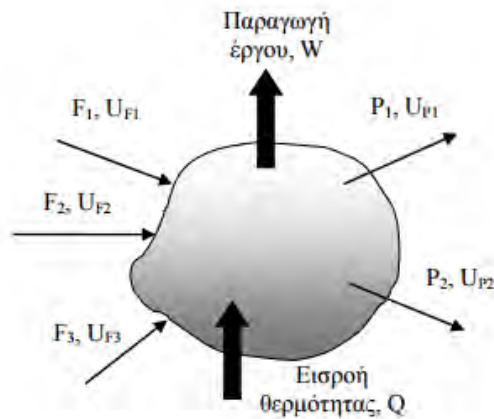
Το ολοκληρωτικό ισοζύγιο ενέργειας εφαρμόζεται σε όγκο ελέγχου που περιλαμβάνει ολόκληρη την συσκευή. Ενέργεια μεταφέρεται με τα ρεύματα εισόδου και εξόδου της συσκευής, υπό τη μορφή εσωτερικής και μηχανικής ενέργειας. Επίσης η διεργασία εναλλάσσει θερμότητα και έργο με το περιβάλλον. Η γενική μορφή του ισοζυγίου ενέργειας διατυπώνεται, ως εξής:

(ρυθμός συσσώρευσης ενέργειας στο σύστημα) = (ρυθμός εισροής ενέργειας με τα ρεύματα εισόδου) - (ρυθμός εκροής ενέργειας με τα ρεύματα εξόδου) + (ρυθμός εισροής θερμότητας από το περιβάλλον) - (ρυθμός παραγωγής έργου από το σύστημα προς το περιβάλλον)

όπου ακολουθείται η σύμβαση της θερμοδυναμικής σχετικά με το πρόσημο των όρων θερμότητας και έργου.

Συμβολίζοντας και πάλι με  $E^{tot}$  την συνολική ενέργεια της συσκευής, με  $U_{Fi}$  την ειδική εσωτερική ενέργεια του ρεύματος  $F_i$  εισόδου, ενώ με  $U_{Pj}$  την ειδική εσωτερική ενέργεια του ρεύματος  $P_j$  (δηλαδή την εσωτερική ενέργεια ανά μονάδα μάζας) και με  $u$  και  $z$  την ταχύτητα και την υψομετρική θέση αντίστοιχα, το ισοζύγιο παίρνει τη μορφή

$$\frac{dE^{tot}}{dt} = \sum F_i \left( U + \frac{u^2}{2} + gz \right)_{Fi} - \sum P_j \left( U + \frac{u^2}{2} + gz \right)_{Pj} + \dot{Q} - \dot{W}$$



Εικόνα 1.2.1: Ισοζύγιο ενέργειας σε τυχαίο όγκο ελέγχου

Οι συνεισφορές του έργου μπορούν να περιληφθούν σε δύο κατηγορίες: Το έργο κινούμενων μερών ή έργο ατράκτου ( $\dot{W}_s$ ) και το έργο από την μετατόπιση του διανύσματος πίεσης στις εισόδους και τις εξόδους της συσκευής. Το τελευταίο συμψηφίζεται με την ειδική εσωτερική ενέργεια,  $U_{Fi}$ , του αντίστοιχου ρεύματος  $F_i$  και δίνει την ενθαλπία του ρεύματος  $H_{Fi}$ .

$$\frac{dE^{tot}}{dt} = \sum F_i \left( H + \frac{u^2}{2} + gz \right)_{Fi} - \sum P_j \left( H + \frac{u^2}{2} + gz \right)_{Pj} + \dot{Q} - \dot{W}_s$$

## 2<sup>ος</sup> Θερμοδυναμικός Νόμος

Ο 2<sup>ος</sup> Θερμοδυναμικός νόμος δηλώνει ότι η συνολική εντροπία ενός απομονωμένου συστήματος συνεχώς αυξάνεται ή παραμένει σταθερή σε ιδανικές περιπτώσεις όπου το σύστημα βρίσκεται σε σταθερή κατάσταση ή υπόκειται σε αντιστρεπτή μεταβολή.

Η έκφραση του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου για **κλειστά συστήματα** (όπου λαμβάνει χώρα μεταφορά θερμότητας αλλά όχι μάζας) είναι η εξής:

$$\frac{dS}{dt} = \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{S}_i, \text{ με } \dot{S}_i \geq 0$$

Όπου

$\dot{Q}$  : η ροή θερμότητας προς το σύστημα

$T$  : η θερμοκρασία στο σημείο όπου η θερμότητα εισέρχεται στο σύστημα

$\dot{S}_i$  : το άθροισμα του ρυθμού παραγωγής εντροπίας από όλες τις διεργασίες μέσα στο σύστημα

Στην ανωτέρω σχέση η ισότητα ισχύει μόνο στην περίπτωση όπου αντιστρεπτές διεργασίες λαμβάνουν χώρα μέσα στο σύστημα. Επίσης, εάν η θερμότητα εισέρχεται στο σύστημα σε πολλαπλά σημεία είναι απαραίτητη η άθροιση των αντίστοιχων όρων.



Στην περίπτωση του **ανοιχτού συστήματος** (μεταφορά μάζας και θερμότητας) η αντίστοιχη έκφραση του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου είναι η εξής:

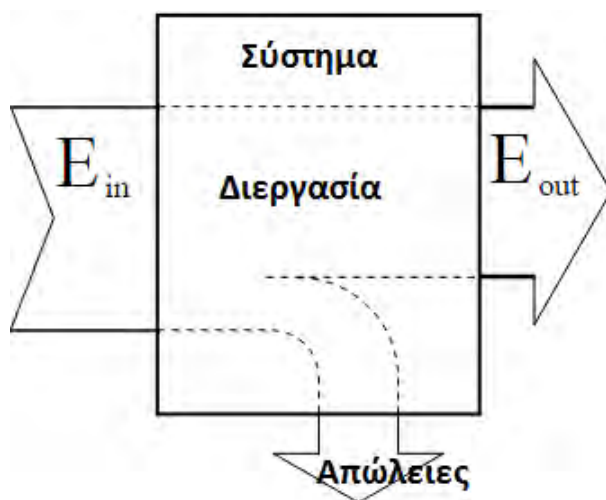
$$\frac{dS}{dt} = \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{S} + \dot{S}_i, \text{ με } \dot{S}_i \geq 0$$

Όπου

$\dot{S}$  : η ροή εντροπίας προς το σύστημα που σχετίζεται με την ροή της μάζας που εισέρχεται στο σύστημα. Εάν μάζα εισέρχεται σε πολλαπλά σημεία του συστήματος, είναι απαραίτητη η άθροιση των αντίστοιχων όρων.

### Θερμική Απόδοση Συστήματος

Γενικά, ως βαθμός απόδοσης ενεργειακής μετατροπής ορίζεται ο λόγος μεταξύ της χρήσιμης παραγόμενης ενέργειας μιας συσκευής και του εισαγόμενου ενεργειακού κόστους. Όσον αφορά την θερμική απόδοση η είσοδος στη συσκευή είναι η θερμότητα ή η εσωτερική ενέργεια του καυσίμου που καταναλώνεται. Το επιθυμητό αποτέλεσμα είναι της μορφής μηχανικού έργου, θερμότητας ή και των δύο. Επειδή η θερμότητα στην είσοδο του συστήματος έχει ένα πραγματικό οικονομικό κόστος ένας πιο γενικός ορισμός της θερμικής απόδοσης είναι ο εξής:  $n_{th} = \frac{\text{ώφελος}}{\text{κόστος}}$



Εικόνα 1.2.1 Ενέργεια(μηχανική) εξόδου είναι πάντα μικρότερη από την ενέργεια εισόδου

Τέλος, βάσει του 1<sup>ου</sup> Θερμοδυναμικού νόμου, το ενεργειακό όφελος δε μπορεί να ξεπεράσει το ενεργειακό κόστος, δηλαδή:  $0 \leq n_{th} \leq 1$

## 2. Γενικές Οδηγίες

Υπάρχουν πολλές ευκαιρίες στη βιομηχανία για τη μείωση της ενεργειακής κατανάλωσης με παράλληλη διατήρηση ή και βελτίωση της παραγωγικότητας. Ιδανικά, οι ευκαιρίες βελτίωσης της ενεργειακής αποδοτικότητας θα πρέπει να επιδιώκονται με συντονισμένο τρόπο σε πολλαπλά επίπεδα μέσα σε μια εγκατάσταση. Στο επίπεδο των κατασκευαστικών στοιχείων και εξοπλισμού, η ενεργειακή απόδοση μπορεί να βελτιωθεί μέσω τακτικών προληπτικών συντηρήσεων, σωστή επιλογή και διαχείριση εξοπλισμού, καθώς και αντικατάσταση των παλαιότερων μηχανημάτων με αντίστοιχα υψηλότερης απόδοσης (π.χ., κινητήρες υψηλής απόδοσης) όποτε είναι εφικτό. Στο επίπεδο των διεργασιών, έλεγχος και βελτιστοποίηση των διεργασιών μπορεί να επιδιωχθεί έτσι ώστε να εξασφαλίζεται ότι η παραγωγή τρέχει στη μέγιστη αποδοτικότητα. Σε επίπεδο εγκατάστασης, η απόδοση του φωτισμού και αερισμού του χώρου μπορεί να βελτιωθεί, ενώ τα ολικά ενεργειακά κόστη της εγκατάστασης μπορούν να ελαχιστοποιηθούν μέσω Ενοποίησης Διεργασιών, όπου αυτό είναι εφικτό. Τέλος, στο επίπεδο της οργάνωσης θα πρέπει να εφαρμοστούν πλάνα για την διαχείρισης ενέργειας προκειμένου να εξασφαλιστεί ένα ισχυρό εταιρικό πλαίσιο για την παρακολούθηση της ενέργειας, ρύθμιση στόχων και συμμετοχής των εργαζομένων σε αυτόν τον σκοπό με τελικό στόχο την συνεχή βελτίωση. [3]

Προγράμματα και Πλάνα Ενεργειακής Διαχείρισης	
Προγράμματα ενεργειακής διαχείρισης	Ενεργειακές ομάδες
Συστήματα παρακολούθησης και ελέγχου ενέργειας	
Συστήματα Ατμού	
Συστήματα Παραγωγής Ατμού	
Έλεγχος λειτουργίας λέβητα	Συντήρηση λέβητα
Μείωση ποσότητας καυσαερίων	Ελαχιστοποίηση εκμάστευσης
Μείωση περίσσιας αέρα	Ανάκτηση ατμού εκμάστευσης
Βελτίωση μόνωσης λέβητα	Αξιοποίηση καυσαερίων
Επιστροφή συμπυκνώματος	Αντικατάσταση καυστήρα
Συστήματα Διανομής Ατμού	
Συστήματα ελέγχου διανομής	Συντήρηση ατμοπαγίδων
Βελτίωση μόνωσης	Έλεγχος ατμοπαγίδων
Συντήρηση μόνωσης	Επιδιόρθωση διαρροών
Βελτίωση ατμοπαγίδων	Ανάκτηση ατμού εκτόνωσης
Συστήματα Παραγωγής Ηλεκτρικής και Θερμικής Ενέργειας (Συμπααραγωγή)	
Συνδυασμένος κύκλος	Κύκλος Cheng
Ψύξη αέρα εισόδου	Σωστή λειτουργία και συντήρηση
Συστήματα κινητήρων	
Πláνο διαχείρισης κινητήρων	Κινητήρες ρυθμιζόμενων στροφών
Σωστή επιλογή κινητήρα	Ελαχιστοποίηση ανισορροπίας δυναμικού
Συντήρηση	
Συστήματα Αντλιών	
Συντήρηση	Αποφυγή αστοχίας βαλβίδων
Συστήματα Ελέγχου	Αντικατάσταση ιμάντων μεταφοράς
Μείωση αριθμού αντλιών στον σχεδιασμό	Ορθή επιλογή μεγέθους σωληνώσεων
Αντλίες υψηλής αποδοτικότητας	Κινητήρες ρυθμιζόμενων στροφών
Πολλαπλές αντλίες για διαφορετικά φορτία	Σωστή διαστασιολόγηση αντλιών
Ανεμιστήρες	
Συντήρηση	Σωστή διαστασιολόγηση
Ιμάντες υψηλής απόδοσης	Επιδιόρθωση απωλειών αεραγωγών
Κινητήρες ρυθμιζόμενων στροφών	Βελτιωμένος έλεγχος
Συστήματα Πεπιεσμένου Αέρα	
Συντήρηση	Βελτιωμένη διαχείριση φορτίου
Εποπτεία	Ελαχιστοποίηση πτώσης πίεσης
Μείωση διαρροών	Μείωση θερμοκρασίας αέρα εισαγωγής
Ειδικός σχεδιασμός του συστήματος για υψηλές πιέσεις	Σωστή διαστασιολόγηση σωληνώσεων
Ανάκτηση θερμότητας	Συμπιεστές φυσικού αερίου
Φωτισμός	
Συστήματα ελέγχου φωτισμού	Αντικατάσταση λαμπτήρων υδραργύρου
Αντικατάσταση σωλήνων led T-12 με T-8	Χρήση φυσικού φωτός

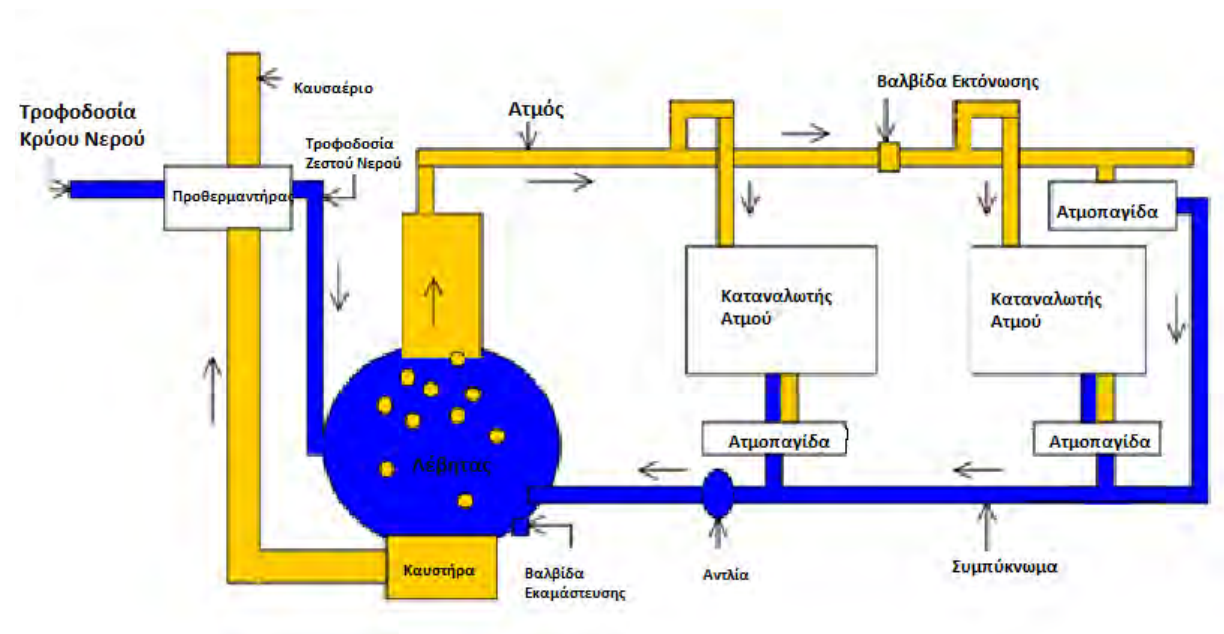
Πίνακας 2.1: Βασικά μέτρα εξοικονόμησης ενέργειας

Στον πίνακα 2.1 γίνεται μια επιγραμματική αναφορά στα μέτρα εξοικονόμησης ενέργειας, που εφαρμόζονται στους διάφορους τομείς, μιας βιομηχανικής εγκατάστασης. Στις ενότητες που ακολουθούν θα γίνει παρατεταμένη ανάλυση των δυνατοτήτων εξοικονόμησης ενέργειας σε **Συστήματα Ατμού** και στην **Συμπααραγωγή**.

### 3. Συστήματα Ατμού

Τα συστήματα ατμού είναι κομμάτι σχεδόν κάθε αξιόλογου τομέα της παραγωγικής βιομηχανίας σήμερα. 34% των καυσίμων που καίγονται στην βιομηχανία στην Ευρωπαϊκή Ένωση χρησιμοποιείται για την δημιουργία ατμού. Ο ατμός έπειτα χρησιμοποιείται σε διεργασίες θέρμανσης, στη συμπύκνωση και απόσταξη ρευστών, ή χρησιμοποιείται κατευθείαν σαν τροφοδοσία. Όλοι οι μεγάλοι βιομηχανικοί καταναλωτές ενέργειας αποδίδουν σημαντικό ποσοστό της κατανάλωσης καυσίμου τους στην παραγωγή ατμού: Μεταποίηση τροφίμων (57%), Χαρτοπολτού και χαρτιού (81%), Χημικών προϊόντων (42%), Διύλιση πετρελαίου (23%), και Πρωτογενή μέταλλα (10%). Επειδή τα βιομηχανικά συστήματα είναι πολύ διαφορετικά, αλλά συχνά έχουν μεγάλα συστήματα ατμού σαν κοινό, τα καθιστά χρήσιμο στόχο για μέτρα ενεργειακής απόδοσης.[3]

Αν και το ακριβές μέγεθος και η χρήση ενός μοντέρνου συστήματος ποικίλει σημαντικά υπάρχει ένα γενικό πλάνο που ακολουθούν όλα τα συστήματα ατμού το οποίο φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.



Εικόνα 3.1.1 Γενική Μορφή Συστήματος Ατμού [3]

#### Επισκόπηση της διαδικασίας

Επεξεργασμένο κρύο νερό τροφοδοτείται στο λέβητα όπου και θερμαίνεται για να δημιουργήσει ατμό. Χημική επεξεργασία του νερού τροφοδοσίας είναι απαραίτητη για την αφαίρεση ακαθαρσιών. Οι ακαθαρσίες υπό κάθε άλλη περίπτωση θα συσσωρεύονταν στα τοιχώματα των λεβήτων. Παρόλα αυτά κάποιες ακαθαρσίες παραμένουν και μπορούν να συσσωρευτούν στο νερό του λέβητα. Για αυτό το λόγο νερό αντλείται εκτός του συστήματος κατά τακτά χρονικά διαστήματα με μια διαδικασία που ονομάζεται εκμάστευση. Ο παραγόμενος ατμός μετά κινείται μέσα από το σύστημα διανομής και καταλήγει στη διεργασία που απαιτεί την παροχή του. Κάποιες φορές ο ατμός περνάει μέσα από βαλβίδες εκτόνωσης εάν η διεργασία απαιτεί ατμό μικρότερης πίεσης. Καθώς ο

ατμός χρησιμοποιείται για τις θερμικές διεργασίες, και ακόμη καθώς ταξιδεύει μέσω του συστήματος διανομής για να φτάσει εκεί, ο ατμός ψύχεται και συμπυκνώνεται σε κάποιο βαθμό. Αυτό το συμπύκνωμα απομακρύνεται με μια παγίδα ατμού, η οποία επιτρέπει στο συμπύκνωμα να περάσει, αλλά εμποδίζει τη διέλευση του ατμού. Το συμπύκνωμα μπορεί να ανακυκλωθεί στο λέβητα, ανακτώντας έτσι κάποια θερμότητα και μειώνοντας την ανάγκη για φρέσκο επεξεργασμένο νερό τροφοδοσίας. [3]

Μέτρα με σκοπό βελτιωμένη ενεργειακή απόδοση είναι εφαρμόσιμα στα 2 υποσυστήματα ενός συστήματος ατμού, το σύστημα διανομής ατμού και το σύστημα παραγωγής του. Αρχικά θα γίνει μια ανάλυση των εξαρτημάτων που χρησιμοποιούνται στα δύο υποσυστήματα έτσι ώστε να γίνει καλύτερη ανάλυση των πιο εφαρμόσιμων μέτρων.

Για την δημιουργία του παρακάτω οδηγού χρησιμοποιήθηκε το εκτενές βιβλιογραφικό υλικό της εταιρίας Spirax Sarco.

### **3.1 Παραγωγή Ατμού**

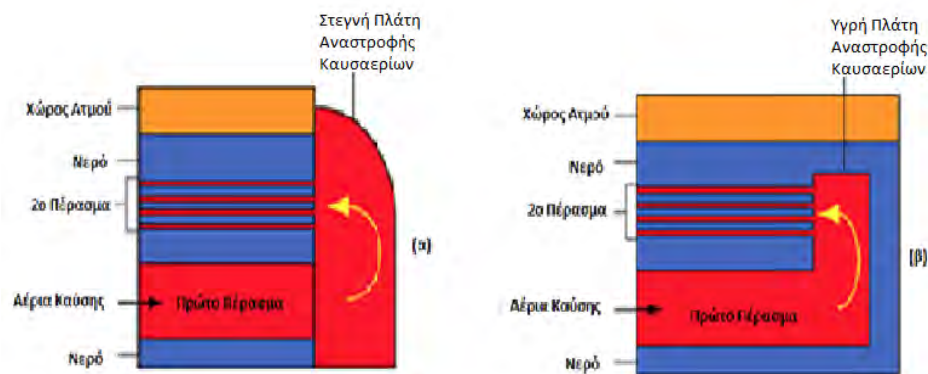
#### **3.1.1 Ατμολέβητες**

Ένα καλοσχεδιασμένο, λειτουργικό και καλά συντηρούμενο λεβητοστάσιο είναι η καρδιά ενός αποδοτικού συστήματος παραγωγής ατμού. Υπάρχουν διάφοροι τύποι λεβήτων που χρησιμοποιούνται στην παραγωγή ατμού. Στο παρακάτω κείμενο παρουσιάζονται οι πιο συνήθεις.

##### **α) Λέβητες Κελύφους [4]**

Ατμολέβητες κελύφους χαρακτηρίζονται οι λέβητες στους οποίους η μεταφορά θερμότητας περιορίζεται μέσα στο ατσάλινο κέλυφος. Αρκετές διαφορετικές διατάξεις σωληνώσεων χρησιμοποιούνται στους λέβητες κελύφους περιλαμβανομένου και του αριθμού των περασμάτων που θα κάνει η θερμότητα από το καυστήρα του λέβητα μέχρι να αποβληθεί. Οι εικόνες 1α και 1β δείχνουν ένα τυπικό λέβητα 2 περασμάτων. Η εικόνα 1α δείχνει ένα λέβητα 'στεγνής πλάτης' (dry back) όπου τα ζεστά καυσαέρια γυρίζουν μέσα από ένα θάλαμο με πυρίμαχη επένδυση.

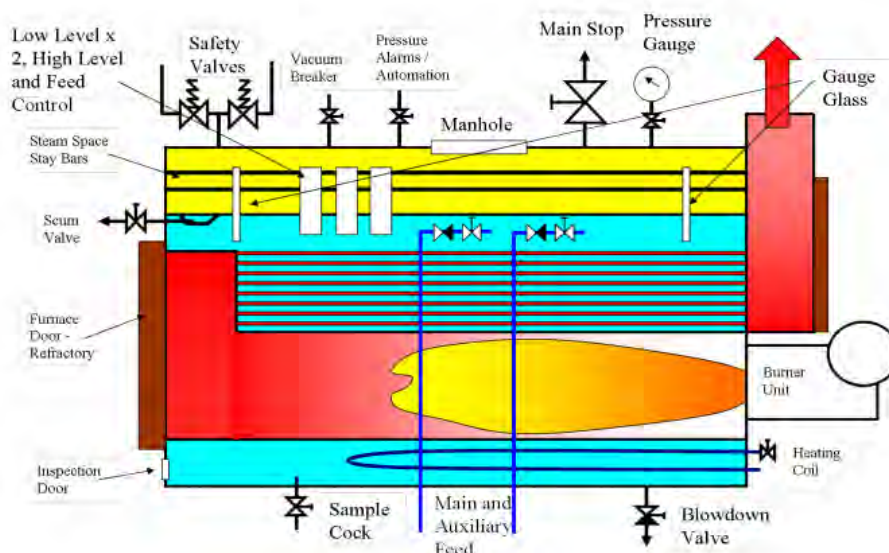
Η εικόνα 1β δείχνει ένα πιο αποδοτικό τρόπο για την αντιστροφή των καυσαερίων μέσα από μια διάταξη 'υγρής πλάτης' (wet back). Ο θάλαμος αναστροφής βρίσκεται ολοκληρωτικά μέσα στον ατμολέβητα. Αυτό επιτρέπει μια μεγαλύτερη επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας καθώς και επιτρέπει στο νερό του λέβητα να θερμανθεί στο σημείο όπου η θερμότητα από τον κλίβανο θα είναι μεγαλύτερη - στο άκρο του τοιχώματος του θαλάμου. [4]



Σχήμα 3.1.1.1 (α) και (β) : Λέβητας κελύφους υγρής και στεγνής πλάτης [4]

Βασικός θερμοϋδραυλικός σχεδιασμός:

- Ακτινοβολία στον φλογοσωλήνα. Επιφάνεια με κυματισμούς για (α) παραλαβή διαστολών και (β) αύξηση τύρβης καυσαερίων
- Συναγωγή στους αεριαλούς



#### Περιορισμός Πίεσης σε Λέβητες Κελύφους [4]

Οι τάσεις που μπορούν να επιβληθούν στον λέβητα περιορίζονται από τα εθνικά πρότυπα. Μέγιστη πίεση θα συμβεί γύρω από την περιφέρεια ενός κυλίνδρου. Αυτό ονομάζεται περιφερειακή τάση. Η αξία αυτής της τάσης μπορεί να υπολογιστεί χρησιμοποιώντας την εξίσωση:

$$\sigma = \frac{PD}{2\kappa}$$

P: Πίεση D: Διάμετρος κυλίνδρου κ: πάχος ελάσματος

Η μεταφορά θερμότητας μέσα από τους σωλήνες του κλιβάνου γίνεται μέσω αγωγής. Είναι φυσικό ότι χοντρές πλάκες δεν άγουν θερμότητα τόσο γρήγορα όσο λεπτές πλάκες. Παχύτερες πλάκες είναι όμως σε θέση να αντέξουν περισσότερη καταπόνηση.

Αυτό έχει ιδιαίτερη σημασία στους σωλήνες του κλιβάνου, όπου η θερμοκρασία της φλόγας μπορεί να είναι έως και 1 800 ° C, και πρέπει να επιτευχθεί ισορροπία μεταξύ:

- Μιας παχύτερης πλάκας, η οποία έχει τη δομική αντοχή για να αντέχει τις δυνάμεις που δημιουργούνται από την πίεση στο λέβητα.
- Μιας λεπτής πλάκας, η οποία έχει την ικανότητα να μεταφέρει θερμότητα πιο γρήγορα.

Η Εξίσωση δείχνει ότι καθώς το πάχος του ελάσματος γίνεται μικρότερο, η τάση αυξάνει για την ίδια πίεση λέβητα.

Η εξίσωση που συνδέει πάχος του ελάσματος με τη μεταφορά θερμότητας είναι η Εξίσωση:

$$\dot{Q} = kA \frac{\Delta T}{\kappa}$$

Η Εξίσωση δείχνει ότι, καθώς το πάχος του ελάσματος γίνεται μικρότερο, η μεταφορά θερμότητας αυξάνει. Λύνοντας και της δύο εξισώσεις ως προς το πάχος του ελάσματος προκύπτει :

$$\kappa = \frac{PD}{2\sigma}$$

$$\kappa = \frac{kA\Delta T}{\dot{Q}}$$

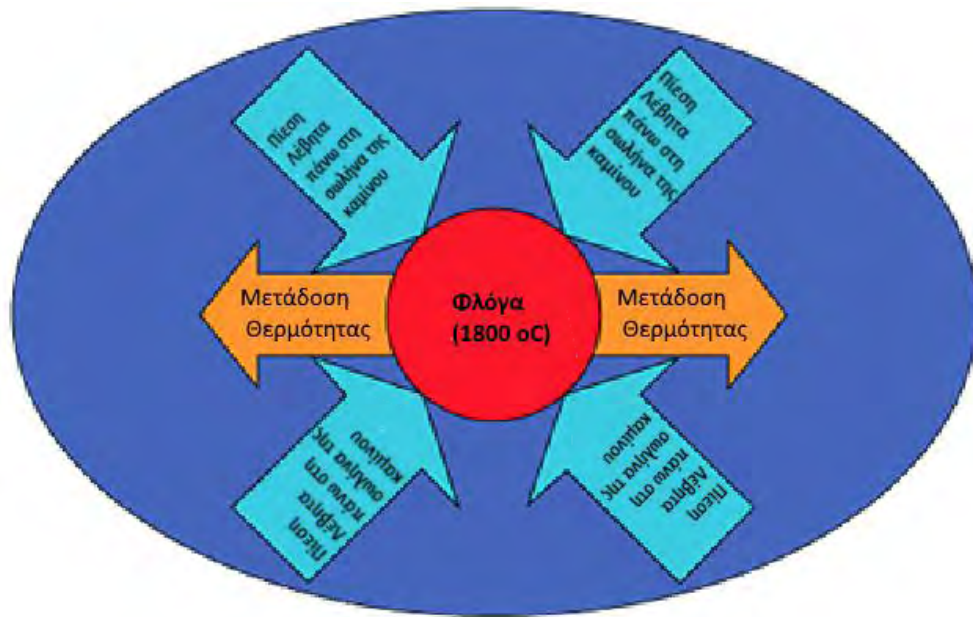
Εξισώνοντας τις δύο σχέσεις βγαίνει:

$$\frac{PD}{2\sigma} = \frac{kA\Delta T}{\dot{Q}} \Rightarrow P = \frac{2\sigma kA\Delta T}{\dot{Q}D}$$

Για τον ίδιο λέβητα το σ το κ το Α και το D είναι σταθερά και επειδή το ΔΤ είναι άμεσα ανάλογο της πίεσης P μπορεί να ειπωθεί ότι :

$$P \propto \frac{1}{\dot{Q}}$$

Άρα για οποιοδήποτε ατμολέβητα εάν ο ρυθμός εναλλαγής θερμότητας αυξηθεί η μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση μειώνεται. Συμβιβασμός επιτυγχάνεται με ένα πάχος τοιχώματος σωλήνα κλιβάνου μεταξύ 18 mm και 20 mm. Αυτό μεταφράζεται σε ένα πρακτικό όριο πίεσης για λέβητες κέλυφος των περίπου 27 bar.[4]



Εικόνα 3.1.1.2: Μετάδοση Θερμότητας Από το σωλήνα της κάμινου [4]



## β) Λέβητες Υδραυλών [4]

Οι λέβητες υδραυλών διαφέρουν από τους λέβητες τύπου κελύφους στο ότι το νερό κυκλοφορεί μέσα στους σωλήνες, με την πηγή θερμότητας να τους περιβάλλει.

$$\sigma = \frac{PD}{2\pi}$$

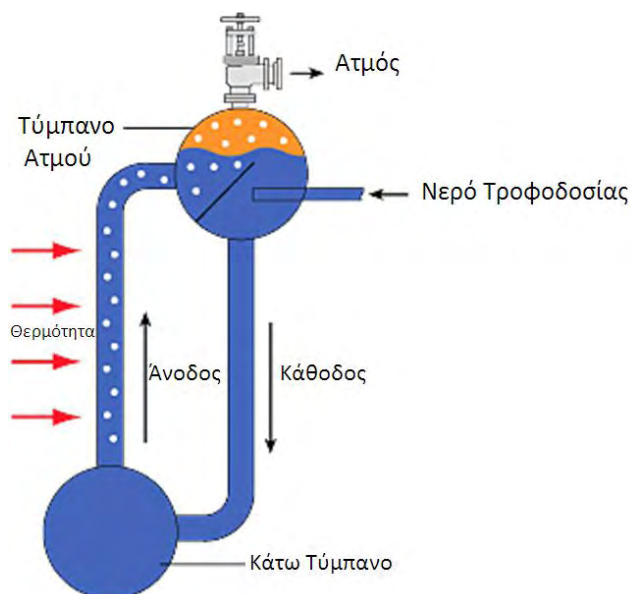
Σύμφωνα με την πάνω εξίσωση περιφερειακής τάσης, είναι εύκολο να δούμε ότι, επειδή η διάμετρος του σωλήνα είναι σημαντικά μικρότερη, πολύ υψηλότερες πιέσεις μπορεί να είναι συμβατές για την ίδια καταπόνηση.

Οι λέβητες υδραυλών που χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας απαιτούν:

- Μια υψηλή παροχή ατμού (έως 500 kg / s)
- Υψηλή πίεση ατμού (έως 160 bar)
- Υπέρθερμος ατμός (έως 550 ° C)

Ωστόσο, οι λέβητες υδραυλών κατασκευάζονται επίσης σε μεγέθη για να ανταγωνίζονται τους λέβητες κελύφους. Μικροί λέβητες υδραυλών μπορούν να κατασκευάζονται και συναρμολογούνται σε μία ενιαία μονάδα, όπως ακριβώς και Packaged λέβητες κελύφους, ενώ μεγάλες μονάδες κατασκευάζονται συνήθως σε τμήματα για τη συναρμολόγηση στο χώρο.

Πολλοί λέβητες υδραυλών λειτουργούν με βάση την αρχή της φυσικής ανακυκλοφορίας του νερού (επίσης γνωστή ως «thermosiphoning»). Το δροσερό νερό τροφοδοσίας εισάγεται στο τύμπανο ατμού πίσω από ένα διάφραγμα, όπου, επειδή η πυκνότητα του κρύου νερού είναι μεγαλύτερη, κατεβαίνει στο «αγωγό καθόδου» προς το κάτω τύμπανο, μετατοπίζοντας το θερμότερο νερό επάνω στους εμπρός σωλήνες. Η συνεχιζόμενη θέρμανση δημιουργεί φυσαλίδες ατμού στους εμπρός σωλήνες, οι οποίες διαχωρίζονται φυσικά από το ζεστό νερό στο τύμπανο ατμού.

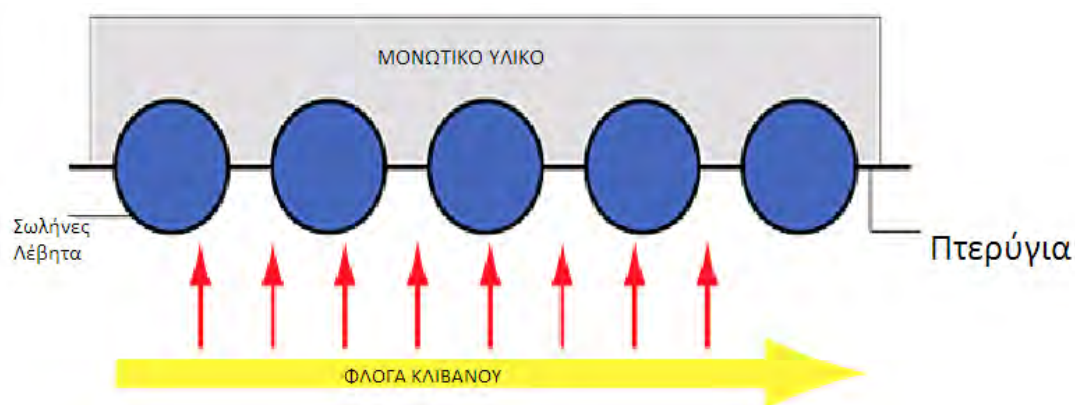


Ωστόσο, όταν η πίεση στον λέβητα υδραυλών αυξάνεται, η διαφορά μεταξύ των πυκνοτήτων του ύδατος και του κορεσμένου ατμού πέφτει, κατά συνέπεια συμβαίνει λιγότερη ανακυκλοφορία. Για να διατηρηθεί το ίδιο επίπεδο παραγωγής ατμού σε υψηλότερες πιέσεις του σχεδιασμού, η απόσταση μεταξύ του κάτω τύμπανο και το τύμπανο ατμού πρέπει να αυξηθεί ή πρέπει να εισαχθούν ορισμένα μέσα εξαναγκασμένης κυκλοφορίας.

Στους λέβητες υδραυλών υπάρχουν 2 τμήματα τα οποία χαρακτηρίζονται από το μηχανισμό μεταφοράς θερμότητας που λαμβάνει χώρα.

### 1) Τμήμα Κλίβανου η Τμήμα Ακτινοβολίας [5]

Αυτή είναι μια ανοιχτή περιοχή που θα περιέχει τις φλόγες από τον καυστήρα. Εάν οι φλόγες έρθουν σε επαφή με τους σωλήνες του λέβητα, σοβαρή διάβρωση και τελικά αστοχία σωλήνα θα συμβεί.



Τα τοιχώματα του τμήματος κλίβανου είναι επενδεδυμένα με πτερυγωτούς σωλήνες που ονομάζονται πλάκες μεμβράνης, οι οποίοι είναι σχεδιασμένοι για να απορροφούν την ακτινοβολούμενη θερμότητα από τη φλόγα.

Ο υπολογισμός της ροής θερμότητας στο τμήμα ακτινοβολίας δεν είναι απλός. Αρχικά δίνεται ο τύπος της μεταφοράς θερμότητας με ακτινοβολία για 2 επιφάνειες όπου η (1) βρίσκεται στο εσωτερικό της (2):

$$Q = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 F_{12}} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2 A_2}}$$

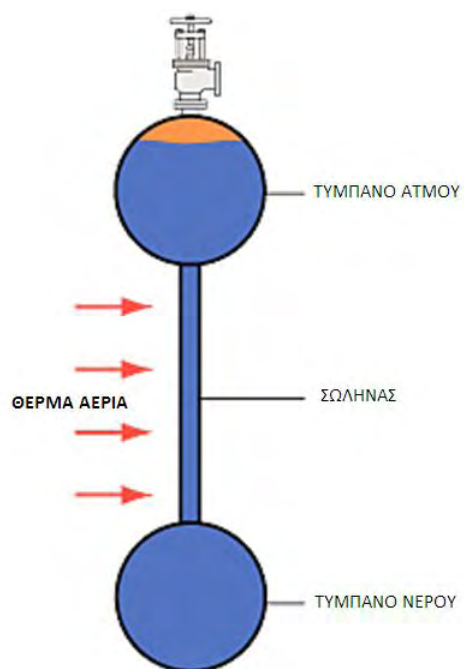
Σαν επιφάνεια (1) λαμβάνεται η φλόγα και ως επιφάνεια (2) το τοίχωμα των υδραυλών. Για υδραυλωτούς λέβητες, ο συντελεστής θέασης (F) είναι μικρότερος της μονάδας, και εξαρτάται από το διάκενο μεταξύ των αυλών και την απόστασή τους από το τοίχωμα του λέβητα. Επίσης, λαμβάνεται εμπειρικός συντελεστής αποθέσεων ( $\zeta=0,65$  για αέριο,  $\zeta=0,55$  για μαζούτ,  $\zeta=0,35-0,55$  για καυστήρες άνθρακα,  $\zeta=0,1-0,2$  για πυρίμαχη κάλυψη των αυλών) και ορίζεται ο συντελεστής θερμικής απόδοσης του τοιχώματος των αυλών  $\psi=F_{12} \zeta$ . Η θερμορροή υπολογίζεται τελικά από την σχέση:

$$Q = \sigma \varepsilon_f \psi A_w (T_f^4 - T_w^4) \approx \sigma \varepsilon_f \psi A_w T_f^4$$

Για λέβητες κελύφους παρατηρείται ακτινοβολία από τη φλόγα προς το φλογοσωλήνα. Σε αυτή τη περίπτωση το  $F_{12}$  είναι ίσο με τη μονάδα και συνεπώς:

$$Q = \sigma \varepsilon_f A_w T_f^4 \text{ όπου } \varepsilon = \left( \frac{1}{\varepsilon_f} + \frac{1}{\varepsilon_w} - 1 \right)^{-1}$$

## II) Τμήμα Συναγωγής [5]

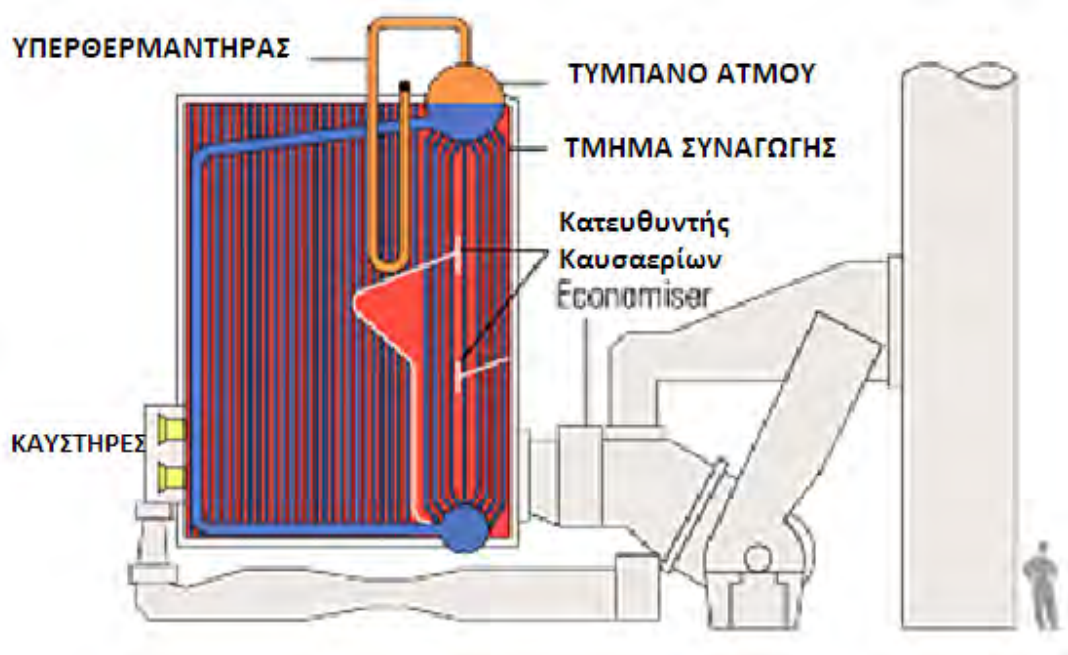


Αυτό το μέρος έχει σχεδιαστεί για να απορροφά τη θερμότητα από τα θερμά αέρια με αγωγή και συναγωγή. Μεγάλοι λέβητες μπορούν να έχουν πολλές τράπεζες(banks) σωλήνων σε σειρά, προκειμένου να επιτευχθεί μεταφορά μέγιστης ενέργειας από τα θερμά αέρια.

$$Q = h_{gas}(T_{gas} - T_{wall,out})$$

$$Q = k \frac{T_{wall,out} - T_{wall,in}}{\Delta x}$$

$$Q = h_{water}(T_{wall,in} - T_{water})$$



Εικόνα 3.1.1.3: Ολοκληρωμένος Λέβητας Υδραυλού [4]

### 3.1.2 Αυτόματα Συστήματα Ελέγχου

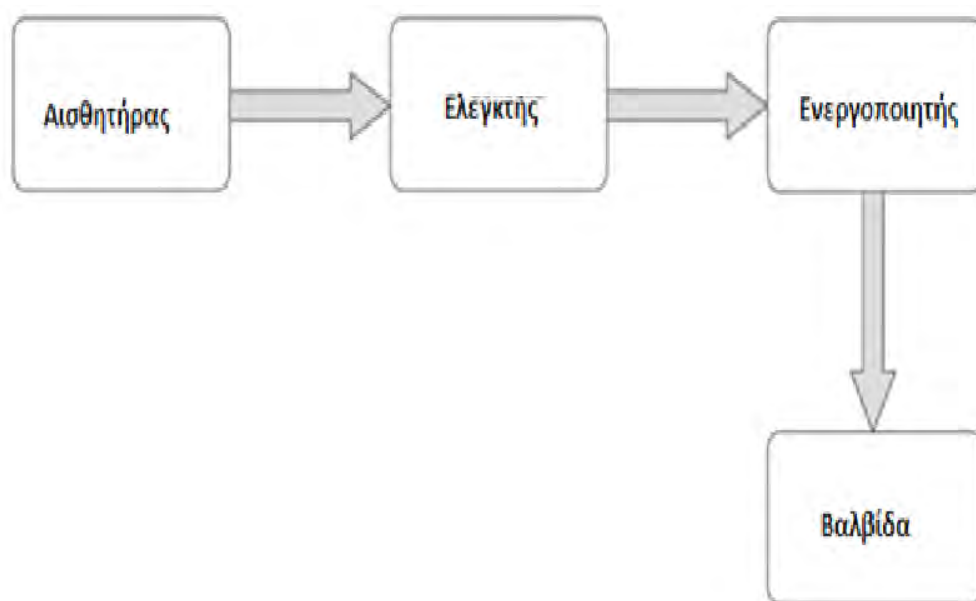
Υπάρχουν τρεις κύριοι λόγοι για τους οποίους εγκαταστάσεις διεργασιών απαιτούν συστήματα αυτόματου ελέγχου:

- **Ασφάλεια** - Το εργοστάσιο ή η διεργασία πρέπει να είναι ασφαλή για να λειτουργήσει.

Όσο πιο πολύπλοκο ή επικίνδυνο το εργοστάσιο ή η διεργασία, τόσο μεγαλύτερη είναι η ανάγκη για αυτοματισμούς και πρωτόκολλο διασφάλισης.

- **Σταθερότητα** - Το εργοστάσιο θα πρέπει να λειτουργεί σταθερά, προβλέψιμα και κατ'επανάληψη, χωρίς διακυμάνσεις ή απρογραμμάτιστες διακοπές λειτουργίας.

- **Ακρίβεια** - Αυτή είναι μια πρωταρχική απαίτηση σε εργοστάσια και κτίρια για να αποτρέψει, την αύξηση της αλλοίωσης των ρυθμών ποιότητας και παραγωγής, και να διατηρήσει την άνεση. Αυτές είναι οι βασικές αρχές της οικονομικής αποτελεσματικότητας.

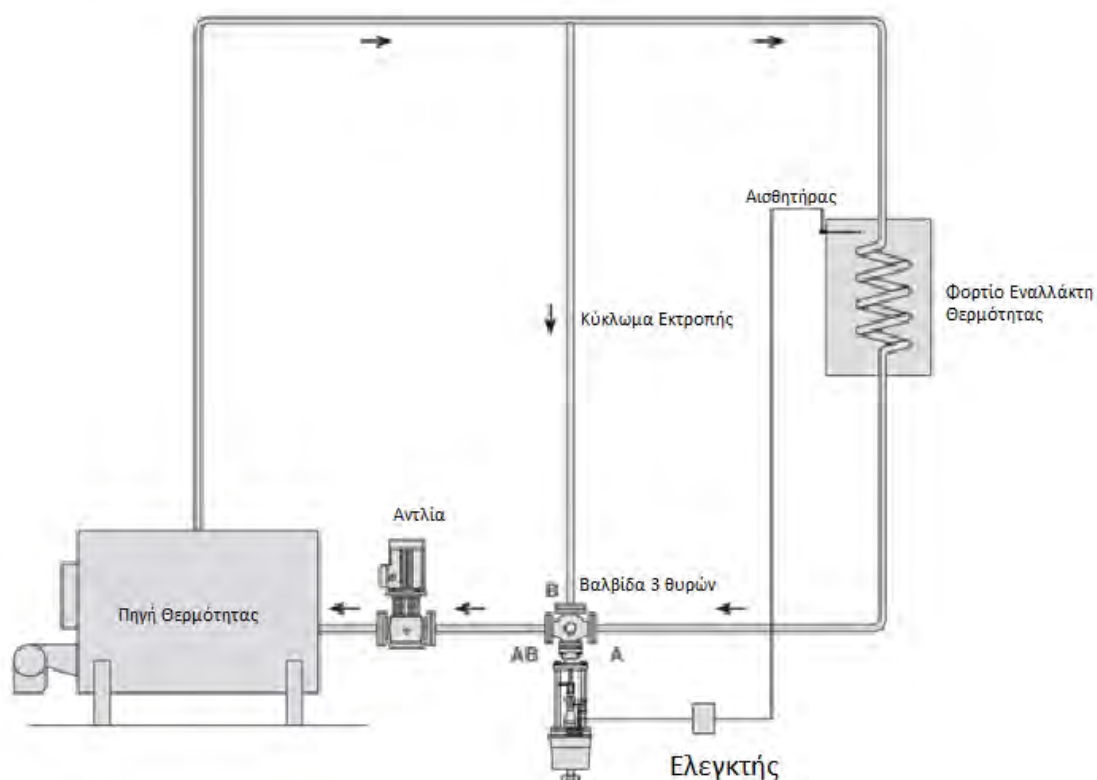


Εικόνα 3.1.2.1 : Μορφή της θεμελιώδους μορφής ενός συστήματος αυτόματου ελέγχου [4]

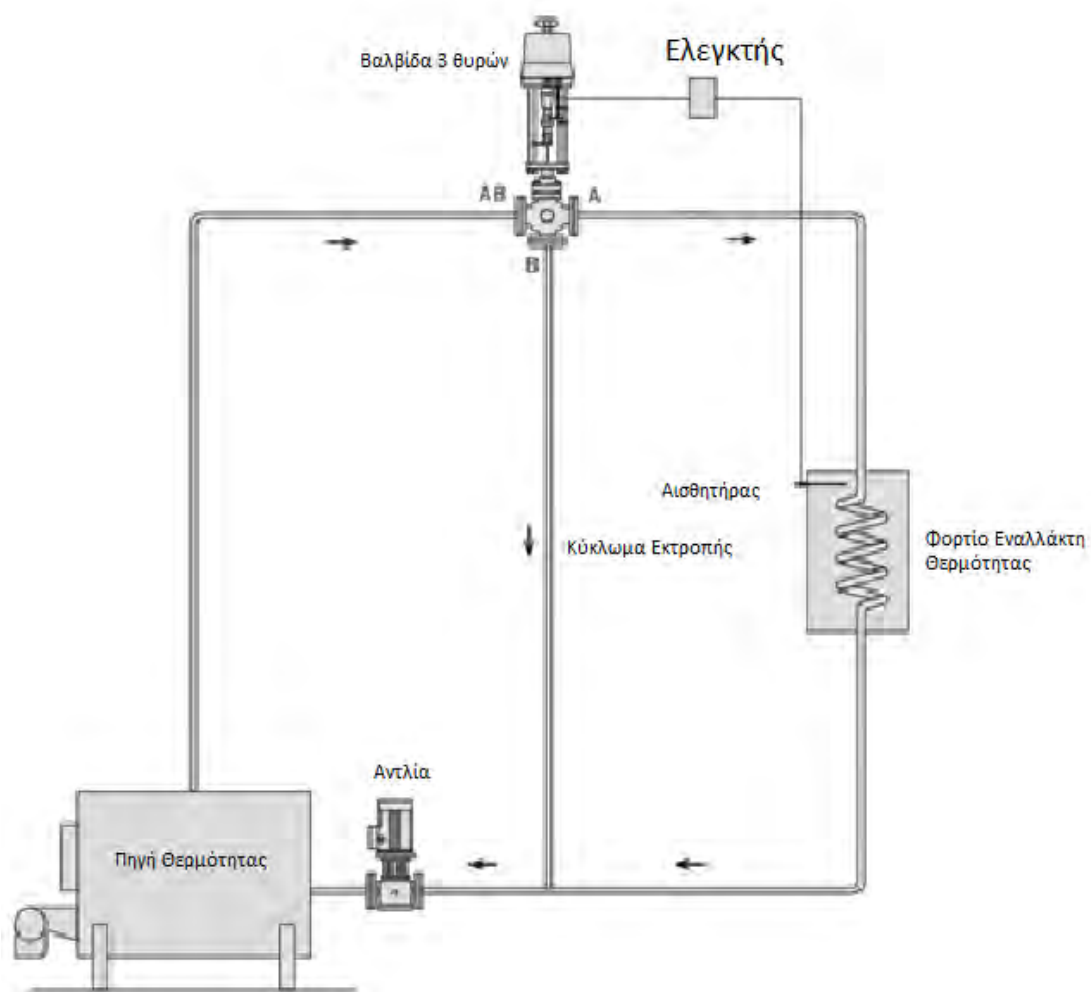
Το παραπάνω σχήμα απεικονίζει τα συστατικά μέρη ενός βασικού συστήματος ελέγχου. Τα σήματα του αισθητήρα μεταδίδονται προς τον ελεγκτή. Ο ελεγκτής, ο οποίος μπορεί να λάβει σήματα από περισσότερους από έναν αισθητήρες, προσδιορίζει αν απαιτείται τροποποίηση κάποιας ρυθμιστικής μεταβλητής, βάσει αυτών των σημάτων. Στη συνέχεια δίνει εντολή στον Ενεργοποιητή για να μετακινήσει τη βαλβίδα σε μια διαφορετική θέση :πιο ανοιχτή ή πιο κλειστή, ανάλογα με την απαίτηση.

Οι Ελεγκτές ταξινομούνται γενικά σύμφωνα με τις πηγές ενέργειας που χρησιμοποιούν, ηλεκτρική, υδραυλική ή μηχανική. Ένας ενεργοποιητής μπορεί να θεωρηθεί ως κινητήρας. Ενεργοποιητές ταξινομούνται επίσης από τις πηγές ενέργειας που τους δίνει ισχύς, με τον ίδιο τρόπο όπως οι ελεγκτές.

Οι βαλβίδες χαρακτηρίζονται από την δράση που χρησιμοποιούν για να πραγματοποιήσουν ένα άνοιγμα ή κλείσιμο της οπής της ροής, και επίσης από τις διαμορφώσεις του σώματος τους, για παράδειγμα, αν αποτελούνται από ένα συρόμενο άξονα ή αν έχουν περιστροφική κίνηση. Οι Βαλβίδες επίσης χαρακτηρίζονται από το αριθμό των Θυρών που έχουν. Βαλβίδες δύο-θυρών περιορίζουν το ρευστό που διέρχεται μέσω αυτών ενώ 3-θυρών μπορούν να χρησιμοποιηθούν για «μείξη» ή «εκτροπή» ρευστών που διέρχονται μέσω αυτών. [4]

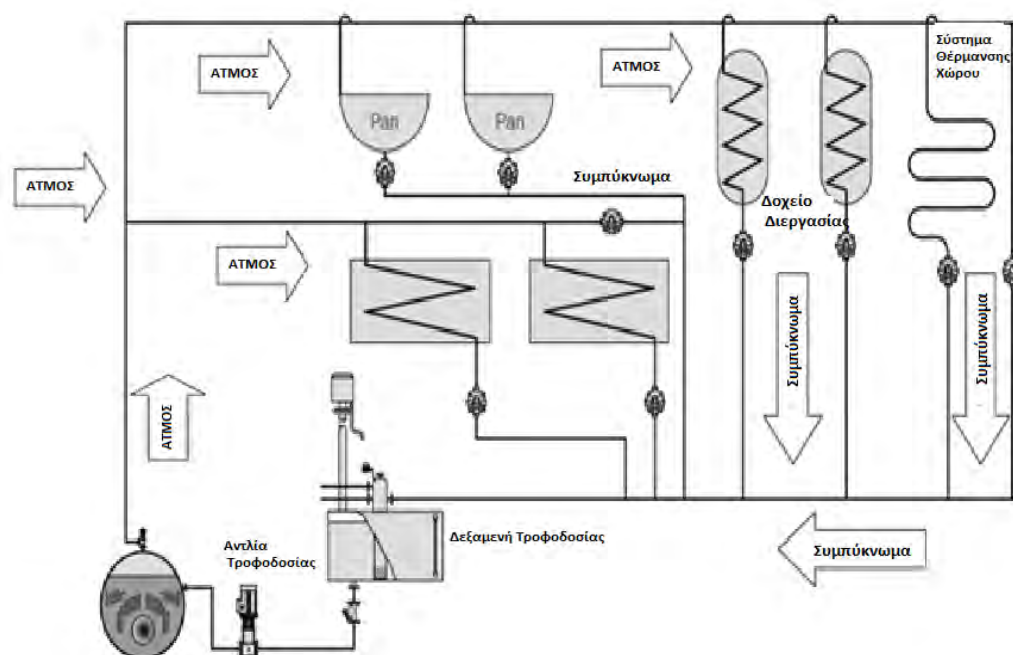


Εικόνα 3.1.2.2 : Παράδειγμα Συστήματος Έλεγχου με χρήση Βαλβίδας Ανάμιξης [4]



Εικόνα 3.1.2.3 : Παράδειγμα Συστήματος Έλεγχου με χρήση Βαλβίδας Εκτροπής [4]

### 3.2 Διανομή Ατμού



Εικόνα 3.2.1: Βασικό κύκλωμα διανομής ατμού [4]

Το σύστημα διανομής του ατμού είναι η απαραίτητη σύνδεση μεταξύ της παραγωγής ατμού και της διεργασίας που τον χρειάζεται.

Ο ατμός που δημιουργείται στο λέβητα πρέπει να μεταφερθεί μέσω σωληνώσεων στο σημείο όπου απαιτείται η θερμική ενέργεια. Αρχικά θα υπάρχουν μία ή περισσότερες κύριες σωληνώσεις, ή «δίκτυο ατμού», οι οποίες μεταφέρουν ατμό από το λέβητα κατά τη γενική διεύθυνση της διαδικασίας που απαιτεί ατμό. Μικρότεροι σωλήνες διακλάδωσης μπορούν στη συνέχεια να μεταφέρουν τον ατμό στα επιμέρους κομμάτια του εξοπλισμού.

Όταν η κύρια βαλβίδα απομόνωσης του λέβητα ανοίξει ατμός περνάει αμέσως από τον λέβητα διαμέσου του κύριου δικτύου σωλήνων προς τα σημεία μικρότερης πίεσης.

Η σωλήνωση είναι αρχικά πιο ψυχρή από το ατμό με αποτέλεσμα η θερμότητα να μεταφέρεται από το ατμό στον σωλήνα. Ο αέρας που περιβάλλει τις σωλήνες είναι επίσης πιο ψυχρός από τον ατμό, έτσι η σωλήνωση θα αρχίσει να μεταφέρει θερμότητα προς τον αέρα.

Ο ατμός σε επαφή με τους ψυχρούς σωλήνες θα αρχίσει αμέσως να συμπυκνώνεται. Στην έναρξη του συστήματος ο ρυθμός συμπύκνωσης θα είναι στο μέγιστό του, καθώς είναι ο χρόνος όπου υπάρχει μέγιστη θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ ατμού και σωλήνωσης. Αυτός ο ρυθμός συμπύκνωσης αποκαλείται συχνά σαν 'φορτίο εκκίνησης'. Μόλις η σωλήνωση έχει ζεσταθεί, η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ του ατμού και της σωλήνωσης



θα είναι ελάχιστη, αλλά και πάλι κάποια συμπύκνωση θα συμβεί καθώς η σωλήνωση συνεχίζει να μεταφέρει θερμότητα προς τον περιβάλλοντα αέρα. Αυτό το ποσοστό συμπύκνωσης κοινώς ονομάζεται σαν «τρέχον φορτίο».

Η προκύπτουσα συμπύκνωση (συμπύκνωμα) πέφτει στον πυθμένα του σωλήνα και παρασύρεται από τη ροή ατμού, υποβοηθούμενη από τη βαρύτητα, λόγω της κλίσης της κύριας σωλήνωσης ατμού που θα πρέπει να υπάρχει για να πέσει προς την κατεύθυνση της ροής ο ατμός. Το συμπύκνωμα θα πρέπει στη συνέχεια να αποστραγγιστεί από διάφορα στρατηγικά σημεία στην κύρια γραμμή σωλήνωσης. [4]

### 3.2.1 Πίεση Λειτουργίας[4]

Η πίεση διανομής ατμού επηρεάζεται από έναν αριθμό παραγόντων, αλλά περιορίζεται από:

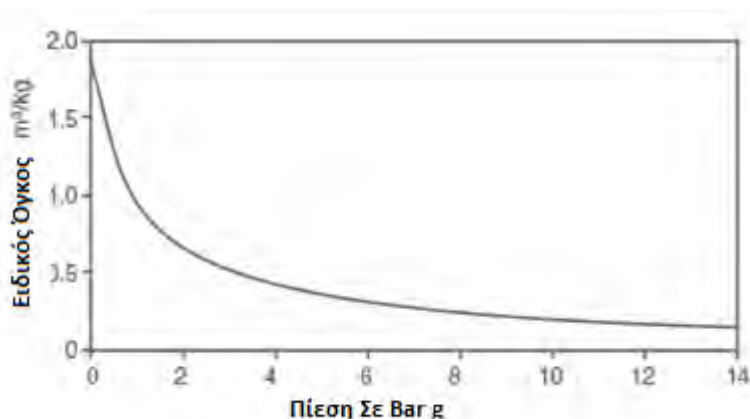
- Την μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση για ασφαλή λειτουργία του λέβητα.
- Την ελάχιστη πίεση που απαιτείται στο εργοστάσιο.

Καθώς ο ατμός περνά μέσω των σωληνώσεων διανομής, θα χάσει αναπόφευκτα πίεση λόγω:

- Της αντίστασης λόγω τριβής εντός των σωληνώσεων
- Της συμπύκνωσης μέσα στη σωλήνωση, καθώς η θερμότητα μεταφέρεται προς το περιβάλλον.

Ως εκ τούτου, πρέπει να ληφθεί υπόψη αυτή η απώλεια πίεσης κατά τη λήψη αποφάσεων από την αρχική πίεση διανομής.

Ένα κιλό ατμού σε υψηλότερη πίεση καταλαμβάνει λιγότερο όγκο από ό, τι ένα κιλό σε χαμηλότερη πίεση. Επομένως, εάν ο ατμός παράγεται σε λέβητα σε υψηλή πίεση και διανέμονται επίσης σε υψηλή πίεση, το μέγεθος του δικτύου διανομής θα είναι μικρότερο από το αντίστοιχο σύστημα χαμηλής πίεσης για το ίδιο θερμικό φορτίο. Το Διάγραμμα 3.2.1 απεικονίζει το σημείο αυτό.



Διάγραμμα 3.2.1.1 : Στεγνός Κορεσμένος Ατμός – Σχέση Πίεση/Ειδικού Όγκου [4]



Η παραγωγή και διανομή ατμού σε υψηλότερη πίεση προσφέρει τρία σημαντικά πλεονεκτήματα [4]:

- Η θερμική χωρητικότητα του λέβητα αυξάνεται, βοηθώντας τον να αντιμετωπίσει πιο αποτελεσματικά κυμαινόμενα φορτία, ελαχιστοποιώντας τον κίνδυνο παραγωγής υγρού και βρώμικου ατμού.
- Απαιτείται σωλήνωση ατμού μικρότερης διαμέτρου, με αποτέλεσμα χαμηλότερο κόστος κεφαλαίου, για υλικά όπως σωλήνες, φλάντζες, στηρίγματα, μόνωση και εργασία.
- Η σωλήνωση ατμού μικρότερης διαμέτρου κοστίζει λιγότερο για να μονωθεί.

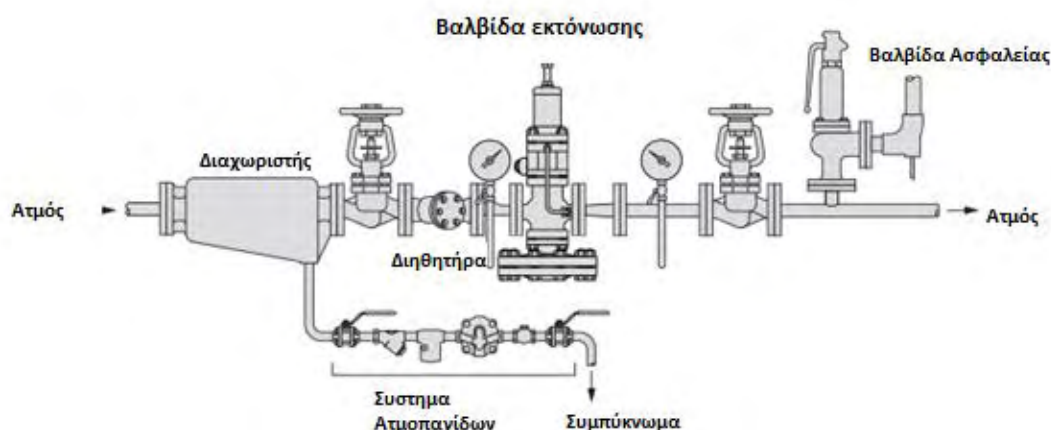
Αφού διανεμηθεί σε υψηλή πίεση, θα είναι απαραίτητο να μειωθεί η πίεση του ατμού σε κάθε ζώνη ή σημείο χρήσης του συστήματος, προκειμένου να αντιστοιχεί με τη μέγιστη πίεση που απαιτείται από την εφαρμογή. Τοπική μείωση της πίεσης για να ανταποκρίνεται στις ανάγκες του εργοστάσιου θα οδηγήσει επίσης σε ξηρότερο ατμό στο σημείο χρήσης.

Σημείωση: Μερικές φορές πιστεύεται ότι η λειτουργία ενός λέβητα ατμού σε χαμηλότερη πίεση από την ονομαστική πίεση του θα εξοικονομήσει καύσιμο. Αυτή η λογική βασίζεται στο ότι απαιτείται περισσότερο καύσιμο για την αύξηση του ατμού σε μια υψηλότερη πίεση.

Ενώ υπάρχει ένα στοιχείο αλήθειας σε αυτή τη λογική, θα πρέπει να γίνει κατανοητό ότι, δεν είναι η έξοδος του λέβητα αλλά το συνολικό φορτίο, το οποίο καθορίζει το ρυθμό με τον οποίο χρησιμοποιείται ενέργεια. Η ίδια ποσότητα ενέργειας χρησιμοποιείται από το φορτίο είτε ο λέβητας ανεβάσει την πίεση ατμού στα 4 bar g, 10 bar g ή 100 bar g. Απώλειες αδράνειας, απώλειες καυσαερίων και οι απώλειες λειτουργίας αυξάνονται κατά τη λειτουργία σε υψηλότερες πιέσεις, αλλά αυτές οι απώλειες μειώνονται μετά από μόνωση και κατάλληλα συστήματα επιστροφής συμπυκνωμάτων. Τέτοιες απώλειες είναι αμελητέες σε σύγκριση με τα οφέλη της διανομής ατμού σε υψηλή πίεση.

## Μείωση της Πίεσης

Η κοινή μέθοδος για τη μείωση της πίεσης στο σημείο όπου ατμός πρόκειται να χρησιμοποιηθεί είναι η τοποθέτηση μιας βαλβίδας μείωσης πίεσης, παρόμοια με εκείνη που εμφανίζεται στο σύστημα μείωσης πίεσης της Εικόνας 3.2.1.2 .



Εικόνα 3.2.1.1: Τυπικό Σύστημα Εκτόνωσης Πίεσης[4]

Ένας διαχωριστής εγκαθίσταται ανάντη της βαλβίδας μείωσης για την απομάκρυνση συμπαρασυρόμενο νερού από τον εισερχόμενο υγρό ατμό, εξασφαλίζοντας έτσι υψηλή ποιότητα ατμού να διέλθει μέσω της βαλβίδας εκτόνωσης.

Ο εξοπλισμός κατάντη της βαλβίδας εκτόνωσης προστατεύεται από μία βαλβίδα ασφαλείας. Εάν η βαλβίδα εκτόνωσης αποτύχει, η καθοδική πίεση μπορεί να αυξηθεί πάνω από την μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση λειτουργίας του εξοπλισμού. Αυτό, με τη σειρά του, όχι μόνο μπορεί να προκαλέσει μόνιμη βλάβη στον εξοπλισμό, αλλά και συνιστά κίνδυνο για το προσωπικό.

Με την τοποθέτηση μιας βαλβίδας ασφαλείας, οποιαδήποτε περίσσεια πίεση απάγεται μέσω της βαλβίδας, και θα αποτρέψει ένα τέτοιο ενδεχόμενο.

### 3.2.2 Σωληνώσεις

#### Υλικό

Οι σωλήνες για συστήματα ατμού συνήθως είναι κατασκευασμένοι από ανθρακούχο χάλυβα τύπου ASME B 16.9 A106. Το ίδιο υλικό μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τις γραμμές συμπυκνωμάτων, αν και σωλήνες χαλκού προτιμώνται σε ορισμένες βιομηχανίες. Για υπέρθερμο ρεύμα ατμού υψηλής θερμοκρασίας, πρόσθετα στοιχεία κράματος, όπως το χρώμιο και μολυβδαίνιο, συμπεριλαμβάνονται για να βελτιώσουν την αντοχή σε εφελκυσμό και αντοχή ερπυσμού σε υψηλές θερμοκρασίες. [4]

Συνήθως, οι σωλήνες διατίθενται σε μήκη 6 μέτρων.

$ks = H$  τραχύτητα του τοιχώματος του σωλήνα \* (m)

\* Δεδομένου ότι η διάχυση ενέργειας συνδέεται με τη διατμητική τάση στο τοίχωμα του σωλήνα, η φύση της επιφάνειας του τοίχου είναι σημαντική, μιας και μια λεία επιφάνεια θα αλληλεπιδρά με το ρευστό με ένα διαφορετικό τρόπο από ό, τι μια τραχιά επιφάνεια.

#### Διαστασιολόγηση αγωγού [4][6]

Ο στόχος κάθε συστήματος διανομής ρευστού είναι να παρέχει το ρευστό στη σωστή πίεση στο σημείο χρήσης. Επομένως, ως εκ τούτου, η πτώση πίεσης μέσω του συστήματος διανομής είναι ένα σημαντικό χαρακτηριστικό.

Υπερμεγέθη σωληνώση σημαίνει ότι:

- Σωλήνες, βαλβίδες, εξαρτήματα, κλπ θα είναι πιο ακριβά από ό, τι είναι απαραίτητο.
- Υψηλότερο κόστος εγκατάστασης θα πρέπει να αναληφθεί, συμπεριλαμβανομένων των εργασιών υποστήριξης, μόνωση, κ.λπ.
- Θα σχηματιστεί μεγαλύτερος όγκος συμπυκνώματος λόγω της μεγαλύτερης απώλειας θερμότητας. Αυτό, με τη σειρά του, σημαίνει ότι είτε:
  - Απατούνται περισσότερες ατμοπαγίδες, ή
  - Ποσοστό του ατμού θα αρχίσει να συμπυκνώνεται στο σημείο χρήσης.

Σε ένα συγκεκριμένο παράδειγμα:

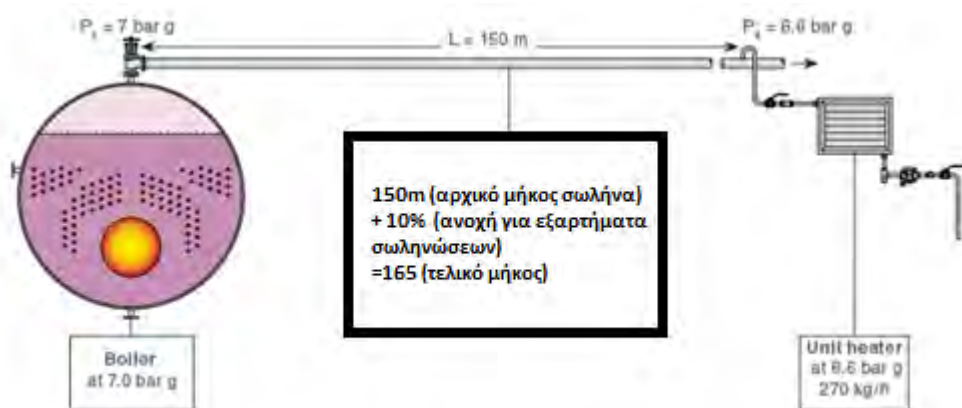
- Το κόστος εγκατάστασης 80 mm σωληνώσεις ατμού βρέθηκε να είναι 44% υψηλότερο από το κόστος σωληνώσεων 50 mm, το οποίο θα είχε επαρκή χωρητικότητα.
- Η θερμότητα που χάνεται από τις μονωμένες σωληνώσεις ήταν 21% περίπου υψηλότερη στον αγωγό 80 χιλιοστών από ό, τι θα ήταν στις σωληνώσεις 50 mm. Τυχόν μη μονωμένα τμήματα του σωλήνα 80 χιλιοστών, θα χάσουν 50% περισσότερη θερμότητα από τον σωλήνα 50 mm, λόγω της επιπλέον επιφάνειας μετάδοσης θερμότητας.

Υποδιαστασιολόγηση σωληνώσεων σημαίνει ότι :

- χαμηλότερη πίεση μπορεί να είναι διαθέσιμη στο σημείο χρήσης, η οποία μπορεί να επηρεάσει την απόδοσή του εξοπλισμού.
- Υπάρχει κίνδυνος μείωσης της παροχής ατμού λόγω της υπερβολικής πτώση πίεσης.
- Υπάρχει μεγαλύτερος κίνδυνος διάβρωσης, υδραυλικού πλήγματος και θορύβου λόγω της εγγενούς αύξηση της ταχύτητας του ατμού.

Υπάρχουν 2 συμπαντικοί προάγοντες οι όποιοι πρέπει να λυθούν υπόψη κατά τη διαστασιολόγηση σωληνώσεων ατμού. Είναι γνωστό πώς η ταχύτητα ροής είναι ένας από αυτούς τους παράγοντες. Σαν γενικός κανόνας μια ταχύτητα από 25 m/s έως 40 m/s χρησιμοποιείτε όταν το μέσο είναι κορεσμένος ατμός. Μετά τα 40 m/s λαμβάνει χώρα θόρυβος και διάβρωση ειδικά άμα ο ατμός συνυπάρχει με συμπύκνωμα. Κάποια εθνικά στάνταρ επιτρέπουν ταχύτητες μέχρι και 76 m/s για κορεσμένο ατμό. Κάτι τέτοιο μπορεί να γίνει εφικτό μόνο με τελείως στεγνό ατμό καθώς και με πολύ καλά μονωμένη σχετικά μικρή, ίσια και οριζόντια σωλήνωση [4].

Ο δεύτερος πολύ σημαντικός παράγοντας είναι η πτώση πίεσης. Ο σχεδιασμός πρέπει να γίνει με τέτοιο τρόπο έτσι ώστε η πίεση να μην πέφτει πιο κάτω από την απαιτούμενη πίεση της διεργασίας. Επειδή η πτώση πίεσης είναι πιο αυστηρός περιορισμός ο σχεδιασμός γίνεται αρχικά με βάση τη πτώση πίεσης και έπειτα ελέγχεται άμα υπερβαίνει την επιτρεπόμενη ταχύτητα. Παρακάτω παρουσιάζεται ένα παράδειγμα με τη διαδικασία πάνω σε μια απλή εφαρμογή.



Εικόνα 3.2.2.1 : Σύστημα για την κατανόηση του παραδείγματος

Το μήκος της διαδρομής από το λέβητα στη μονάδα θέρμανσης είναι γνωστό αλλά μια ανοχή πρέπει να δοθεί για την πρόσθετη αντίσταση τριβής των εξαρτημάτων. Αυτό γενικά εκφράζεται ως το «ισοδύναμο μήκος του σωλήνα». Εάν το μέγεθος του σωλήνα είναι γνωστό η αντίσταση των εξαρτημάτων μπορεί να υπολογιστεί. Καθώς το μέγεθος του σωλήνα δεν είναι ακόμη γνωστό σε αυτό το παράδειγμα, μια προσθήκη στο ισοδύναμο μήκος μπορεί να χρησιμοποιηθεί με βάση την εμπειρία.

- Εάν ο σωλήνας έχει μήκος μικρότερο από 50 μέτρα, ανοχή της τάξης του 10% με 20 % είναι επιθυμητή.
- Εάν ο σωλήνας έχει μήκος πάνω από 100 μέτρα και η γραμμή είναι αρκετά ίσια με λίγα εξαρτήματα, ανοχή για τα εξαρτήματα από 5% έως 10% θα πρέπει να προστεθεί.
- Για παρόμοιο μήκος σωλήνα, αλλά με περισσότερα εξαρτήματα, η ανοχή πρέπει να αυξηθεί στο 20%.

Σε αυτό το παράδειγμα το νέο μήκος = 150 m + 10% = 165 m

Παροχή Ατμού = 270 Kg/h

Πίεση Εισόδου = 7 bar

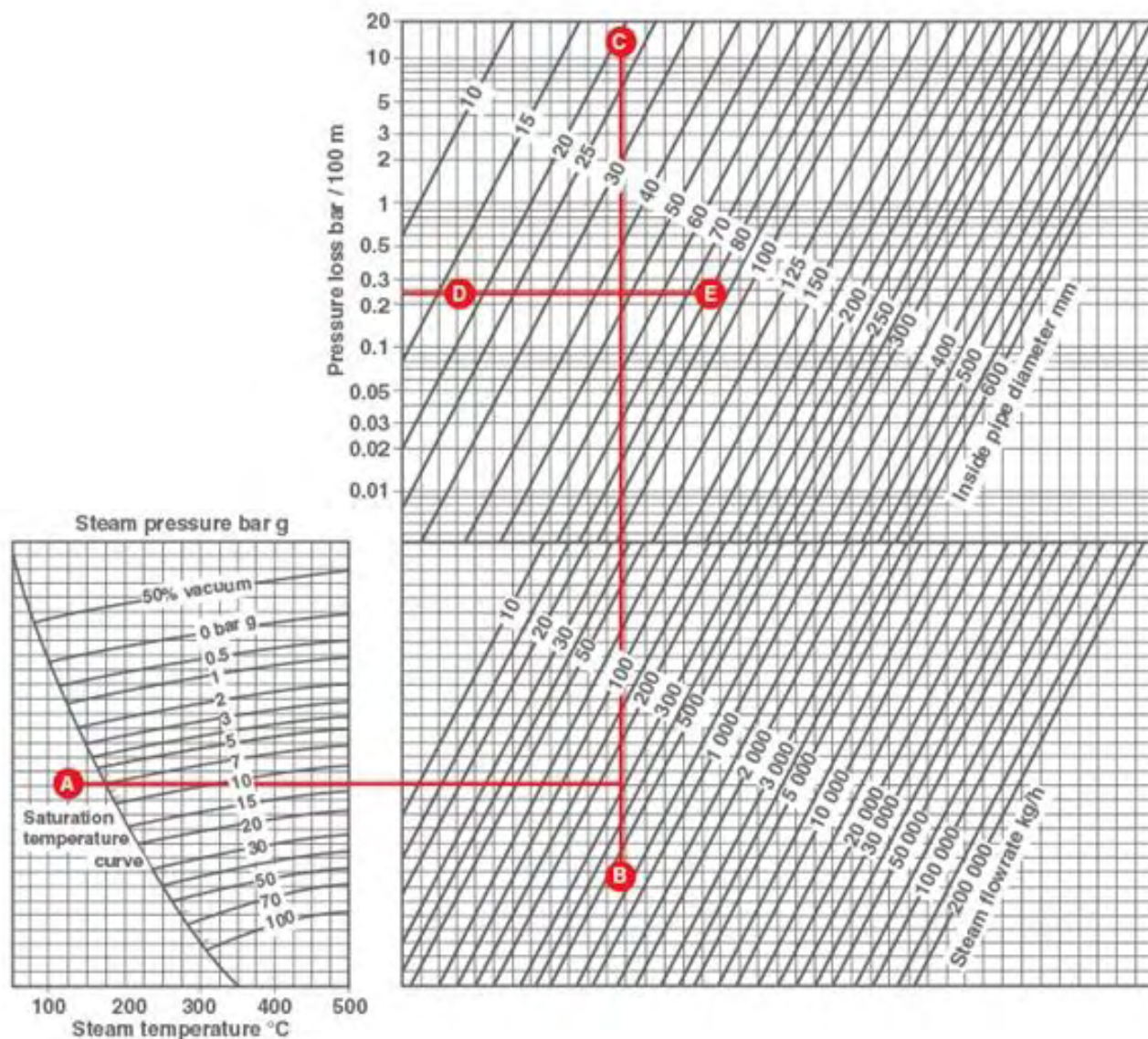
Ελάχιστη επιτρεπτή Πίεση = 6.6 bar

Μέγιστη Πτώση Πίεσης ανά 100 μέτρα =  $(P1 - P2) \cdot 100 / L = (7.0 - 6.6) \cdot 100 / 165 =$   
**0.24 bar**

Μέθοδος :

- Επιλέξτε το σημείο επί της κορεσμένης γραμμής ατμού σε 7 bar g, και σημειώστε το σημείο A
- Από το σημείο A, σχεδιάσετε μια οριζόντια γραμμή προς το ρυθμό ροής του ατμού στα 270 kg / h, και σημειώστε το σημείο B.
- Από το σημείο B, να σχεδιάσετε μια κάθετη γραμμή προς την κορυφή του νομογράμματος (σημείο C).
- Σχεδιάστε μια οριζόντια γραμμή από 0,24 bar / 100 m από την κλίμακα απώλεια πίεσης (Γραμμή DE).
- Το σημείο στο οποίο οι γραμμές DE και BC τέμνονται θα δείχνει το μέγεθος του σωλήνα που απαιτείται. Σε αυτήν την περίπτωση, ένας σωλήνας 40 mm είναι πολύ μικρός, για αυτό θα χρησιμοποιηθεί ένας σωλήνας 50 mm.

Αξίζει να σημειωθεί, ωστόσο, ότι αν η σωλήνωση είναι ιδιαίτερα μακριά και σε εκτεθειμένες συνθήκες, αξίζει να γίνει έλεγχος του φορτίου σε λειτουργία (running load). Το running load θα πρέπει στη συνέχεια να προστεθεί με την κατανάλωση ατμού για να δώσει το συνολικό φορτίο του ατμού και έπειτα να ελεγχθούν οι διαστάσεις του επιλεγμένου σωλήνα για να διασφαλιστεί ότι εξακολουθεί να έχει τις σωστές διαστάσεις.



Διάγραμμα 3.2.2.1 : Νομόγραμμα υπολογισμού πτώσης πίεσης [4]

Σημείωση : Διαστασιολόγηση Υπέρθερμου Ατμού

Ο Υπέρθερμος ατμός μπορεί να θεωρηθεί ως ένα ξηρό αέριο και ως εκ τούτου δεν έχει καμία υγρασία. Κατά συνέπεια, δεν υπάρχει καμία πιθανότητα διάβρωσης σωλήνα λόγω αιωρούμενων σταγονιδίων νερού, και οι ταχύτητες ατμού μπορούν να είναι από 50 έως 70 m / s, αν η πτώση πίεσης το επιτρέπει. Το παραπάνω νομόγραμμα μπορεί επίσης να χρησιμοποιηθεί για εφαρμογές υπέρθερμου ατμού [4].

Τέλος πρέπει να ελεγχθεί εάν η ταχύτητα που αντιστοιχεί στη διάμετρο που βρέθηκε για τη συγκεκριμένη παροχή και πίεση βγαίνει εκτός περιορισμών χρησιμοποιώντας τον παρακάτω πίνακα



Pressure bar g	Velocity m/s	Pipe size (nominal)										
		15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150
		Actual inside pipe diameter Schedule 40										
		15.80	20.93	26.64	35.04	40.90	52.50	62.70	77.92	102.26	128.20	154.05
Pipeline capacity kg/h												
0.4	15	9	15	25	43	58	95	136	210	362	569	822
	25	14	25	41	71	97	159	227	350	603	948	1 369
	40	23	40	66	113	154	254	363	561	965	1 517	2 191
0.7	15	10	18	29	51	69	114	163	251	433	681	983
	25	17	30	49	85	115	190	271	419	722	1 135	1 638
	40	28	48	78	136	185	304	434	671	1 155	1 815	2 621
1	15	12	21	34	59	81	133	189	292	503	791	1 142
	25	20	35	57	99	134	221	315	487	839	1 319	1 904
	40	32	56	91	158	215	354	505	779	1342	2 110	3 046
2	15	18	31	50	86	118	194	277	427	735	1 156	1 669
	25	29	51	83	144	196	323	461	712	1 226	1 927	2 782
	40	47	82	133	230	314	517	737	1 139	1 961	3 063	4 451
3	15	23	40	65	113	154	254	362	559	962	1 512	2 183
	25	38	67	109	188	256	423	603	931	1 603	2 520	3 639
	40	61	107	174	301	410	676	964	1 490	2 565	4 032	5 822
4	15	28	50	80	139	190	313	446	689	1 186	1 864	2 691
	25	47	83	134	232	316	521	743	1 148	1 976	3 106	4 485
	40	75	132	215	371	506	833	1 189	1 836	3 162	4 970	7 176
5	15	34	59	96	165	225	371	529	817	1 408	2 213	3 195
	25	56	98	159	276	375	619	882	1 362	2 347	3 688	5 325
	40	90	157	255	441	601	990	1 411	2 180	3 755	5 901	8 521
6	15	39	68	111	191	261	430	613	947	1 631	2 563	3 700
	25	65	114	184	319	435	716	1 022	1 578	2 718	4 271	6 167
	40	104	182	295	511	696	1 146	1 635	2 525	4 348	6 834	9 867
7	15	44	77	125	217	296	487	696	1 073	1 848	2 904	4 194
	25	74	129	209	362	493	812	1 158	1 788	3 080	4 841	6 989
	40	118	206	334	579	788	1 299	1 853	2 861	4 926	7 745	11 183
8	15	49	86	140	242	330	544	775	1 198	2 063	3 242	4 681
	25	82	144	233	404	550	906	1 292	1 996	3 438	5 403	7 802
	40	131	230	373	646	880	1 450	2 068	3 194	5 501	8 645	12 484
10	15	60	105	170	294	401	660	942	1 455	2 506	3 938	5 686
	25	100	175	283	490	668	1 101	1 570	2 425	4 176	6 563	9 477
	40	160	280	453	785	1 069	1 761	2 512	3 880	6 682	10 502	15 164
14	15	80	141	228	394	537	886	1 263	1 951	3 360	5 281	7 625
	25	134	235	380	657	896	1 476	2 105	3 251	5 600	8 801	12 708
	40	214	375	608	1 052	1 433	2 362	3 368	5 202	8 960	14 082	20 333

Πίνακας 3.2.2.1: Χωρητικότητα σωλήνωσης κορεσμένου ατμού σε kg/h για διαφορετικές ταχύτητες [4]

### 3.2.3 Ατμοπαγίδες

Τα σύστημα ατμού δεν είναι πλήρης χωρίς το κρίσιμο στοιχείο που λέγεται «παγίδα ατμού» (ή ατμοπαγίδα). Αποτελούν το πιο σημαντικό κρίκο στο βρόχο συμπυκνωμάτων, διότι συνδέουν τη χρήση ατμού με την επιστροφή συμπυκνώματος.[7]

Μια παγίδα ατμού κυριολεκτικά αποβάλλει το συμπύκνωμα, (καθώς και τον αέρα και άλλα μη-συμπυκνώσιμα αέρια), από το σύστημα, επιτρέποντας στον ατμό να φτάσει στον προορισμό του σε ξηρά κατάσταση / κατάσταση όσο το δυνατόν πιο επιθυμητή για να εκπληρώσει την αποστολή του, αποτελεσματικά και οικονομικά.

Η ποσότητα συμπυκνώματος μια ατμοπαγίδα έχει να αντιμετωπίσει μπορεί να ποικίλλει σημαντικά. Μπορεί να πρέπει να αποβάλει συμπύκνωμα σε θερμοκρασία ατμού (δηλ μόλις σχηματιστεί στο χώρο ατμού) ή μπορεί να υποχρεωθεί να εκκενωθεί κάτω από τη θερμοκρασία του ατμού, δίνοντας κάποια από την «αισθητή θερμότητα » του στη διαδικασία.

Οι πιέσεις στις οποίες μπορούν να λειτουργήσουν ατμοπαγίδες μπορούν να είναι οπουδήποτε από το κενό μέχρι και πάνω από εκατό μπαρ. Για να ανταπεξέλθουν σε αυτές τις ποικίλες συνθήκες υπάρχουν πολλοί διαφορετικοί τύποι, που ο καθένας έχει τα δικά του πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα. Η εμπειρία δείχνει ότι οι παγίδες ατμού λειτουργούν πιο αποδοτικά όταν τα χαρακτηριστικά τους ταιριάζουν με εκείνα της εφαρμογής. Είναι επιτακτική ανάγκη ότι έχει επιλεγεί η σωστή παγίδα για να πραγματοποιήσει μια συγκεκριμένη λειτουργία υπό δεδομένες συνθήκες. Εκ πρώτης όψεως δεν φαίνεται προφανές ποιες είναι αυτές οι προϋποθέσεις. Μπορεί να συνεπάγονται μεταβολές στην πίεση λειτουργίας, στο θερμικό φορτίο ή στη πίεση συμπυκνώματος.[4]

Θα γίνει σαφές ότι ένα είδος ατμοπαγίδας δεν μπορεί να είναι η σωστή επιλογή για όλες τις εφαρμογές.

**Τύποι Ατμοπαγίδων [4][7][8]:**

- **Θερμοστατικές** (λειτουργεί μέσα από αλλαγές στη θερμοκρασία ρευστού) - Η θερμοκρασία του κορεσμένου ατμού καθορίζεται από την πίεση του. Στο χώρο του ατμού, ο ατμός χάνει την ενθαλπία εξάτμισης (θερμότητα), που παράγει συμπύκνωμα σε θερμοκρασία ατμού. Ως αποτέλεσμα της περαιτέρω απώλειας θερμότητας, η θερμοκρασία του συμπυκνώματος θα πέσει. Μια θερμοστατική παγίδα θα αφήσει συμπύκνωμα να περάσει όταν αισθανθεί αυτή τη χαμηλότερη θερμοκρασία. Καθώς ο ατμός πλησιάζει την παγίδα, η θερμοκρασία αυξάνει και η παγίδα κλείνει.
- **Μηχανικές** (λειτουργεί μέσα από αλλαγές στην πυκνότητα ρευστού) - Αυτή η σειρά των παγίδων ατμού λειτουργεί ανιχνεύοντας τη διαφορά πυκνότητας μεταξύ ατμού και συμπυκνώματος. Οι ατμοπαγίδες αυτές περιλαμβάνουν τις «παγίδες φλοτέρ» και τις «παγίδες ανεστραμμένου κουβά». Στις «παγίδες φλοτέρ», το φλοτέρ ανυψώνεται στην παρουσία συμπυκνώματος, ανοίγοντας μια βαλβίδα που



διοχετεύει το πυκνότερο συμπύκνωμα. Με την «παγίδα ανεστραμμένου κουβά», ο ανεστραμμένος κουβάς επιπλέει όταν ατμός φτάσει στην παγίδα και ανυψώνεται για να κλείσει τη βαλβίδα. Και οι δύο είναι ουσιαστικά μηχανικές στη μέθοδο λειτουργίας τους.

- Θερμοδυναμικές (λειτουργεί από τις αλλαγές στις ρευστοδυναμικές ιδιότητες ) - Θερμοδυναμικές ατμοπαγίδες βασίζονται εν μέρει στο σχηματισμό του ατμού εκτόνωσης από το συμπύκνωμα. Η ομάδα αυτή περιλαμβάνει παγίδες ατμού «θερμοδυναμικές», «δίσκου», «ώθησης» και «λαβύρινθου».

Εκτιμήσεις για την σωστή επιλογή ατμοπαγίδας [4] :

### **Αποβολή Αέρα**

Στο «start-up», δηλαδή την αρχή της διαδικασίας, ο χώρος θέρμανσης είναι γεμάτος με αέρα ο οποίος εάν δεν έχει εκτοπιστεί, θα μειώσει τη μεταφορά θερμότητας και θα αυξήσει το χρόνο προθέρμανσης. Οι χρόνοι start-up αυξάνονται και η απόδοση εργοστασίου μειώνεται. Είναι προτιμότερο να αποβληθεί ο αέρας όσο το δυνατόν γρηγορότερα, πριν να έχει την ευκαιρία να αναμιχθεί με το εισερχόμενο ατμό. Σε περίπτωση που ο αέρας και ο ατμός αναμιχθούν μπορούν να διαχωριστούν μόνο με συμπύκνωση του ατμού έτσι ώστε να αφήσει τον αέρα, το οποίο συμπύκνωμα πρέπει στη συνέχεια να διοχετευτεί σε ένα ασφαλές χώρο. Ξεχωριστοί αεραγωγοί μπορεί να είναι απαραίτητοι σε μεγαλύτερα ή πιο περίπλοκα συστήματα ατμού, αλλά στις περισσότερες περιπτώσεις ο αέρας στο σύστημα αποβάλλεται μέσω των παγίδων ατμού. Εδώ οι θερμοστατικές παγίδες έχουν ένα σαφές πλεονέκτημα σε σχέση με άλλους τύπους παγίδας δεδομένου ότι είναι πλήρως ανοικτές κατά την εκκίνηση. Παγίδες με φλοτέρ με ενσωματωμένους θερμοστατικούς αεραγωγούς είναι ιδιαίτερα χρήσιμες, ενώ πολλές θερμοδυναμική παγίδες είναι επίσης σε θέση να χειριστούν μέτριες ποσότητες αέρα.

### **Αποβολή Συμπυκνώματος**

Έχοντας αποβάλει τον αέρα, η παγίδα πρέπει στη συνέχεια να αφήσει να περάσει το συμπύκνωμα, αλλά όχι τον ατμό. Διαρροή ατμού σε αυτό το σημείο είναι αναποτελεσματικό και αντιοικονομικό. Η ατμοπαγίδα πρέπει να επιτρέπει να περάσει συμπύκνωμα ενώ παράλληλα να παγιδεύει τον ατμό. Εάν η καλή μεταφορά θερμότητας είναι κρίσιμη για τη διαδικασία, τότε το συμπύκνωμα πρέπει να απορριφτεί άμεσα στη θερμοκρασία ατμού. Ο πλημμυρισμός είναι ένας από τους κυριότερους λόγους των μη αποδοτικών εργοστασίων ατμού, ως αποτέλεσμα της λανθασμένης επιλογής ατμοπαγίδας.

### **Απόδοση εργοστασίου**

Όταν έχουν αναλογιστεί οι βασικές προϋποθέσεις για την απομάκρυνση αέρα και συμπυκνώματος η προσοχή πρέπει να στραφεί στη λεγόμενη απόδοση εργοστασίου (plant performance). Με απλά λόγια για να λειτουργούν σε μέγιστη απόδοση οι εναλλάκτες θερμότητας ,εκτός και εάν έχουν σχεδιαστεί ειδικά για να λειτουργούν υπό συνθήκες πλημμυρισμού, πρέπει ο χώρος του ατμού να είναι γεμάτος από ξηρό ατμό. Ο τύπος της ατμοπαγίδας θα επηρεάσει το παραπάνω. Για παράδειγμα οι θερμοστατικές ατμοπαγίδες διατηρούν το συμπύκνωμα μέχρι να ψυχθεί κάτω από τη θερμοκρασία κορεσμού του. Εάν

αυτό το συμπύκνωμα παραμένει στο χώρο ατμού θα μειώσει δραματικά τόσο την απόδοση του εναλλάκτη όσο και την επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας. Η εκκένωση του συμπυκνώματος στη χαμηλότερη δυνατή θερμοκρασία μπορεί να φαίνεται πολύ ελκυστική, αλλά γενικά οι περισσότερες εφαρμογές απαιτούν το συμπύκνωμα να αφαιρεθεί από το χώρο ατμού σε θερμοκρασία ατμού. Γι αυτό χρειάζεται μια παγίδα ατμού με διαφορετικές ιδιότητες λειτουργίας από του θερμοστατικού τύπου, και αυτό συνήθως σημαίνει την επιλογή παγίδων είτε μηχανικού ή θερμοδυναμικού τύπου. Ποσοτικοποίηση των ενεργειακών αναγκών των παγίδων ατμού δεν είναι εύκολη. Ενέργεια χάνεται μέσω της παγίδας, αλλά εξαρτάται σημαντικά από το φορτίο. Ενέργεια επίσης χάνεται από την παγίδα λόγω ακτινοβολίας, αλλά μπορεί να μειωθεί σημαντικά με “καθυστερημένη” λειτουργία.

Ο Πίνακας 3.2.3.1 συνοψίζει τις ενεργειακές απαιτήσεις μιας ομάδας παγίδων ½ ίντσας στα 5 bar g. Σαφώς οι παγίδες ποικίλλουν σε μέγεθος και επιδόσεις, έτσι τα στοιχεία αυτά λειτουργούν σαν ένα απλό οδηγό.

	No-load			Reasonable load		
	Through trap	From trap	Total	Through trap	From trap	Total
<b>Thermostatic</b>	0.50	0.50	1.00	Nil	0.50	0.50
<b>Float</b>	Nil	1.40	1.40	Nil	1.40	1.40
<b>Inverted bucket</b>	0.50	1.20	1.70	Nil	1.20	1.20
<b>Thermodynamic</b>	0.50	0.25	0.75	Nil	0.25	0.25
The International Standard ISO 7841 (1988) and European Standard CEN 27841 (1991) - Determination of steam loss of automatic steam traps - describe a reliable and accurate test methodology for losses from any type of steam trap. <b>Any manufacturers' test figures that are not obtained within the parameters of these standards should be treated with caution.</b>						

Ο Πίνακας 3.2.3.1: Ενεργειακή απαίτηση παγίδων - εκφρασμένα σε kg / h ατμού [4]

Ο σκοπός του πίνακα δεν είναι να καθιερώσει το γεγονός ότι ένας τύπος παγίδας είναι οριακά πιο αποτελεσματικός από έναν άλλο. Λειτουργεί απλά στο να επιδείξει ότι οι ατμοπαγίδες χρησιμοποιούν ένα πολύ μικρό ποσό ενέργειας. Απώλειες γίνονται σημαντικές μόνο υπάρχουν ελαττωματικές ατμοπαγίδες. Ως εκ τούτου, το σημαντικό είναι να συνδυαστεί η επιλογή, ο έλεγχος και η συντήρηση για την επίτευξη αξιοπιστίας. Εάν γίνει με σωστό τρόπο, το κόστος και η σπατάλη ατμού θα ελαχιστοποιηθούν.

### 3.3 Μέτρα Αποδοτικότητας σε Συστήματα Ατμού

Σε αυτό το κομμάτι περιγράφονται ένας αριθμός από βασικές ευκαιρίες διαθέσιμες για την βελτίωση της απόδοσης των συστημάτων ατμού σε ένα τυπικό βιομηχανικό περιβάλλον. Αρχικά περιγράφονται μέτρα ενεργειακής απόδοσης εφαρμόσιμα στους λέβητες - την καρδιά των περισσότερων συστημάτων ατμού. Έπειτα συζητούνται μέτρα που είναι εφαρμόσιμα στο δίκτυο διανομής ατμού της μονάδας .

#### 3.3.1 Μέτρα Αποδοτικότητας στους Λέβητες

Τα μέτρα αποδοτικότητας που παρουσιάζονται παρακάτω επικεντρώνονται σε βελτιωμένο έλεγχο διεργασιών , μειωμένη απώλεια θερμότητας και καλύτερη ανάκτηση της θερμότητας . Παράλληλα με τα παρακάτω μέτρα είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι συστήματα λεβήτων χαμηλής πίεσης θα πρέπει να σχεδιαστούν και να εγκατασταθούν σε μία προσαρμοσμένη ρύθμιση που καλύπτει τις συγκεκριμένες ανάγκες του εργοστασίου. Συχνά προκατασκευασμένα πακέτα λεβήτων δεν μπορούν να ανταπεξέλθουν στις ανάγκες παραγωγής και διανομής ατμού των εργοστασίων με το πιο αποδοτικό τρόπο.

##### 3.3.1.1 Βελτιστοποίηση Εκμάστευσης Λέβητα [3]

Καθώς ο λέβητας παράγει ατμό οποιαδήποτε ακαθαρσία υπάρχει στο νερό τροφοδοσίας και δεν συσσωρεύεται στο ατμό θα συγκεντρωθεί στο νερό του λέβητα. Καθώς τα διαλυτά στερεά συγκεντρώνονται όλο και πιο πολύ , οι φυσαλίδες ατμού τείνουν να γίνουν περισσότερο σταθερές με αποτέλεσμα να μην σκάσουν όταν φτάσουν την επιφάνεια του νερού στο λέβητα. Φτάνει ένα σημείο που ένα αξιόλογο κομμάτι του λέβητα γεμίζει με φυσαλίδες και αφρό οι οποίες μεταφέρονται στις σωληνώσεις μεταφοράς ατμού. Αυτό είναι ανεπιθύμητο μιας και όχι μόνο συμβάλει στη δημιουργία υγρού ατμού αλλά και στη συγκέντρωση διαλυμένων στερεών στον ατμό. Αυτά τα στερεά θα μολύνουν τις βαλβίδες έλεγχου, τους εναλλάκτες θερμότητας και τις ατμοπαγίδες. Για να λυθεί το πρόβλημα των υψηλών TDS (total dissolved solids) στο νερό του λέβητα είναι σημαντικό να γίνεται έλεγχος του επιπέδου τους, για αυτό το λόγο κρίνεται κατάλληλη η εκμάστευση μιας ποσότητας νερού από το λέβητα έτσι ώστε να μειωθεί η συγκέντρωση τους. Δυστυχώς με την εκμάστευση χάνεται ένα ποσό ενέργειας το οποίο υπάρχει στο νερό που πετιέται. Οι τρόποι που θα συζητηθούν παρακάτω αποσκοπούν στην ελαχιστοποίηση και στην εκμετάλλευση αυτής της χαμένης ενέργειας.

##### 3.3.1.1.1 Ελαχιστοποίηση του Ρυθμού Εκμάστευσης [4][6][3]

Ένας από τους τρόπους για λυθεί το προαναφερθούν πρόβλημα είναι το να περιοριστεί το ποσό του νερού το οποίο πετιέται στο ελάχιστο δυνατό. Για το λόγο αυτό είναι σημαντικός ο υπολογισμός του ρυθμού εκμάστευσης .

Για τον υπολογισμό του Ρυθμού Εκμάστευσης θα πρέπει να είναι γνωστά [4]:

- Το απαιτούμενο TDS του νερού λέβητα σε ppm
- Το TDS του νερού τροφοδοσίας σε ppm. Μία μέση τιμή μπορεί να παρθεί κοιτώντας τα αρχεία επεξεργασίας νερού ή από ένα δείγμα νερού τροφοδοσίας από το οποίο μπορεί να μετρηθεί η αγωγιμότητα του. Όπως

και στο νερό λέβητα η μέτρηση TDS γίνεται με αγωγιμότητα( $\mu S/cm$ )\*0,7=TDS. Σημείωση : Το δείγμα είναι από τη δεξαμενή τροφοδοσίας του λέβητα και από τη γραμμή που τροφοδοτεί τη δεξαμενή.

- Την ποσότητα ατμού που παράγει ο λέβητας στη μέγιστη δυναμικότητα

$$\text{Blowdown Rate} = \frac{F * S}{B - F}$$

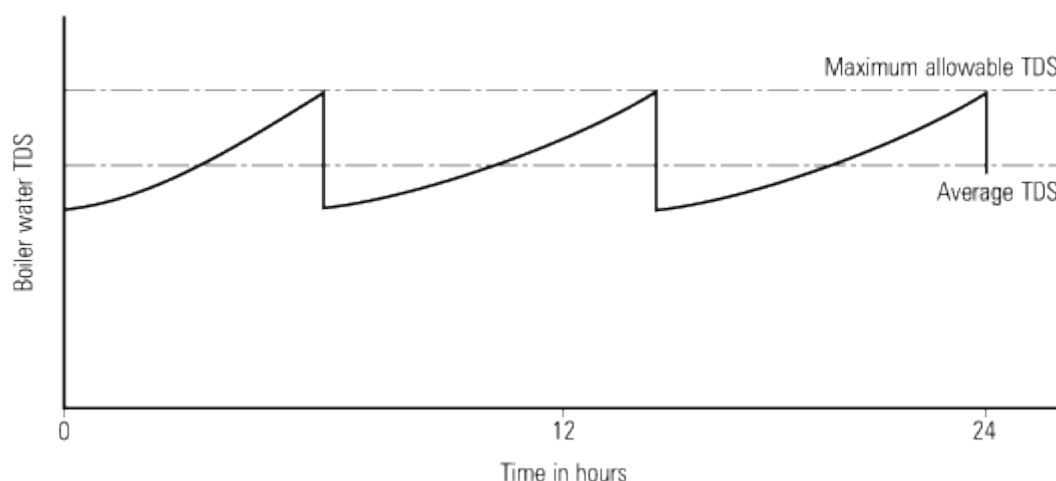
**F: TDS Νερού Τροφοδοσίας (ppm)**

**S: Ρυθμός Παραγωγής Ατμού (kg / h)**

**B: Απαιτούμενο TDS Νερού Λέβητα (ppm)**

Έτσι ώστε να γίνει εφικτή η ελαχιστοποίηση της πάνω τιμής θα πρέπει να υπάρχουν ακριβής μετρήσεις του TDS στο νερό του λέβητα. Αυτό επιτυγχάνεται με την εγκατάσταση ενός αυτόματου συστήματος έλεγχου TDS όπως το Ηλεκτρονικό Σύστημα Έλεγχου Κλειστού Βρόχου ( closed loop electronic control system ) [4]

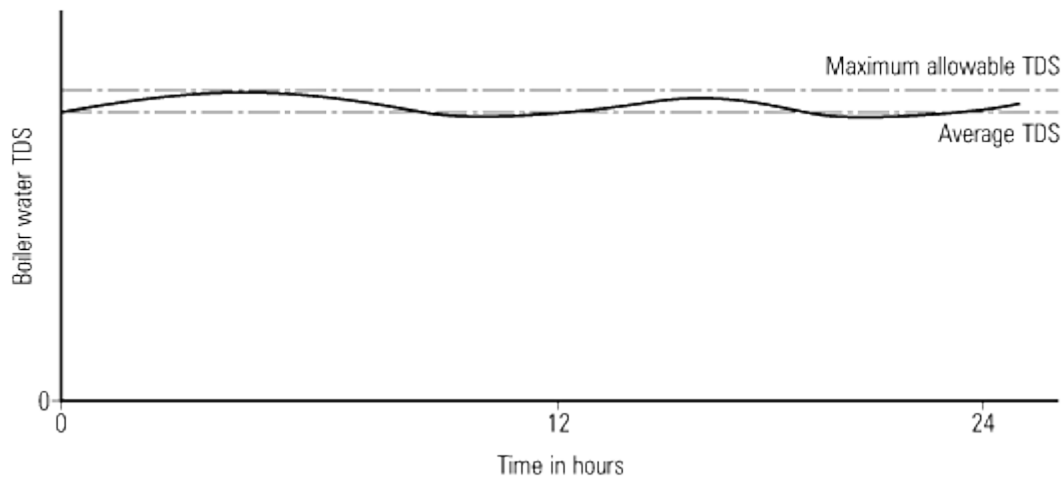
Σε αυτά τα συστήματα η αγωγιμότητα μετράται μέσα από ένα ανιχνευτή αγωγιμότητας (conductivity probe). Η μετρούμενη τιμή συγκρίνεται με το set point προγραμματισμένο στον ελεγκτή από το χρήστη. Εάν το set point είναι μικρότερο από την μέτρηση η βαλβίδα ελέγχου ανοίγει μέχρι να παρθεί μέτρηση ίδια με το set point.



Διάγραμμα 3.3.2.1.1: TDS με το Χρόνο χρησιμοποιώντας χειροκίνητη εκμαύστευση 3 φορές το 24ωρο [4]

Boiler type	Maximum TDS (ppm)
Lancashire	10 000
Two-pass economic	4 500
Packaged and three-pass economic	3 000 to 3 500
Low pressure water-tube	2 000 to 3 000
Medium pressure water-tube	1 500
High pressure water-tube	1 000

Πίνακας 3.3.2.1.1: Τυπικές τιμές μεγίστου επιπέδου TDS για διάφορους τύπους λέβητα [4]



Διάγραμμα 3.3.2.1.2: TDS με το Χρόνο χρησιμοποιώντας Ηλεκτρονικό Σύστημα Έλεγχου Κλειστού Βρόχου

Παρατηρείτε στο διάγραμμα 3.3.2.1.1 ότι το μέσο επίπεδο TDS είναι αρκετά κάτω από το μέγιστο επιτρεπτό ενώ στο 3.3.2.1.2 το μέσο επίπεδο TDS είναι πολύ πιο κοντά στο μέγιστο επιτρεπτό. Για παράδειγμα, η μέγιστη επιτρεπόμενη TDS μπορεί να είναι 3500 ppm και η μέση TDS μόνο 2 000 ppm. Αυτό σημαίνει ότι ο πραγματικός ρυθμός εκμάστευσης είναι πολύ μεγαλύτερος από αυτόν που απαιτείται. Βασισμένο σε ένα TDS νερού τροφοδοσίας στα 200 ppm, ο πραγματικός ρυθμός εκμάστευσης είναι:

$$\frac{200 \text{ ppm TDS νερού τροφοδοσίας}}{2000 \text{ ppm μέσο TDS λέβητα} - 200 \text{ ppm TDS νερού τροφοδοσίας}} * \frac{100}{1} = 11.1\%$$

Εάν ο λέβητας λειτουργούσε στα 10 bar g, παράγοντας ατμό 5 000 kg / h και είχε θερμοκρασία νερού τροφοδοσίας των 80 ° C ( $h_f = 335 \text{ kJ / kg}$ ), η αλλαγή στην απαίτηση ενέργειας θα μπορούσε να υπολογιστεί ως εξής:

Για να επιτύχω παραγωγή 5000 kg/h ο λέβητας πρέπει να τροφοδοτηθεί με :

$$\frac{\frac{5000 \text{ kg}}{h} * (100 + 11.1)}{100} = \frac{5555 \text{ kg}}{h}$$

Όλο αυτό το νερό θα πρέπει να θερμανθεί μέχρι τη θερμοκρασία κορεσμού όπου  $h_f = 782 \text{ kJ/kg}$  στα 10 bar g από την θερμοκρασία τροφοδοσίας όπου  $h_f = 335 \text{ kJ / kg}$  στους 80°C

$$\text{Ενέργεια} = \frac{5555 \text{ kg/h} * (782 - 335) \text{ kJ/kg}}{3600 \text{ sec/h}} = 690 \text{ kW}$$

Όμως 5 000 kg / h εξατμίζονται σε ατμό για εξαγωγή. Όπου  $h_{fg} = 2 000 \text{ kJ / kg}$  από τους πίνακες ατμού:

$$\text{Ενέργεια} = \frac{\frac{5000 \text{ kg}}{h} * 2000 \text{ kJ/kg}}{3600 \text{ sec/h}} = 2778 \text{ kW}$$

$$\text{Συνολική Ενέργεια για παραγωγή } 5000 \frac{\text{kg}}{h} \text{ ατμού} = 690 \text{ kW} + 2778 \text{ kW} = 3468 \text{ kW}$$

Όταν όμως έχω αυτόματο έλεγχο ***TDS average ≈ Max TDS required*** άρα:

$$\frac{200 \text{ ppm TDS νερού τροφοδοσίας}}{3500 \text{ ppm μέσο TDS λέβητα} - 200 \text{ ppm TDS νερού τροφοδοσίας}} * \frac{100}{1} = 6.1\%$$

$$\frac{\frac{5000 \text{ kg}}{h} * (100 + 6.1)}{100} = \frac{5305 \text{ kg}}{h}$$

$$\text{Ενέργεια} = \frac{5305 \text{ kg/h} * (782 - 335) \text{ kJ/kg}}{3600 \text{ sec/h}} = 659 \text{ kW}$$

$$\text{Ενέργεια} = \frac{\frac{5000 \text{ kg}}{h} * 2000 \text{ kJ/kg}}{3600 \text{ sec/h}} = 2778 \text{ kW}$$

$$\text{Συνολική Ενέργεια για παραγωγή } 5000 \frac{\text{kg}}{h} \text{ ατμού} = 659 \text{ kW} + 2778 \text{ kW} = 3437 \text{ kW}$$

$$\text{Μείωση στην Ενέργεια} = 3468 \text{ kW} - 3437 \text{ kW} = 31 \text{ kW}$$

$$\text{Ποσοστό Ενεργειακής Μείωσης} = \frac{31 \text{ kW}}{3468 \text{ kW}} * 100 = 0.9\% \text{ οικονομία σε έξοδα καυσίμου}$$

### 3.3.1.1.2 Ανάκτηση Θερμότητας από Εκμάστευση Λέβητα [3][4][6]

Το νερό από την εκμάστευση είναι υπό πίεση, ζεστό και βρώμικο, δημιουργώντας μεγάλες ποσότητες ατμού εκτόνωσης (flash steam) και πιθανά προβλήματα διάθεσης. Ένα σύστημα ανάκτησης θερμότητας μπορεί να ανακτήσει μεγάλα ποσά ενέργειας κατά τη διάρκεια αυτής της βασικής διαδικασίας. Έστω Λέβητας με τα παρακάτω χαρακτηριστικά[4]:

Πίεση Λέβητα = 10 bar g

Ρυθμός Παραγωγής Ατμού = 10000 kg/h

Μέγιστο Επιτρεπτό TDS = 2500 ppm

TDS νερού τροφοδοσίας = 250 ppm

Υπολογισμένος Ρυθμός Εκμάστευσης = 1111 kg/h

hf at 10 bar g = 782 kJ/kg

$$\text{Ρυθμός Εκμάστευσης Ενέργειας} = \frac{1111 \frac{1}{3600 \text{ sec}} \text{ kg}}{h} * 782 \text{ kJ/kg} = 241 \text{ kW}$$

Για λόγους σαφήνειας ο παραπάνω υπολογισμός χρησιμοποιεί πίνακες ατμού όπου το νερό στους 0 °C είναι δεδομένο. Στη πραγματικότητα το νερό που θα αντικαταστεί το νερό εκμάστευσης θα είναι σε θερμοκρασία μεγαλύτερη του 0 με αποτέλεσμα ο ρυθμός ενέργειας να είναι λίγο μικρότερος. Για παράδειγμα στους 10 °C θα είναι 228 kW.

Υποθέτοντας ότι το νερό εκμάστευσης απελευθερώνεται σε ένα δοχείο ατμού εκτόνωσης που λειτουργεί σε 0,5 bar g, οι πίνακες ατμού μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την ποσοτικοποίηση της Πλεονάζουσας ενέργειας:

Ειδική ενθαλπία νερού σε 10 bar g = 782 kJ / kg (HF στους 10 bar g)

Ειδική ενθαλπία του νερού σε 0,5 bar g = 468 kJ / kg (HF σε 0,5 bar g)

Πλεονάζουσα ενέργεια = 314 kJ / kg

Αυτή η πλεονάζουσα ενέργεια εξατμίζει ένα μέρος του νερού σε ατμό, και αυτός ο ατμός αναφέρεται ως ατμός εκτόνωσης.

Η ειδική ενθαλπία εξάτμισης σε 0,5 bar g ( $h_{fg}$ ) από τους πίνακες ατμού είναι 2 226 kJ / kg.

$$\begin{aligned} FLASH STEAM &= \frac{hf \text{ υψηλής πίεσης} - hf \text{ χαμηλής πίεσης}}{hfg \text{ χαμηλής πίεσης}} * 100\% \\ &= \frac{782 - 468}{2226} * 100\% = 14.1\% \end{aligned}$$

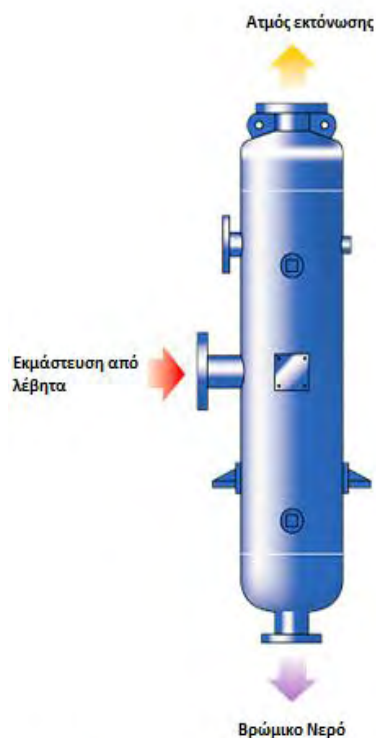
Ρυθμός Παραγωγής Ατμού Εκτόνωσης	= 1 111 kg / h x 14.1%
Ρυθμός Παραγωγής Ατμού Εκτόνωσης	= 157 kg / h (0.043 5 kg / s)
Συνολική ενέργεια ατμού ανά kg	= 2 694 kJ / kg ( $h_g$ at 0.5 bar g)
Ρυθμός ροής ενέργειας στον ατμό εκτόνωσης	= 0.043 5 kg / s x 2 694 kJ / kg
<b>Ρυθμός ροής ενέργειας στον ατμό εκτόνωσης</b>	<b>= 117 kW</b>

Μπορεί να είναι δυνατή η χρήση αυτού του ατμού εκτόνωσης: σε αυτό το παράδειγμα ο ατμός εκτόνωσης αντιπροσωπεύει σχεδόν το 49% (=117/241) του ρυθμού ροής ενέργειας εκμάστευσης, και το 14,1% του νερού που πετιέται.

Ο ατμός εκτόνωσης γίνεται διαθέσιμος για ανάκτηση στο δοχείο εκτόνωσης. Στην ουσία, το δοχείο εκτόνωσης παρέχει ένα χώρο όπου η ταχύτητα είναι αρκετά χαμηλή έτσι ώστε να επιτρέπει στο ζεστό νερό και στον ατμό εκτόνωσης να διαχωριστούν, και να διοχετευτούν σε διαφορετικά μέρη του εργοστασίου.

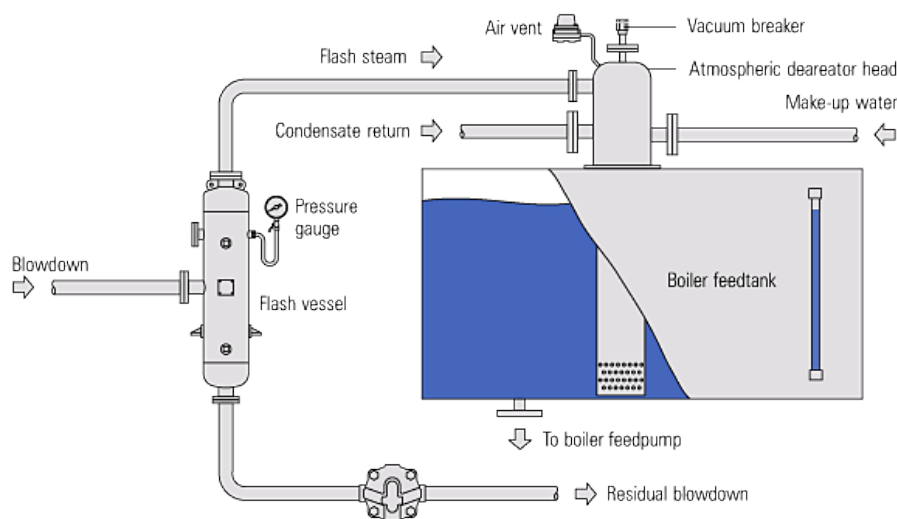
Η πιο προφανής θέση για το που θα χρησιμοποιηθεί ο ατμός εκτόνωσης είναι η δεξαμενή τροφοδοσίας του λέβητα, η οποία είναι συνήθως κοντά.

Η θερμοκρασία του νερού στην δεξαμενή είναι σημαντική. Εάν είναι πολύ χαμηλή, χημικά



Εικόνα 3.3.2.1.1: Δοχείο Εκτόνωσης

προϊόντα θα πρέπει να αποξυγονώσουν το νερό και επίσης η αντλία τροφοδοσίας μπορεί πάθει σπληαίωση. Σαφώς, εάν η ανάκτηση θερμότητας είναι πιθανό να οδηγήσει σε υπερβολικά υψηλή θερμοκρασία της δεξαμενής τροφοδοσίας, δεν είναι πρακτικό να διοχετευθεί ο ατμός εκτόνωσης εντός της δεξαμενής. Άλλες λύσεις είναι δυνατές, όπως θέρμανση του νερού τροφοδοσίας στην πλευρά πίεσης της αντλίας τροφοδοσίας, ή θέρμανση του αέρα καύσης.



Εικόνα 3.3.2.1.2 : Το σχήμα δείχνει μια απλή εγκατάσταση, η οποία καθιστά την ανάκτηση των 117 kW της ροής της ενέργειας, και των 157 kg / h νερού ποιότητας λέβητα, εξαιρετικά αποδοτική.[4]

#### ΑΠΑΙΤΟΥΜΕΝΟΣ ΕΞΟΠΛΙΣΜΟΣ [4]:

**Παγίδα ατμού για να αδειάσει το δοχείο ατμού** - Μια παγίδα τύπου φλοτέρ είναι ιδανική για αυτή την εφαρμογή, καθώς απελευθερώνει το υπολειπόμενο νερό εκμάστευσης μόλις φτάσει στην παγίδα.

Σημείωση: λόγω της χαμηλής πίεσης, η παγίδα θα είναι αρκετά μεγάλη. Αυτό έχει το πρόσθετο πλεονέκτημα ότι είναι απίθανο να μπλοκαριστεί από τα στερεά στο απομένον νερό εκμάστευσης.

**Δοχείο ατμού εκτόνωσης** - Οι κατασκευαστές θα έχουν διαγράμματα μεγέθους για τα δοχεία. Σημείωση: η ταχύτητα του ατμού στο επάνω τμήμα του δοχείου δεν πρέπει να υπερβαίνει τα 3 m / s.

**Ασφαλειοδιακόπτης Κενού ( Vacuum breaker)** - Θα υπάρξουν περιπτώσεις όπου ο λέβητας δεν χρειάζεται να υποστεί εκμάστευση. Σε αυτές τις στιγμές όλος ο ατμός στο δοχείο ατμού εκτόνωσης και στις παρεμφερείς σωληνώσεις θα συμπυκνωθεί και θα



δημιουργηθεί κενό. Εάν αυτό το κενό δεν απελευθερωθεί τότε θα αντληθεί νερό από το δοχείο τροφοδοσίας του λέβητα στη επάνω σωλήνωση.

Ένας ασφαλειοδιακόπτης κενού τοποθετημένος στο κεφάλι του απαερωτήρας θα προστατεύσει το σύστημα κάτω από μία τέτοια περίπτωση.

**Εξοπλισμός Διανομής Ατμού** - Σωστή διανομή του ατμού εκτόνωσης στη δεξαμενή νερού τροφοδοσίας είναι σαφώς σημαντική για να εξασφαλιστεί η συμπύκνωση και ανάκτηση της θερμότητας του νερού. Ο εξοπλισμός που απαιτείται για να γίνει αυτό περιλαμβάνει, κατά σειρά αποτελεσματικότητας:

- Ατμοσφαιρικός απαερωτήρας
- Διανομέας Ατμού
- Σωλήνα ψεκασμού

Περίπου το 49% της ενέργειας από εκμάστευση λέβητα μπορεί να ανακτηθεί μέσω της χρήσης ενός δοχείου εκτόνωσης και του σχετικού εξοπλισμού. Ωστόσο, υπάρχουν περιθώρια για περαιτέρω ανάκτηση θερμότητας από το ίδιο το υπολειπόμενο 'βρώμικο' νερό.

Συνεχίζοντας το παραπάνω παράδειγμα εάν το δοχείο εκτόνωσης λειτουργεί σε μία πίεση των 0,2 bar g, αυτό σημαίνει ότι το υπολειπόμενο 'βρώμικο νερό' περνά μέσα από την ατμοπαγίδα πλωτού τύπου του δοχείου εκτόνωσης στους περίπου 105 ° C. Περαιτέρω χρήσιμη ενέργεια μπορεί να ανακτηθεί από την απομένουσα εκμάστευση πριν πεταχτεί. Η αποδεκτή μέθοδος είναι να περάσει μέσα από έναν εναλλάκτη θερμότητας, θερμαίνοντας νερό ανατροφοδοσίας προς τη δεξαμενή τροφοδοσίας. Αυτή η προσέγγιση ψύχει τυπικά το υπολειπόμενο νερό μέχρι τους 20 ° C περίπου. Αυτό το σύστημα όχι μόνο ανακτά την ενέργεια από τα λύματα της εκμάστευσης, αλλά ψύχει επίσης το νερό πριν από τη διοχέτευση στο αποχετευτικό σύστημα.

$$\text{Συνολική Εκμάστευση} = 1111 \frac{kg}{h} \mu\epsilon 157 \frac{kg}{h} \text{ να γίνεται ατμός}$$

$$\text{Ρυθμός ροής υπολειπόμενου νερού} = 1111 - 157 = 954 \text{ kg/h}$$

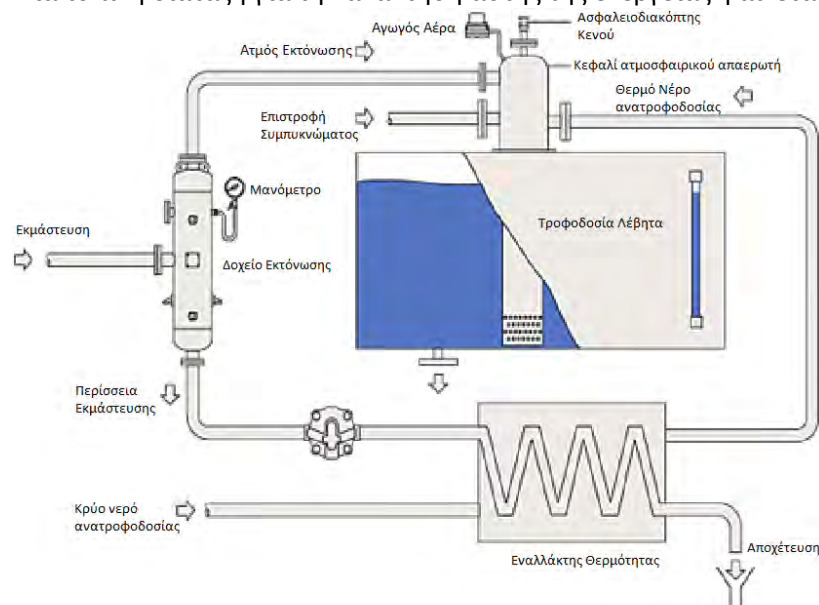
$$\text{Ενθαλπία κορεσμένου νερού (hf) στα 0.2 bar g} = 440 \frac{kJ}{kg}$$

$$\text{Ενθαλπία Νερού στους 20 ° C} = 84 \frac{kJ}{kg}$$

$$\text{Ενέργεια διαθέσιμη για θέρμανση νερού ανατροφοδοσίας} = 440 - 84 = 356 \frac{kJ}{kg}$$

$$\text{Ανακτημένη Ενέργεια} = \frac{954 \frac{kg}{h} * 356 \frac{kJ}{kg}}{3600} = 94 kW$$

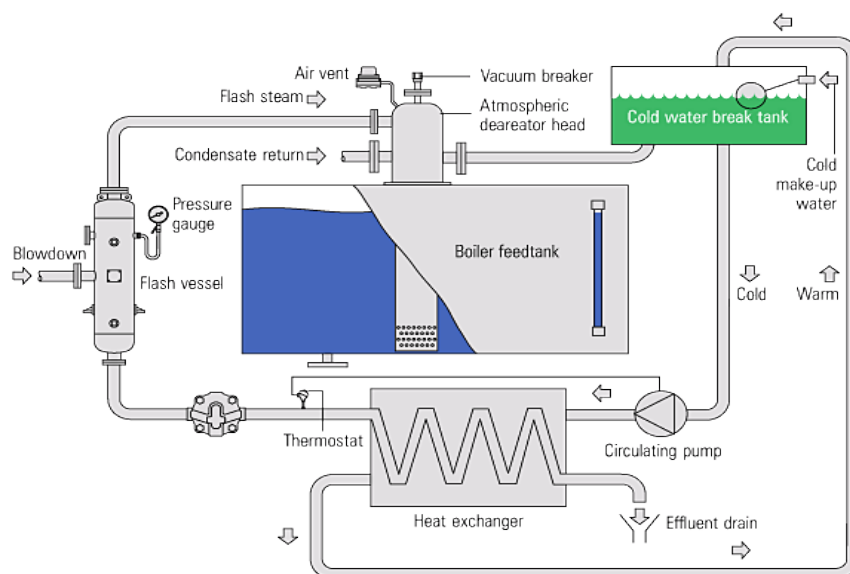
Μία τυπική διάταξη για την ανάκτηση αυτής της ενέργειας φαίνεται στο Σχήμα .



Εικόνα 3.3.2.1.3 :Ανάκτηση ενέργειας χρησιμοποιώντας έναν εναλλάκτη θερμότητας[4]

Ένα πρόβλημα με τη διάταξη που φαίνεται στο Σχήμα 3.13.3 είναι ότι δεν είναι δυνατόν να διασφαλιστεί η ταυτόχρονη ροή των εισερχόμενου κρύου νερού αναπλήρωσης και της υπολειπόμενης εκμάστευσης από το δοχείο εκτόνωσης .

Μία προτιμώμενη διάταξη παρουσιάζεται στο Σχήμα 3.13.4, όπου η δεξαμενή διαλλείματος κρύου νερού χρησιμοποιείται ως θερμοδοχείο. Ένας θερμοστάτης χρησιμοποιείται για να ελέγξει μια μικρή αντλία κυκλοφορίας έτσι ώστε όταν η εναπομένουσα εκμάστευση είναι σε αρκετά υψηλή θερμοκρασία, νερό αντλείται διαμέσου του εναλλάκτη θερμότητας, αυξάνοντας την μέση θερμοκρασία της δεξαμενής και εξοικονομώντας ενέργεια.[4]



Εικόνα 3.3.2.1.4: Θέρμανση νερού αναπλήρωσης σε μια δεξαμενή διαλλείματος κρύου νερού[4]

Οι εναλλάκτες θερμότητας πλακών προτιμώνται για αυτή την εφαρμογή, δεδομένου ότι είναι πολύ συμπαγής και διατηρούνται εύκολα.[4]

Η εμπειρία δείχνει ότι οι υψηλότερες ταχύτητες και η τυρβώδης ροή στους εναλλάκτες θερμότητας πλακών βοηθούν στο να τους κρατήσει καθαρούς, με αποτέλεσμα να απαιτείται σπάνια αποσυναρμολόγηση. Ωστόσο, εάν απαιτείται καθαρισμός, είναι σχετικά εύκολο να ανοιχθεί ο εναλλάκτης και να καθαριστούν οι πλάκες.

Ο καθαρισμός ενός εναλλάκτη αυλών κελύφους είναι πιο περίπλοκος, και θα περιλαμβάνει πλήρη αποσυναρμολόγηση με τους σωλήνες συχνά να μην είναι εφικτό να αφαιρεθούν για καθαρισμό.

**Συνολική εξοικονόμηση ενέργειας** από το παράδειγμα :

$$\text{Από το Δοχείο Φλας} = 117kW$$

$$\text{Απο τον εναλλάκτη θερμότητας} = 94 kW$$

$$\text{Συνολική Ενέργεια} = 117 + 94 = 211kW$$

Όταν ενέργεια ανακτάται και από τον ατμό εκτόνωσης και από το συμπύκνωμα, το 87% της συνολικής ενέργειας που περιέχεται στην αρχική εκμάστευση έχει ανακτηθεί. Επιπλέον, το 14% (κατά μάζα) του νερού έχει ανακτηθεί, κάνοντας μια περαιτέρω συμβολή στην εξοικονόμηση.

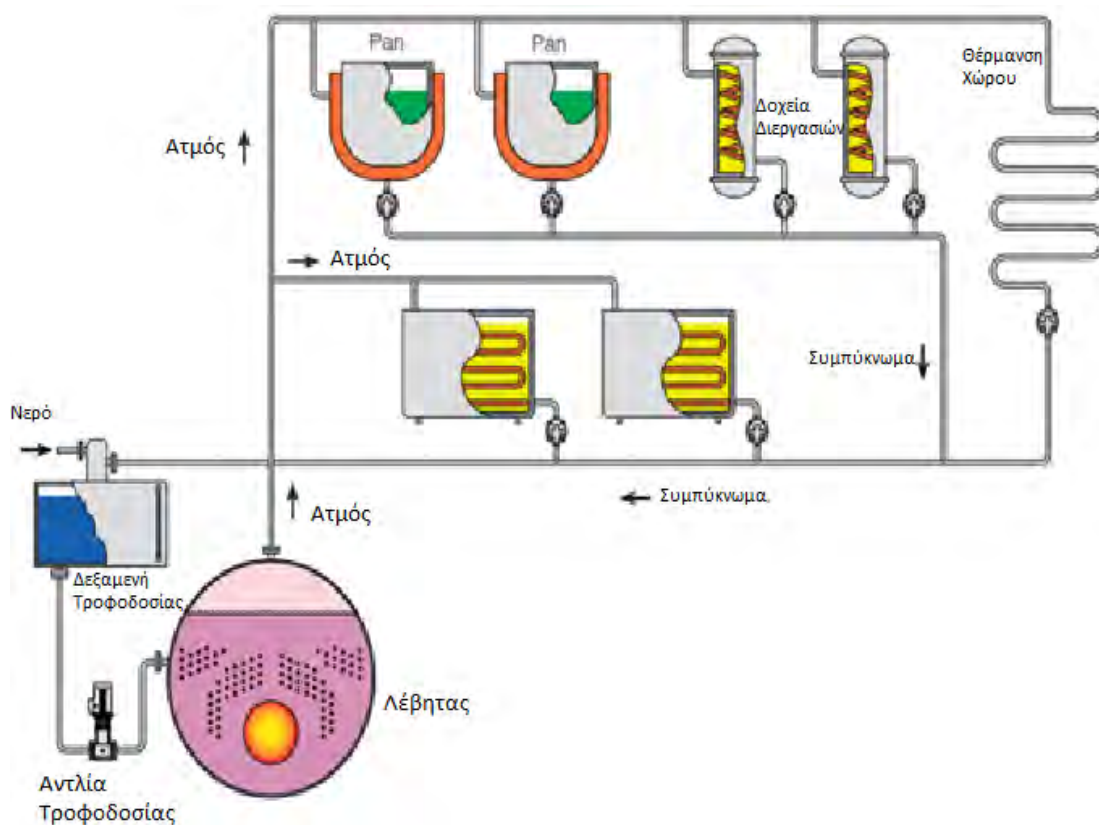
### 3.3.1.2 Επιστροφή Συμπυκνώματος [3][4][6]

Όταν ένα κιλό ατμού συμπυκνώνεται εντελώς, ένα κιλό συμπυκνώματος σχηματίζεται στην ίδια πίεση και θερμοκρασία. Ένα αποτελεσματικό σύστημα ατμού θα χρησιμοποιούσε ξανά αυτό το συμπύκνωμα. Κορεσμένος ατμός που χρησιμοποιείται για θέρμανση αποβάλλει τη λανθάνουσα θερμότητα του (ενθαλπία της εξάτμισης), η οποία είναι ένα μεγάλο ποσοστό της συνολικής θερμότητας που περιέχει. Το υπόλοιπο της θερμότητας του ατμού παραμένει στο συμπύκνωμα ως αισθητή θερμότητα (ενθαλπία του νερού).

Εκτός από το ότι έχει θερμικό περιεχόμενο, το συμπύκνωμα είναι αποσταγμένο νερό, το οποίο είναι ιδανικό για χρήση ως νερό τροφοδοσίας του λέβητα. Ένα αποτελεσματικό σύστημα ατμού θα συλλέξει αυτό το συμπύκνωμα και είτε το επιστρέφει σε μία δεξαμενή τροφοδοσίας του λέβητα, ή το χρησιμοποιεί σε μια άλλη διαδικασία. Μόνο όταν υπάρχει πραγματικός κίνδυνος μόλυνσης δεν θα πρέπει να επιστραφεί συμπύκνωμα στο λέβητα. Ακόμη και τότε, μπορεί να είναι δυνατόν να συλλεχτεί το συμπύκνωμα και να χρησιμοποιηθεί ως ζεστό νερό διεργασίας ή να περάσει μέσα από ένα εναλλάκτη θερμότητας, όπου το περιεχόμενο της θερμότητας του μπορεί να ανακτηθεί πριν πεταχτεί στην αποχέτευση.

Το συμπύκνωμα στις εγκαταστάσεις ατμού και στον εξοπλισμό αποβάλλεται μέσω ατμοπαγίδων από μια υψηλότερη προς μια χαμηλότερη πίεση. Ως αποτέλεσμα αυτής της πτώσης της πίεσης, ένα μέρος του συμπυκνώματος θα εξατμιστεί σε «ατμό εκτόνωσης». Η αναλογία του ατμού που θα εξατμιστεί με τον τρόπο αυτό καθορίζεται από την ποσότητα θερμότητας που μπορεί να αποθηκευτεί στον ατμό και στο συμπύκνωμα. Ένα ποσό ατμού της τάξης των 10% έως 15% κατά μάζα είναι τυπικό. Ένας τρόπος εκμετάλλευσης αυτού του ατμού εκτόνωσης συζητήθηκε στην παραπάνω ενότητα που αναφέρθηκε στην βελτιστοποίηση της διαδικασίας της εκμάστευσης.

Ένα αποτελεσματικό σύστημα ανάκτησης συμπυκνώματος, που συλλέγει το ζεστό συμπύκνωμα από τον ατμό, χρησιμοποιώντας εξοπλισμό και το επιστρέφει στο σύστημα τροφοδοσίας του λέβητα, μπορεί να δώσει το χρήματα της επένδυσης πίσω του σε ένα εξαιρετικά σύντομο χρονικό διάστημα. Το Σχήμα 3.3.3.1 δείχνει ένα απλό κύκλωμα ατμού και συμπυκνώματος, με το συμπύκνωμα να επιστρέφει στη δεξαμενή τροφοδοσίας του λέβητα.



Εικόνα 3.3.3.1 :Τυπικό κύκλωμα ατμού και συμπυκνώματος [4]

Έστω ότι ένας λέβητας παράγει 10000 kg/h ατμό 24 ώρες /μέρα , 7 μέρες / εβδομάδα και 50 εβδομάδες / χρόνο δηλαδή 8400 ώρες / χρόνο. Νερό αναπλήρωσης είναι στους 10 °C. Έστω όλο το συμπύκνωμα αποβάλλεται στους 90 °C. Το νερό κοστίζει 0.76 €/m<sup>3</sup> .Η αποχέτευση κοστίζει 0.56 €/ m<sup>3</sup> . Ο λέβητας είναι αποδοτικός κατά 85% και καταναλώνει αέριο αξίας 0.0125 €/kWh.

Κάθε κιλό συμπυκνώματος που δεν επιστρέφεται στη δεξαμενή τροφοδοσίας πρέπει να αντικατασταθεί από 1 kg νερό αναπλήρωσης (10 °C) το οποίο πρέπει να θερμανθεί στη θερμοκρασία συμπυκνώματος των 90 °C. ( $\Delta T=80^{\circ}\text{C}$ ).

$$Q = m C_p \Delta T$$

Όπου : Q = ποσότητα ενέργειας (kJ)

m= μάζα της ουσίας

$C_p$ = ειδική θερμοχωρητικότητα (kJ/kg °C)

$\Delta T$  = θερμοκρασιακή άνοδος της ουσίας

$$1 \text{ kg} * 4.19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} * 80^{\circ}\text{C} = 335 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Η ενέργεια που απαιτείται για να αντικαταστήσει τη θερμότητα στο νερό αναπλήρωσης είναι:

$$10000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 335 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} * 8400 \frac{\text{h}}{\text{year}} = 28140 \frac{\text{GJ}}{\text{year}}$$

Εάν η μέση απόδοση του λέβητα είναι 85% τότε :

$$\frac{28140 \frac{\text{GJ}}{\text{year}}}{0.85} = 33106 \frac{\text{GJ}}{\text{year}}$$

Με κόστος καυσίμου στα 3.5 € / GJ η ενέργεια στο συμπύκνωμα είναι :

$$\text{Ετήσιο κόστος καυσίμου} = 33106 \frac{\text{GJ}}{\text{year}} * 3.5 \frac{\text{€}}{\text{GJ}} = 115871 \text{ €}$$

Εκτός από το κόστος καυσίμου υπάρχει και το κόστος του νερού που δεν χρειάζεται να αγοραστεί γιατί αναπληρώνεται από το συμπύκνωμα . Το νερό πουλιέται κατά όγκο και η πυκνότητα του είναι 1000 kg/m<sup>3</sup> σε κανονικές συνθήκες. Το συνολικό ποσό νερού που απαιτείται για να αντικαταστήσει το συμπύκνωμα που δεν θα επιστρέψει είναι λοιπόν:

$$\frac{8400 \text{ h} * 10000 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 84000 \frac{\text{m}^3}{\text{year}}$$

Εάν το κόστος νερού είναι 0.76 €/m<sup>3</sup> , το ετήσιο κόστος θα είναι :

$$\text{Ετήσιο Κόστος Νερού} = 84000 \frac{\text{m}^3}{\text{year}} * 0.76 \frac{\text{€}}{\text{m}^3} = 63840 \text{ €}$$

Συνολικό ποσό του απόβλητου νερού σε ένα έτος ισοδυναμεί επίσης με 84000 m<sup>3</sup>. Αν το κόστος αποχέτευσης είναι 0.56 € ανά m<sup>3</sup>, το ετήσιο κόστος αποχέτευσης είναι:

$$\text{Ετήσιο Κόστος Αποχέτευσης} = 84000 \frac{m^3}{year} * 0.56 \frac{\text{€}}{m^3} = 47040 \text{ €}$$

#### **Συνολικό Κόστος**

$$\begin{aligned} &= \text{Ετήσιο Κόστος Νερού} + \text{Ετήσιο Κόστος Αποχέτευσης} \\ &+ \text{Ετήσιο κόστος καυσίμου} = 63840 + 47040 + 115871 \\ &= 226751 \text{ €} \end{aligned}$$

Εάν είχε αποφασιστεί να γίνει μια επένδυση 60000 € για την επιστροφή 80% του συμπυκνώματος σε ένα παρόμοιο σύστημα όπως του παραπάνω παραδείγματος με τη διαφορά ότι η παραγωγή ατμού ανέρχεται στα 5000 kg/h τα κέρδη και η ο χρόνος αποπληρωμής θα ήταν :

$$\text{Κέρδη} = 226751 \text{ €} * \frac{80}{100} * \frac{5000}{10000} = 90700 \frac{\text{€}}{year}$$

$$\text{Αποπληρωμή} = \frac{60000 \text{ €}}{90700 \frac{\text{€}}{year}} = 0.66 \text{ χρόνια ή } 35 \text{ εβδομάδες}$$

Σημείωση : Στα παραπάνω παραδείγματα δεν υπολογίστηκε το κόστος χημικής επεξεργασίας του νερού αναπλήρωσης. Όπως προαναφέρθηκε το συμπύκνωμα επιστροφής είναι σχεδόν αποσταγμένο νερό με αποτέλεσμα να μην απαιτεί επεξεργασία για την αφαίρεση στερεών ουσιών. Αυτό το κόστος είναι σημαντικό και πρέπει λα ληφθεί υπόψη σε ένα πραγματικό σχεδιασμό.

#### **3.3.1.3 Βελτιστοποίηση Καύσης**

##### **Μείωση της περίσσειας αέρα στην καύση.[3]**

Οι λέβητες πρέπει να λειτουργούν με περίσσεια αέρα για να διασφαλίσουν ολοκληρωμένη καύση και για να μειώσουν την παρουσία μονοξειδίου του άνθρακα στο άκαυστο καύσιμο στα καυσαέρια. Όταν χρησιμοποιείται πολλή περίσσεια αέρα για τη καύση , ενέργεια χάνεται γιατί θερμότητα μεταφέρεται στο αέρα και όχι στο ατμό. Αέρας σε περίσσεια από την ιδανική στοιχειομετρική αναλογία καυσίμου-αέρα είναι απαραίτητος για ασφάλεια και για να μειωθούν οι εκπομπές νιτρικών οξειδίων , αλλά 15 % περίσσεια είναι γενικά επαρκής. Οι περισσότεροι βιομηχανικοί λέβητες είδη λειτουργούν με 15 % περίσσεια ή χαμηλότερη , γι αυτό το μέτρο μπορεί να μην είναι ευρεία εφαρμοσίμο. Παρόλα αυτά εάν ένας λέβητας χρησιμοποιεί πολύ περίσσεια αέρα πολλά case studies δείχνουν ότι η περίοδο αποπληρωμής αυτού του μέτρου είναι λιγότερη από 1 χρόνο ( IAC 2008).

Παραδείγματα βελτιώσεων για την μείωση περίσσειας αέρα περιλαμβάνουν μεταβαλλόμενα αυτόματα set points για τον έλεγχο οξυγόνου , μηχανισμοί ελέγχου περιοδικής ρύθμισης ενός μοναδικού set point , εγκατάσταση αυτόματου συστήματος ελέγχου και παρακολούθησης απαερίων , επισκευή σπασμένων διαχωριστών και διαρροών αέρα στο λέβητα. [3]

## **Συστήματα Ελέγχου Απαερίων**

Συστήματα Ελέγχου Απαερίων διατηρούν ιδανική θερμοκρασία και καταγράφουν τα επίπεδα μονοξειδίου του άνθρακα και οξυγόνου. Το περιεχόμενο οξυγόνου των απαερίων είναι ένας συνδυασμός του οξυγόνου της περίσσεια αέρα και του οξυγόνου από την ανεπιθύμητη εισχώρηση αέρα. Συνδυάζοντας ένα μόνιτορ οξυγόνου και ένα μόνιτορ ροής αέρα εισαγωγής είναι δυνατό να εντοπιστούν και οι πιο μικρές διαρροές. Μία μικρή εισχώρηση αέρα της τάξης του 1% θα οδηγήσει σε μετρήσεις οξυγόνου κατά 20% αυξημένες. Μεγαλύτερη μέτρηση CO στα καυσαέρια είναι σημάδι ότι υπάρχει ανεπάρκεια αέρα για την ολοκλήρωση της καύσης. Χρησιμοποιώντας ένα συνδυασμό από μετρήσεις CO και O<sub>2</sub> είναι δυνατό να βελτιστοποιηθεί το μείγμα καυσίμου / αέρα για την επίτευξη φλόγας υψηλής θερμοκρασίας ( που σημαίνει μεγαλύτερη αποδοτικότητα) και μείωση εκπομπών αέριων ρύπων.[3]

## **Μείωση Ποσοτήτων Απαερίων**

Συχνά υπερβολική ποσότητα καυσαερίων είναι αποτέλεσμα διαρροών στο λέβητα ή/και στη καπνοδόχο. Αυτές οι διαρροές μπορούν να μειώσουν τη θερμότητα που μεταφέρεται στον ατμό και να αυξήσουν τις απαιτήσεις σε άντληση. Παρόλα αυτά τέτοιου είδους διαρροές είναι εύκολα επισκευάσιμες , σώζοντας 2 με 5 % της ενέργειας που προηγουμένως χρησιμοποιούνταν από το λέβητα. Αυτό μέτρο διαφέρει από τα συστήματα ελέγχου απαερίων στο ότι αποτελείται από μια περιοδική επισκευή βασισμένη σε οπτική επιθεώρηση. Τα κέρδη από αυτό το μέτρο και από τα συστήματα ελέγχου και παρακολούθησης απαερίων δεν είναι σωρευτικά καθώς και τα δύο προσπαθούν να αντιμετωπίσουν τις ίδιες απώλειες.[3]

## **Αντικατάσταση Καυστήρα [4][3]**

Σύμφωνα με έρευνα της Ευρωπαϊκής Ένωσης (2005) σχεδόν ο μισός αριθμός των λεβήτων στη βιομηχανία είναι πάνω από 40 χρονών. Η αντικατάσταση λοιπόν παλιών καυστήρων με καινούριους περισσότερο αποδοτικούς μπορεί να οδηγήσει σε σημαντική εξοικονόμηση ενέργειας. Η εξοικονόμηση εξαρτάται από την κατάσταση και την αποδοτικότητα των καυστήρων προς αντικατάσταση. Για παράδειγμα η περίοδος αποπληρωμής για ένα καυστήρα που προσφέρει αύξηση απόδοσης 2% θα είναι περίπου 1 χρόνος (U.S DOE 2004a).

Μια σημαντική λειτουργία των καυστήρων είναι η αναλογία ψεκασμού (turndown ratio) . Συνήθως εκφράζεται ως ένας λόγος και βασίζεται στο μέγιστο ρυθμό ψεκασμού διαιρούμενο με τον ελάχιστο ρυθμό ελεγχόμενου ψεκασμού.

Ο λόγος ψεκασμού δεν είναι απλά θέμα εξαναγκασμού διάφορων ποσοτήτων καυσίμου στο λέβητα, είναι εξαιρετικά σημαντικό από οικονομική και νομοθετική άποψη ότι ο καυστήρας παρέχει αποτελεσματική και σωστή καύση, και ικανοποιεί όλο και πιο αυστηρούς κανονισμούς εκπομπών καθ 'όλο το εύρος λειτουργίας του. Γι αυτό το λόγο κατά την αντικατάσταση καυστήρα ο λόγος ψεκασμού αποτελεί ένα από τους καθοριστικούς παράγοντες για την επιλογή νέου εξοπλισμού.

Οι καυστήρες χωρίζονται σε καυστήρες πετρελαίου και καυστήρες φυσικού αερίου. Η δυνατότητα καύσης πετρελαίου αποτελεσματικά απαιτεί ένα μεγάλο λόγο επιφάνειας καυσίμου προς όγκο. Η εμπειρία έχει δείξει ότι σωματίδια πετρελαίου της τάξης των 20 με 40  $\mu\text{m}$  είναι τα πιο κατάλληλα.[4]

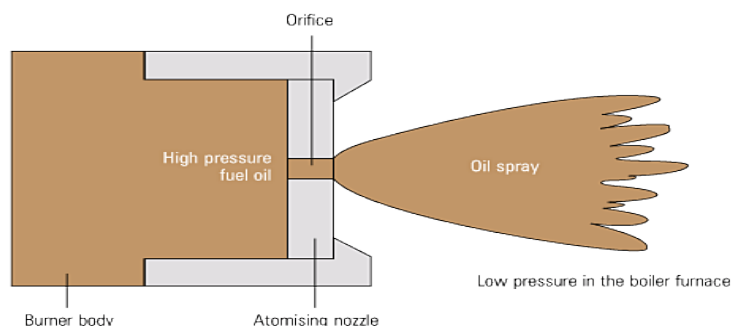
Σωματίδια που είναι :

- Μεγαλύτερα από 40  $\mu\text{m}$  τείνουν να μεταφέρονται στην φλόγα χωρίς να έχουν ολοκληρώσει την διαδικασία της καύσης.
- Μικρότερα από 20  $\mu\text{m}$  ταξιδεύουν τόσο γρήγορα που μετακινούνται μέσα από τη φλόγα χωρίς να υποστούν την παραμικρή καύση.

Μια πολύ σημαντική πτυχή του ψεκασμού πετρελαίου είναι το ιξώδες. Το ιξώδες του πετρελαίου μεταβάλλεται με την θερμοκρασία: όσο πιο ζεστό το πετρέλαιο, τόσο πιο εύκολα ρέει. Πράγματι, οι περισσότεροι άνθρωποι γνωρίζουν ότι το βαρύ μαζούτ πρέπει να θερμανθεί, ώστε να ρέει ελεύθερα. Αυτό που δεν είναι τόσο προφανές είναι ότι μια μεταβολή της θερμοκρασίας, και ως εκ τούτου του ιξώδους, θα έχει επίδραση στο μέγεθος του σωματιδίου πετρελαίου που παράγεται στο ακροφύσιο του καυστήρα. Για το λόγο αυτό, η θερμοκρασία πρέπει να ελέγχεται με ακρίβεια για να δίνονται συνεπή συνθήκες στο ακροφύσιο.[4]

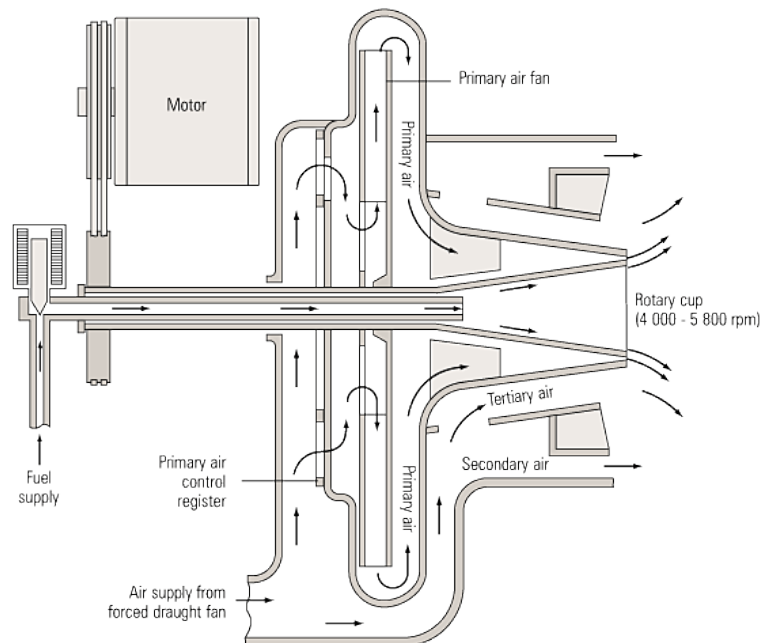
Όσον αφορά τους καυστήρες φυσικού αερίου, επειδή το καύσιμο είναι αέριο ο ψεκασμός δεν αποτελεί θέμα. Συνεπώς η μόνο προϋπόθεση που απαιτείται για σωστή καύση είναι η σωστή ανάμιξη του φυσικού αερίου με το κατάλληλο ποσό αέρα.

Παρακάτω παρουσιάζονται τα κύρια είδη καυστήρων πετρελαίου και φυσικού αερίου :

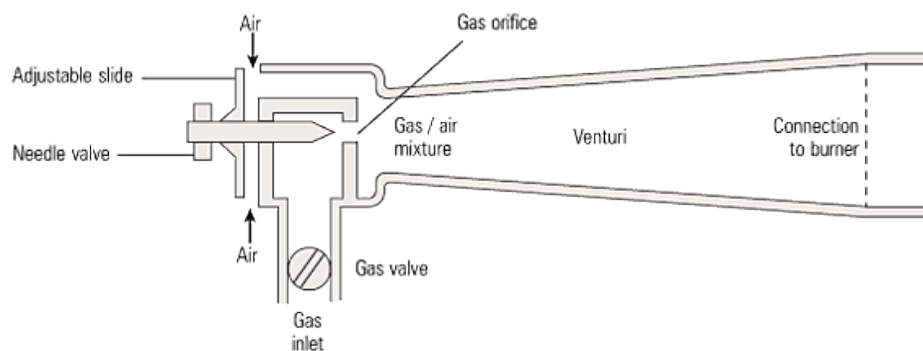


Καυστήρας πίεσης Jet [4]

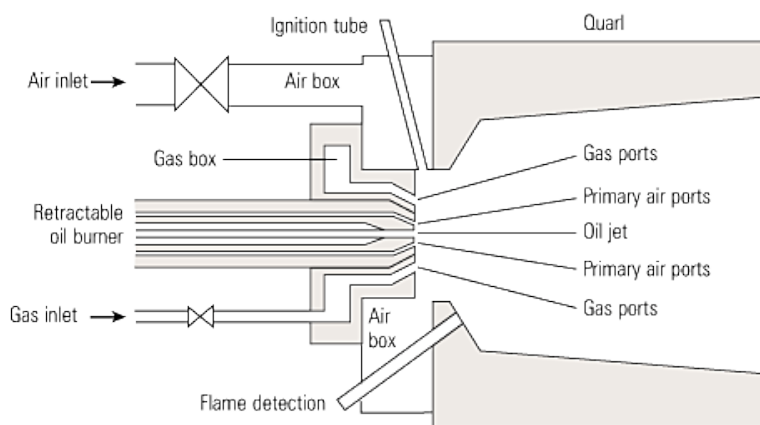




Καυστήρας Πετρελαίου Περιστροφικού Καπακιού [4]



Καυστήρας Φυσικού Αερίου Χαμηλής Πίεσης [4]

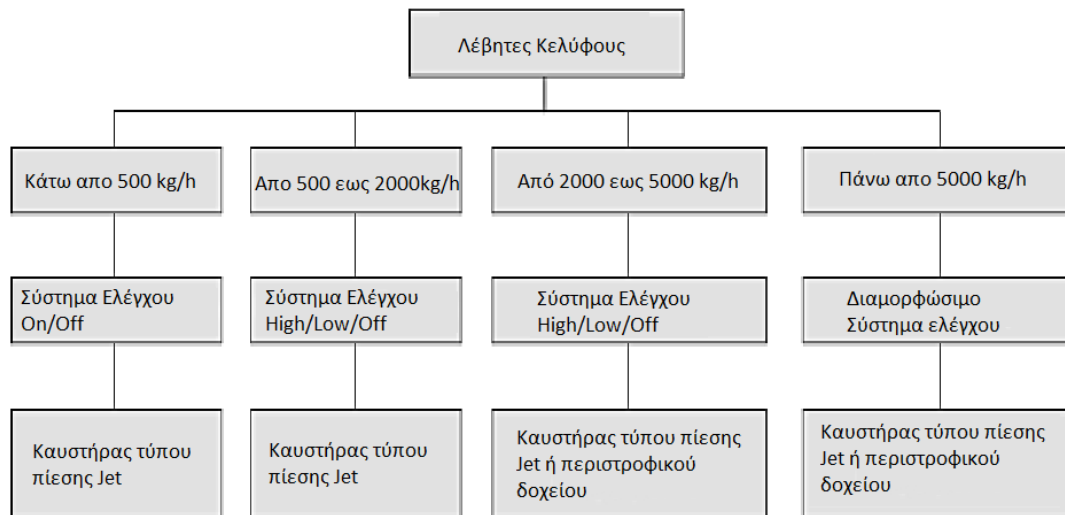


Καυστήρας Διπλού Καυσίμου [4]

Τύπος Καυστήρα	Λόγος Turndown
Πίεσης Jet	2:1
Περιστρεφόμενου Δοχείου	4:1
Αερίου	5:1

Τυπικοί Λόγοι ψεκασμού για διαφόρους τύπους καυσίμου

Μία άλλη σημαντική απόφαση κατά την επιλογή καινούριου καυστήρα είναι το σύστημα ελέγχου του[4].



**Σύστημα Ελέγχου On/ Off :** Είναι το απλούστερο σύστημα ελέγχου και έχει δύο στάδια λειτουργίας, ένα όπου ο καυστήρας ψεκάζει στη μέγιστη δυνατότητα και ένα όπου ο καυστήρας δεν ψεκάζει καθόλου. Το κύριο μειονέκτημα αυτής της μεθόδου ελέγχου είναι ότι ο λέβητας υποβάλλεται σε μεγάλα και συχνά θερμικά σοκ κάθε φορά που τίθεται σε λειτουργία.

**Σύστημα ελέγχου High / low / off :** Αυτό είναι ένα ελαφρώς πιο πολύπλοκο σύστημα όπου ο καυστήρας έχει δύο ρυθμούς ψεκασμού. Ο καυστήρας λειτουργεί για πρώτη φορά στο χαμηλότερο ρυθμό ψεκασμού και στη συνέχεια μεταβαίνει σε πλήρη ψεκασμό, όταν απαιτείται, ξεπερνώντας έτσι το χειρότερο θερμικό σοκ. Ο καυστήρας μπορεί επίσης να επανέλθει στην χαμηλή θέση ψεκασμού σε μειωμένα φορτία, περιορίζοντας και πάλι τις θερμικές καταπονήσεις εντός του λέβητα.

**Διαμορφώσιμο Σύστημα Ελέγχου ( Modulating control System ) :** Ένας διαμορφώσιμος ελεγκτής καυστήρα θα μεταβάλλει το βαθμό ψεκασμού έτσι ώστε να ταιριάζει το φορτίο του λέβητα με την αναλογία ψεκασμού. Κάθε φορά που ο καυστήρας σβήνει και κάνει επανεκκίνηση, το σύστημα πρέπει να καθαρισθεί με εμφύσηση κρύου αέρα μέσω των διόδων του λέβητα. Αυτό επιφέρει απώλειες ενέργειας και μειώνει την απόδοση. Ωστόσο πλήρης διαμορφωσιμότητα σημαίνει ότι ο καυστήρας συνεχίζει να ψεκάζει καθ' όλη την διάρκεια έτσι ώστε να μεγιστοποιήσει τη θερμική απόδοση και να μειώσει τα θερμικές καταπονήσεις. Αυτός ο τύπος ελέγχου ταιριάζει σε όλα τα μεγέθη λέβητα αλλά πρέπει να εφαρμόζεται πάντα σε λέβητες δυναμικότητας πάνω από 10000 kg/h.

### 3.3.1.4 Ανάκτηση Θερμότητας Καυσαερίων

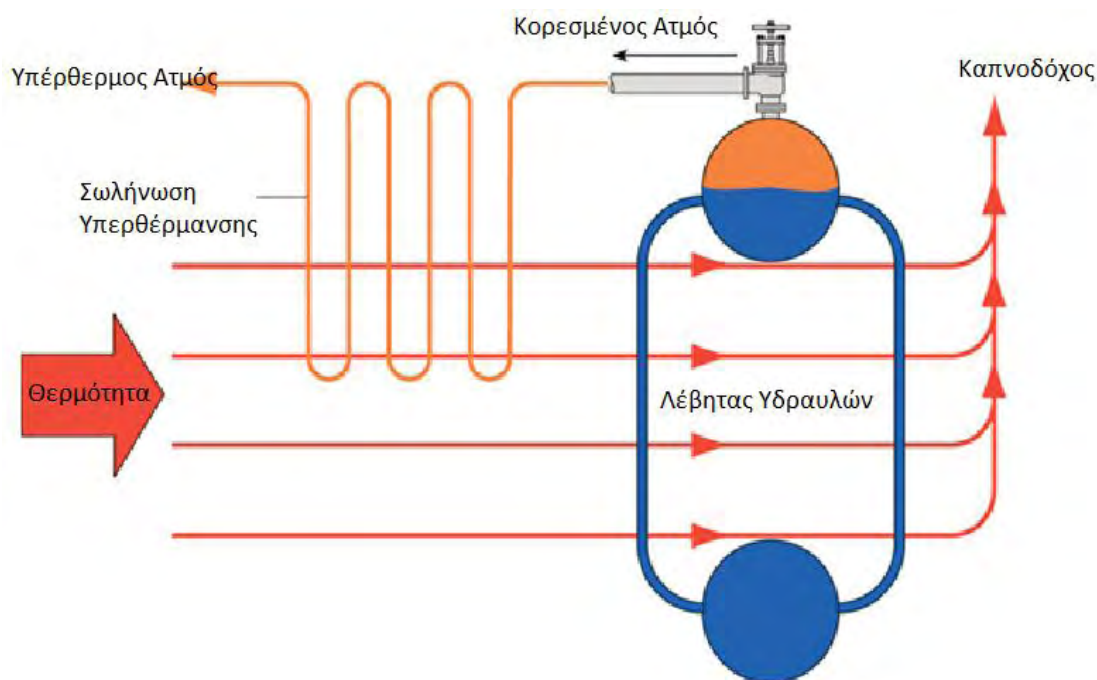
Η ανάκτηση θερμότητας από τα καυσαέρια είναι μια από τις πιο καλές ευκαιρίες για αύξηση της απόδοσης στα συστήματα ατμού. Δύο από τους πιο διαδεδομένους τρόπους εκμετάλλευσης των απαερίων είναι οι προθερμαντήρες (economizers) και οι υπερθερμαντήρες (superheaters).

#### 3.3.1.4.1 Υπερθερμαντήρας

Όποιος και αν είναι ο τύπος του λέβητα που χρησιμοποιείται, ο ατμός θα φύγει από τη διεπιφάνεια ατμού-νερού και θα περάσει στο χώρο ατμού. Ο ατμός που σχηματίζεται πάνω από την επιφάνεια του νερού σε ένα λέβητα κελύφους είναι πάντα κορεσμένος και δεν μπορεί να γίνει υπέρθερμος στο κέλυφος του λέβητα, δεδομένου ότι είναι συνεχώς σε επαφή με την επιφάνεια του νερού.

Εάν απαιτείται υπέρθερμος ατμός, ο κορεσμένος ατμός πρέπει να περάσει μέσα από ένα υπερθερμαντήρα. Αυτός είναι απλά ένας εναλλάκτης θερμότητας όπου πρόσθετη θερμότητα μεταφέρεται στον κορεσμένο ατμό.

Σε λέβητες με αυλούς νερού, ο υπερθερμαντήρας μπορεί να είναι ένα επιπλέον εκκρεμές που αιωρείται στο χώρο της καμίνου όπου τα θερμά αέρια θα δώσουν το βαθμό υπερθέρμανσης που απαιτείται (Εικόνα 3.3.5.1.1).



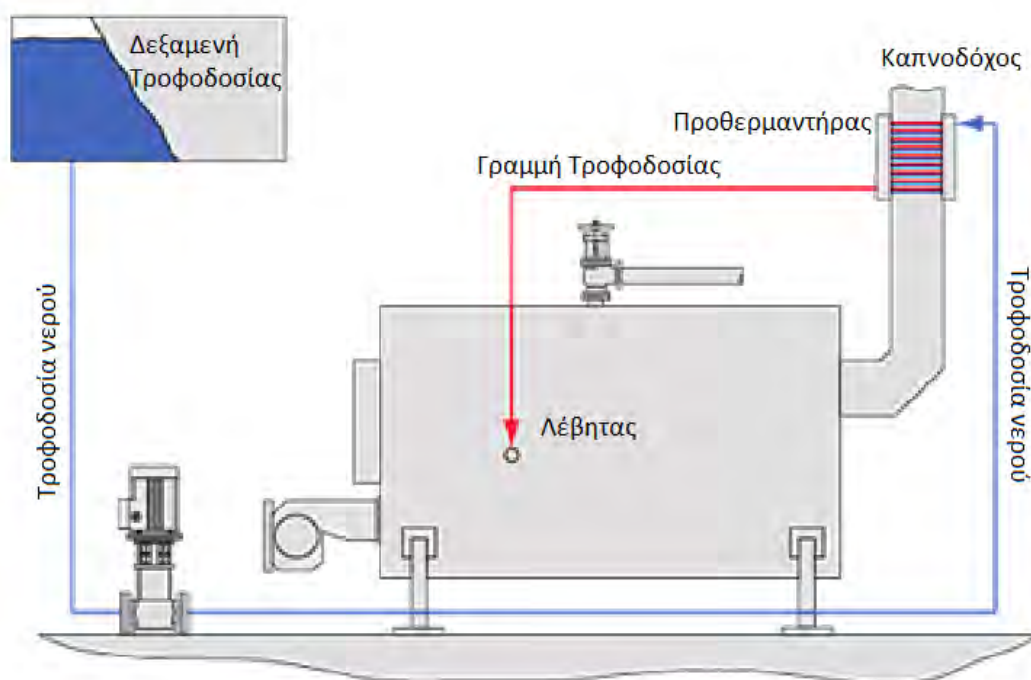
Εικόνα 3.3.5.1.1 : Λέβητας Αυλών Νερού με Υπερθερμαντήρα [4]

Αν απαιτείται ακριβής έλεγχος του βαθμού της υπερθέρμανσης, όπως θα ήταν η περίπτωση εάν ο ατμός επρόκειτο να χρησιμοποιηθεί για την οδήγηση στροβίλου, τότε ένας ελεγκτής θερμοκρασίας (attemperator) πρέπει να τοποθετηθεί. Αυτή είναι μια συσκευή που

εγκαθίσταται μετά τον υπερθερμαντήρα, η οποία εγχέει νερό μέσα στον υπέρθερμο ατμό για να μειωθεί η θερμοκρασία του.

### 3.3.5.2 Προθερμαντήρας

Τα καυσαέρια, έχοντας περάσει μέσα από τον κεντρικό λέβητα και τον υπερθερμαντήρα, εξακολουθούν να είναι ζεστά. Η ενέργεια σε αυτά τα καυσαέρια μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τη βελτίωση της θερμικής απόδοσης του λέβητα. Για να επιτευχθεί αυτό τα καυσαέρια διέρχονται μέσα από ένα προθερμαντήρα.



Εικόνα 3.3.5.2.1 : Λέβητας Κελύφους με προθερμαντήρας [4]

Ο προθερμαντήρας είναι ένας εναλλάκτης θερμότητας μέσω του οποίου αντλείται το νερό τροφοδοσίας. Το νερό τροφοδοσίας έτσι φτάνει στο λέβητα σε υψηλότερη θερμοκρασία από ό, τι θα συνέβαινε αν δεν είχε τοποθετηθεί προθερμαντήρας. Στη συνέχεια απαιτείται λιγότερη ενέργεια για να παραχθεί ο ατμός. Εναλλακτικά, εάν η ίδια ποσότητα ενέργειας παρέχεται, τότε θα παραχθεί περισσότερος ατμός. Αυτό οδηγεί σε υψηλότερη απόδοση. Σε γενικές γραμμές μια αύξηση  $10^{\circ}\text{C}$  στο νερό τροφοδοσίας θα οδηγήσει σε βελτίωση της αποτελεσματικότητας κατά 2%.

Επειδή ο προθερμαντήρας βρίσκεται στην πλευρά υψηλής πίεσης της αντλίας τροφοδοσίας, θερμοκρασίες νερού τροφοδοσίας άνω των  $100^{\circ}\text{C}$  είναι εφικτές. Ο έλεγχος επίπεδου του νερού του λέβητα θα πρέπει να είναι του τύπου «διαμόρφωσης», (δηλαδή όχι «on-off») για να εξασφαλιστεί η συνεχής ροή του ύδατος τροφοδοσίας μέσω του εναλλάκτη θερμότητας [4].

Ο περιοριστικός παράγοντας για την ανάκτηση θερμότητας καυσαερίων είναι ότι πρέπει να εξασφαλίζεται ότι η θερμοκρασία του τοίχους του προθερμαντήρας δεν πέφτει κάτω από

το σημείο δρόσου των οξέων που περιέχονται στα καυσαέρια (όπως θειικό οξύ σε θειούχα ορυκτά καύσιμα). Παραδοσιακά, αυτό γινόταν διατηρώντας τα καυσαέρια που εξέρχονται από τον προθερμαντήρα σε μια θερμοκρασία σημαντικά μεγαλύτερη από το σημείο δρόσου των οξέων. Πράγματι η θερμοκρασία τοιχώματος του προθερμαντήρα είναι πολύ περισσότερο εξαρτώμενη από τη θερμοκρασία του νερού τροφοδοσίας παρά από τη θερμοκρασία των απαερίων εξαιτίας του μεγάλου συντελεστή μεταφοράς θερμότητας του νερού. Με αποτέλεσμα να είναι λογικό να προθερμαίνεται το νερό τροφοδοσίας κοντά στο σημείο δρόσου των οξέων πριν μπει στον προθερμαντήρα.

### 3.3.6 Συντήρηση Λέβητα [5] [3]

Ένα απλό πρόγραμμα συντήρησης για να γίνει έλεγχος ότι όλα τα εξαρτήματα ενός λέβητα λειτουργούν σε μέγιστη απόδοση μπορεί να οδηγήσει σε σημαντική εξοικονόμηση. Στην απουσία ενός καλού συστήματος συντήρησης, καυστήρες και συστήματα ανάκτησης συμπυκνώματος μπορούν να φθείρουν ή να βγουν εκτός ρύθμισης. Αυτοί οι παράγοντες μπορούν να στοιχίσουν ένα σύστημα ατμού μέχρι και το 30 % της αρχικής αποδοτικότητας του σε περίοδο 2 με 3 χρόνια (Galitsky et al. 2005a). Κατά μέσο όρο η ενεργειακή εξοικονόμηση που σχετίζεται με τη βελτιωμένο πρόγραμμα συντήρησης λέβητα υπολογίζονται στο 10 %. Βελτιωμένη συντήρηση μπορεί επίσης να μειώσει τις εκπομπές αέριων ρύπων.

Ρύπανση από τη μεριά της φωτιάς στους αυλούς του λέβητα καθώς και επικαθήσεις στη μεριά του νερού πρέπει επίσης να ελέγχονται. Όσο μεγαλώνει το στρώμα επικαθήσεων στις σωληνώσεις ενός λέβητα τόσο αυξάνει η αντίσταση που προβάλλει στο συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας. Η σχέση που δείχνει αυτή την εξάρτηση είναι η παρακάτω:

$$\frac{1}{Uf} = \frac{1}{ho} + Ao * \frac{\ln\left(\frac{Ao}{Ai}\right)}{2\pi kL} + \frac{Ao}{Aihi} + Rfo + \frac{AoRfi}{Ai}$$

Όπου Rfo και Rfi είναι η αντίσταση των εξωτερικών και εσωτερικών αποθέσεων αντίστοιχα Ao και Ai η εξωτερική και η εσωτερική επιφάνεια του σωλήνα αντίστοιχα ho και hi οι συντελεστές εξωτερικής και εσωτερικής μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή k ο συντελεστής αγωγιμότητας του υλικού του σωλήνα L το μήκος του σωλήνα

Ο πρώτος και ο τρίτος όρος οφείλονται στη μεταφορά θερμότητας με συναγωγή εξωτερικά και εσωτερικά αντίστοιχα. Ο δεύτερος στη μεταφορά θερμότητας με αγωγή μέσα από τον σωλήνα. Ο τέταρτος και ο πέμπτος οφείλονται στις επικαθήσεις εξωτερικές και εσωτερικές αντίστοιχα η οποία θεωρείται ότι γίνεται με το μηχανισμό της αγωγής.

Έστω ολική αντίσταση επικαθήσεων :  $Rft = Rfo + \frac{Ao}{Ai} * Rfi$

Όσο αυξάνει η αντίσταση αυτή σύμφωνα με το τύπο μεταφοράς θερμότητας σε εναλλάκτες θερμότητας :

$$Q = Uf * A * \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{\ln\left(\frac{\Delta T1}{\Delta T2}\right)}$$

τόσο θα μειώνεται το θερμικό καθήκον δημιουργώντας την απαίτηση για μεγαλύτερο λέβητα.

TEMA Design Fouling Resistances for Water				
Temperature of Heating Medium	Up to 115°C		115 to 205°C	
Temperature of Water	50°C		Over 50°C	
	Water Velocity, m/s		Water Velocity, m/s	
	< 0.9	> 0.9	< 0.9	> 0.9
Sea water	0.088	0.088	0.176	0.176
Brackish water	0.352	0.176	0.528	0.352
Cooling tower and artificial spray pond				
Treated makeup	0.176	0.176	0.352	0.352
Untreated	0.528	0.528	0.881	0.705
City or well water	0.176	0.176	0.352	0.352
River water				
Minimum	0.352	0.176	0.528	0.352
Average	0.528	0.352	0.705	0.528
Muddy or silty	0.528	0.352	0.705	0.528
Hard (over 15 grains/gallon)	0.528	0.528	0.881	0.881
Engine jacket	0.176	0.176	0.176	0.176
Distilled or closed cycle				
Condensate	0.088	0.088	0.088	0.088
Treated boiler feed water	0.176	0.088	0.176	0.176
Boiler blowdown	0.352	0.352	0.352	0.352

**TEMA Design Fouling Resistances for Industrial Fluids, (m<sup>2</sup> · K) / kW [19]**

Coal flue gas	1.761
Natural gas flue gas	0.881

Σχεδιαστικές Τιμές Θερμικών αντιστάσεων Νερού και Καυσαερίων

Έρευνα από το CIPEC (Canadian Industry Program for Energy Conservation) δείχνει ότι ένα στρώμα αιθάλης από τη μεριά της φωτιάς της τάξης των 0.8 mm μειώνει την μετάδοση θερμότητας κατά 9.5% ενώ ένα στρώμα 4.5 mm την μειώνει κατά 69% (CIPEC 2001). Για την μεριά του νερού επικαθήσεις ενός χιλιοστού μπορούν να αυξήσουν την κατανάλωση καυσίμου κατά 2 % (CIPEC 2001).[9]

Γι αυτό το λόγο είναι ένας πολύ σημαντικός παράγοντας της συντήρησης ατμολεβήτων είναι η βελτιστοποίηση της συχνότητας καθαρισμού τους. Το κριτήριο βελτιστοποίησης θα είναι η μεγιστοποίηση της ποσότητας προϊόντος ανά κύκλο λειτουργίας/καθαρισμού. Κατά την εξάτμιση νερού για παραγωγή ατμού, η θερμότητα μειώνεται σταδιακά με το χρόνο

λόγω ανάπτυξης των αποθέσεων. Θα υποτεθεί ότι η χρονική μεταβολή της αντίστασης αποθέσεων περιγράφεται από τη σχέση:

$$Rf = \sqrt{a + bt}$$

Αν ο καθαρισμός της συσκευής απαιτεί σταθερό χρονικό διάστημα **tc**, το ερώτημα είναι ποιο το βέλτιστο διάστημα, **to**, συνεχούς λειτουργίας (το χρονικό διάστημα μεταξύ διαδοχικών καθαρισμών) που μεγιστοποιεί το συνολικό ποσό θερμότητας που εναλλάσσεται και συνεπώς και το ποσό προϊόντος που παράγεται. Είναι διαισθητικά φανερό ότι λειτουργία της συσκευής με πολλές αποθέσεις προσφέρει όλο και λιγότερη θερμότητα και συνεπώς πρέπει να υπάρχει μέγιστο για ενδιάμεση τιμή του χρόνου **to**.

Αν θεωρηθεί ότι η κύρια αντίσταση στη μετάδοση θερμότητας οφείλεται στις αποθέσεις, και ότι η επιφάνεια εναλλαγής, **A**, και η μέση διαφορά θερμοκρασίας, **to**, παραμένουν σταθερές, τότε η στιγμιαία θερμότητα είναι

$$Q = UA\Delta T = \frac{A\Delta T}{\sqrt{a + bt}}$$

και το συνολικό ποσό θερμότητας για χρόνο λειτουργίας **to** βρίσκεται με ολοκλήρωση ίσο με

$$Q_{tot} = \int_0^{to} Q dt = \frac{2A\Delta T}{b} * (\sqrt{a + bto} - \sqrt{a})$$

Με βάση τα παραπάνω, η μέση απόδοση της συσκευής σε κάθε κύκλο λειτουργίας-καθαρισμού είναι

$$Q_{mean} = \frac{Q_{tot}}{to + tc}$$

ποσότητα η οποία εξαρτάται μόνον από τον χρόνο λειτουργίας **to**.

Θέτοντας  $\frac{dQ_{mean}}{dt} = 0$  ο βέλτιστος χρόνος λειτουργίας βρίσκεται ίσος με

$$(to)_{opt} = tc + \frac{2}{b} * \sqrt{abt}$$

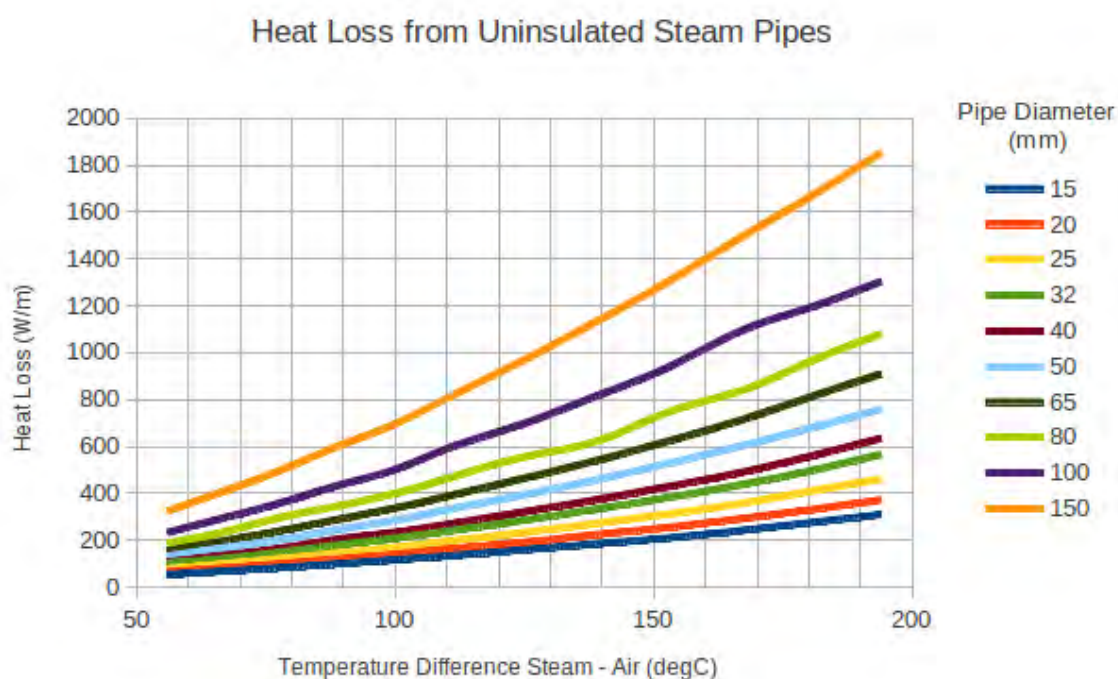
Η λύση αυτή καθορίζει το χρονοδιάγραμμα καθαρισμού ώστε ο ατμολέβητας να εργάζεται περισσότερο αποδοτικά.

### 3.3.2 Μέτρα ενεργειακής Αποδοτικότητας σε Συστήματα Διανομής Ατμού

Τα συστήματα διανομής ατμού είναι συχνά αρκετά εκτενή και συνήθως είναι οι κύριοι συνδρομητές ενεργειακών απωλειών στην βιομηχανική μονάδα. Τα μέτρα αποδοτικότητας για τα συστήματα διανομής στοχεύουν κυρίως στη μείωση απωλειών θερμότητας καθ' όλο το σύστημα και στην ανάκτηση χρήσιμης θερμότητας από το σύστημα οπουδήποτε είναι εφικτό. Τα παρακάτω μέτρα περιγράφουν έναν αριθμό από ευκαιρίες κλειδιά για την εξοικονόμηση ενέργειας στα βιομηχανικά συστήματα διανομής ατμού.

#### 3.3.2.1 Βελτιστοποίηση Απωλειών Θερμότητας Στη Σωλήνωση

Μη μονωμένες σωληνώσεις διανομής ατμού και των γραμμών επιστροφής συμπυκνώματος είναι μια σταθερή πηγή ενεργειακής σπατάλης. Το παρακάτω διάγραμμα δείχνει τις απώλειες θερμότητας από μη μονωμένες σωληνώσεις διαφόρων διαμέτρων. Με σωστή μόνωση οι θερμικές απώλειες μπορούν να μειωθούν μέχρι και 90% μειώνοντας παράλληλα τη δημιουργία συμπυκνώματος στις σωληνώσεις το οποίο άμα δεν αφαιρεθεί θα προκαλέσει το λεγόμενο φαινόμενο υδρόσφυρας (waterhammer) .



Διάγραμμα 3.4.1.1: Απώλειες Θερμότητας σε συνάρτηση με τη θερμοκρασιακή διαφορά ατμού-αέρα για διάφορες διαμέτρους σωληνώσεων.

Αν και στη πλειονότητα των βιομηχανικών μονάδων η μόνωση των σωληνώσεων διανομής ατμού είναι παρούσα, η εφαρμογή της δεν γίνεται με βέλτιστο τρόπο. Δύο είναι οι παράμετροι που ελέγχουν την επιλογή σωστής μόνωσης και αυτοί είναι το πάχος της και το είδος του υλικού που θα χρησιμοποιηθεί.



### 3.3.2.2 Επιλογή Πάχους Μόνωσης [10]

Είναι αρκετά συχνή η παρατήρηση ότι, μετά την εγκατάσταση μιας ποσότητας μονωτικού υλικού στη σωλήνωση, αυξάνονται οι θερμικές απώλειες αντί να μειώνονται. Αυτό συμβαίνει γιατί αρχικά η αύξηση στο εμβαδόν μεταφοράς θερμότητας αντισταθμίζει την αύξηση της θερμικής αντίστασης. Καθώς περισσότερη μόνωση προστίθεται η απώλεια θερμότητας φθάνει ένα μέγιστο και στη συνέχεια μειώνεται καθώς η θερμική αντίσταση κερδίζει τελικά. Υπάρχει μια κρίσιμη ακτίνα μόνωσης κατά την οποία η απώλεια θερμότητας είναι στο ανώτατο όριο.

Παρακάτω θα υπολογιστεί αυτή η κρίσιμη ακτίνα μόνωσης και η ακτίνα πάνω από την οποία η μόνωση λειτουργεί σαν πραγματικός μονωτής.

Γίνεται η υπόθεση ότι ο ατμός δεν είναι υπέρθερμος έτσι ώστε κάποιος ατμός να συμπυκνώνεται στο εσωτερικό της σωλήνωσης. Ολόκληρο το εσωτερικό του σωλήνα θα βρίσκεται σε θερμοκρασία κορεσμού του νερού  $T_{sat}$ . Η θερμική αγωγιμότητα του σωλήνα είναι πολλές τάξεις μεγέθους μεγαλύτερη από το υλικό μόνωσης και γι αυτό μπορεί να γίνει η υπόθεση ότι η πτώση θερμοκρασίας μέσα από το πάχος του σωλήνα είναι αμελητέα, και ότι η θερμοκρασία στο εξωτερικό του σωλήνα (άρα και στην εσωτερική επιφάνεια της μόνωσης) είναι  $T_{sat}$ . Επίσης θα υποθεθεί ότι ο σωλήνας είναι αρκετά μακρύς σε σχέση με τη διάμετρο του, άρα η ροή θερμότητας μπορεί να θεωρηθεί μονοδιάστατη στη ακτινική διεύθυνση.

Ο νόμος του Fourier για την αγωγή θερμότητας λέει ότι η θερμότητα που ρέει προς τα έξω για ένα μήκος σωλήνα  $L$  δίνεται από :

$$Q = -kAr \frac{dT}{dr} \quad (1)$$

Όπου  $Q$  είναι ο ρυθμός ροής θερμότητας [W],  $k$  είναι η θερμική αγωγιμότητα της μόνωσης [m.degK],  $T$  είναι η θερμοκρασία [K] και  $r$  είναι η ακτινική απόσταση [m]. Η επιφάνεια δίνεται από :

$$Ar = 2\pi rL \quad (2)$$

Εάν οι θερμικές απώλειες ανα μονάδα μήκους του σωλήνα είναι :

$$P = \frac{Q}{L} \quad (3)$$

Τότε με αντικατάσταση της (2) και (3) μέσα στην (1) έχουμε :

$$P = -2\pi k r \frac{dT}{dr} \quad (4)$$

Η θερμότητα που μεταφέρεται από το εξωτερικό της μόνωσης στον αέρα περιβάλλοντος δίνεται από :

$$Q = h A_{R+t} (T_{R+t} - T_{air}) \Rightarrow$$

$$P = 2 \pi h (R + t)(T_{R+t} - T_{air}) \quad (5)$$

Όπου  $T_{R+t}$  είναι η θερμοκρασία της εξωτερικής επιφάνειας της μόνωσης [K] και  $T_{air}$  είναι η θερμοκρασία του αέρα [K]. Η παράμετρος  $h$  είναι ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας στη συναγωγή [W/(m<sup>2</sup>.degK)].

Εξισώνοντας τις (4) και (5) παίρνουμε :

$$-\frac{dT_r}{dr} = \frac{h(R+t)(T_{R+t} - T_{air})}{k} * \frac{1}{r} \quad (6)$$

Χωρίζοντας μεταβλητές και ολοκληρώνοντας :

$$-\int_{T_{sat}}^{T_{R+t}} dT_r = \frac{h(R+t)(T_{R+t} - T_{air})}{k} \int_R^{R+t} \frac{dr}{r}$$

Μετά από ολοκλήρωση :

$$T_{sat} - T_{R+t} = \frac{h(R+t)(T_{R+t} - T_{air})}{k} * \ln\left(\frac{R+t}{R}\right)$$

Με χρήση της εξίσωσης (5) μπορεί να γραφτεί :

$$T_{sat} - T_{R+t} = \frac{P}{2\pi k} * \ln\left(\frac{R+t}{R}\right) \quad (7)$$

Αλλάζοντας τη (5) μπορεί επίσης να γραφτεί :

$$T_{R+t} - T_{air} = \frac{P}{2\pi k} * \ln\left(\frac{R+t}{R}\right) + \frac{P}{2\pi h(R+t)} \quad (8)$$

Προσθέτοντας την (7) και την (8) :

$$T_{sat} - T_{air} = \frac{P}{2\pi k} * \ln\left(\frac{R+t}{R}\right) + \frac{P}{2\pi h(R+t)}$$

Λύνοντας ως προς P :

$$P = \frac{2\pi(T_{sat} - T_{air})}{\left[\frac{1}{k} \ln\left(\frac{R+t}{R}\right) + \frac{1}{h(R+t)}\right]} \quad (9)$$

Θεωρώντας τις παρακάτω τιμές σαν παράδειγμα :

$$T_{sat} = 100^\circ\text{C} = 373.15 \text{ deg K},$$

$$T_{air} = 20^\circ\text{C} = 293.15 \text{ deg K},$$

$$R = 2 \text{ cm} = 0.02 \text{ m},$$

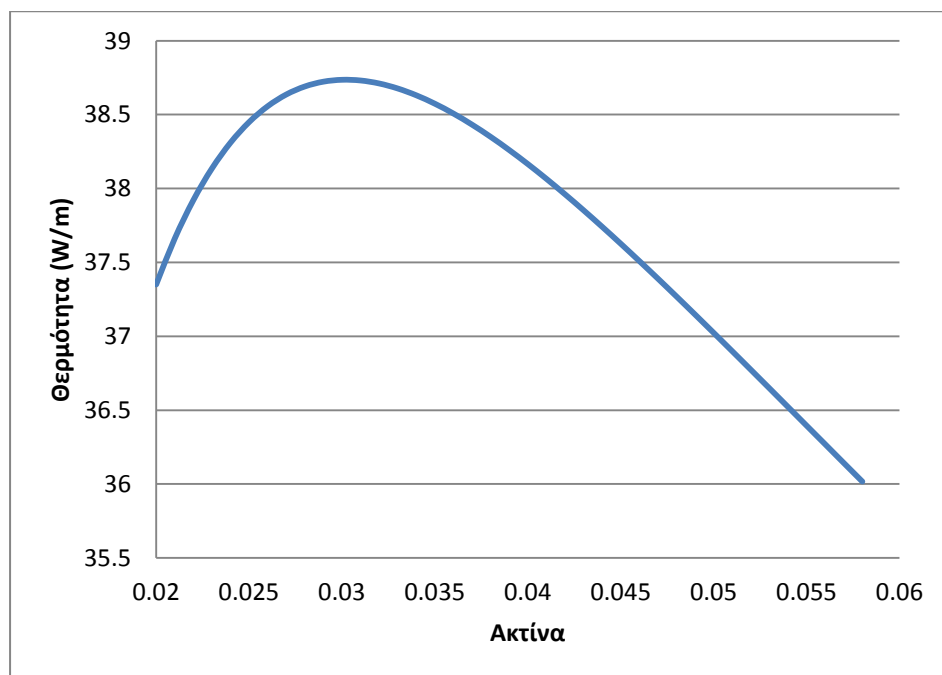
$$k = 0.13 \text{ W/ (m.degK)},$$

$$h = 10 \text{ W/ (m}^2 \text{ .degK)}$$

Η αντικατάσταση αυτών δίνει τη παρακάτω συνάρτηση :

$$P = \frac{2\pi(373,15 - 293,15)}{\left[ \frac{1}{0,13} \ln\left(\frac{0,02 + t}{0,02}\right) + \frac{1}{10(0,02 + t)} \right]} \quad (10)$$

Έπειτα έγινε η δημιουργία ενός διαγράμματος με το P και την ακτίνα R+t για να βρεθούν οι τιμές του t όπου το P είναι μέγιστο και η τιμή στην οποία η μόνωση πραγματικά αρχίζει να μονώνει, με άλλα λόγια η τιμή του t όπου το P είναι μικρότερο από την τιμή του από όταν το t=0.



Διάγραμμα 3.4.1.1.1 : Γράφημα τις Ισχύς ανά μονάδας μήκους με την ακτίνα μαζί με μόνωση

Το γράφημα δείχνει φανερά ότι το P πιάνει μέγιστο με περίπου 10mm μόνωσης (συνολική διάμετρο 30 mm), και ότι περίπου 28 mm μόνωσης χρειάζονται (48 mm συνολική διάμετρο) έτσι ώστε το P να είναι μικρότερο από τη μέτρηση στο γυμνό σωλήνα.

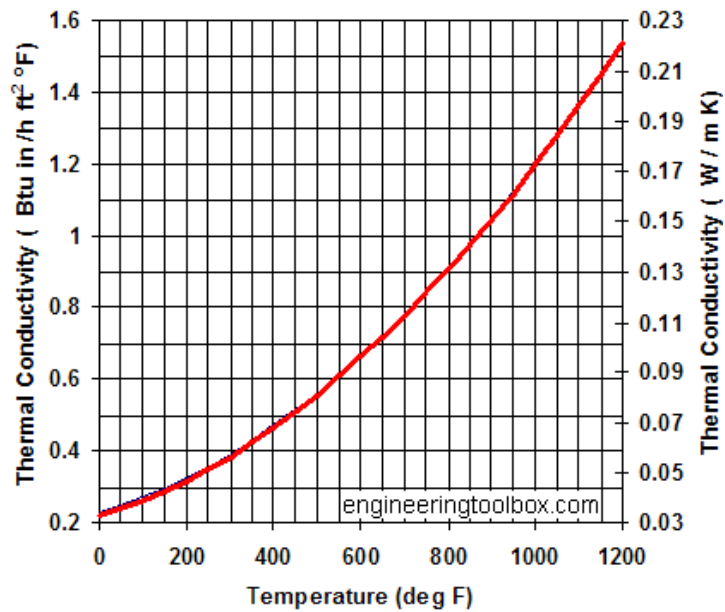
### 3.3.2.3 Επιλογή Υλικού

Ένας από τους πιο κρίσιμους παράγοντες στην επιλογή σωστής μόνωσης είναι το υλικό του μονωτικού μέσου. Χρήση του κατάλληλου υλικού για την κάθε περίπτωση μπορεί να επιφέρει μεγάλα επίπεδα εξοικονόμησης ενέργειας σε ένα σύστημα διανομής ατμού. Ο πιο κρίσιμος παράγοντας είναι ότι το μονωτικό υλικό πρέπει να έχει χαμηλή θερμική αγωγιμότητα. Η επιλογή όμως δεν πρέπει να περιορίζεται μόνο σε αυτό. Μεγάλη σημασία έχει η διαστατική σταθερότητα του υλικού κάτω από θερμοκρασιακές μεταβολές, αντίσταση στην απορρόφηση νερού και στην ανάφλεξη. Τέλος άλλα χαρακτηριστικά που μπορεί να είναι σημαντικά ανάλογα με τις ανάγκες της κάθε εφαρμογής είναι η αντοχή σε μεγάλες θερμοκρασιακές μεταβολές, αντοχή σε δονήσεις του συστήματος και επαρκής συμπιεστικές δυνάμεις στα σημεία που η μόνωση φέρει φορτίο [11].

Στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται τα θερμοκρασιακά όρια από τα πιο συνήθη χρησιμοποιούμενα μονωτικά υλικά[6].

Μονωτικό Υλικό	Θερμοκρασιακό Εύρος (°C)	
	Χαμηλή	Υψηλή
Πυριτικό Ασβέστιο	-18	650
Κυψελωτό Γυαλί	-260	480
Ελαστομερής Ατμός	-55	120
Fiberglass	-30	540
Ορυκτοβάμβακας, Κεραμική Ίνα		1200
Ορυκτοβάμβακας, Γυαλί	0	250
Ορυκτοβάμβακας, Πέτρα	0	760
Φαινολικός Αφρός		150
Polyisocyanurate, polyiso	-180	150
Πολυστυρένιο	-50	75
Πολυουρεθάνη	-210	120
Vermiculite	-272	760

Ένα από τα πιο δημοφιλή υλικά που χρησιμοποιούνται για τη μόνωση σωληνώσεων είναι τα υλικά της οικογένειας του ορυκτοβάμβακα. Ο ορυκτοβάμβακας είναι κατασκευασμένος από λιωμένο γυαλί, πέτρα ή σκουριά που περιστρέφονται σε μια δομή σαν ίνα. Ανόργανα πετρώματα ή σκουριά είναι τα κύρια συστατικά (συνήθως 98%) του πετροβάμβακα(ορυκτοβάμβακας από πέτρα). Το υπόλοιπο 2% περιεκτικότητα σε οργανική ύλη αποτελεί γενικά μία συνδετική θερμοσκληραινόμενη ρητίνη (μία κόλλα) και λίγο λάδι. Η σχέση μεταξύ της θερμοκρασίας και της θερμικής αγωγιμότητας δεικνύεται στο παρακάτω διάγραμμα:

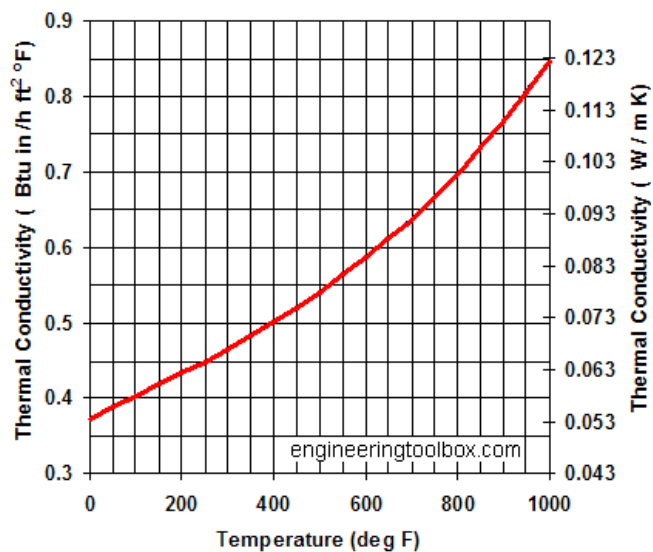


Διάγραμμα 3.4.1.2.1 : Σχέση μεταξύ της θερμοκρασίας και της θερμικής αγωγιμότητας για ορυκτοβάμβακα [6]

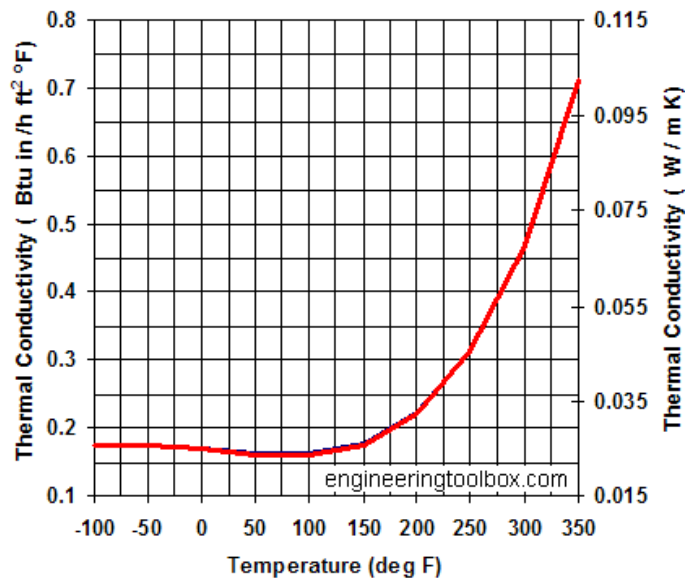
Το πυριτικό ασβέστιο χρησιμοποιείται ως μια ασφαλής εναλλακτική λύση αντί του αμίαντου για μονωτικά υλικά υψηλής θερμοκρασίας. (120 -540 °C)

Χαρακτηριστικά μόνωσης σωληνώσεων με πυριτικό ασβέστιο είναι:

- Ελαφρύς
- χαμηλή θερμική αγωγιμότητα
- υψηλή θερμοκρασία και χημική αντοχή



Διάγραμμα 3.4.1.2.1 : Σχέση μεταξύ της θερμοκρασίας και της θερμικής αγωγιμότητας για πυριτικό ασβέστιο [6]



Διάγραμμα 3.4.1.2.1 : Σχέση μεταξύ της θερμοκρασίας και της θερμικής αγωγιμότητας για Πολυουρεθάνη [6]

### 3.3.2.4 Συντήρηση Μόνωσης

Συχνά παρατηρείται ότι μετά από επισκευές των συστημάτων διανομής ατμού η μόνωση δεν αντικαθίσταται. Επί πρόσθετα η μόνωση μπορεί να γίνει εύθραυστη ή να σαπίσει με την πάροδο του χρόνου. Σαν αποτέλεσμα ένα πρόγραμμα συχνής εποπτείας και συντήρησης για την μόνωση μπορεί να εξοικονομήσει αρκετή ενέργεια.

Τα αφαιρούμενα επιθέματα μόνωσης που χρησιμοποιούνται συνήθως σε βιομηχανικές εγκαταστάσεις για τη μόνωση των φλαντζών, βαλβίδων, αρμών διαστολής εναλλακτών, αντλιών, τουρμπίνων, δεξαμενών και άλλων επιφανειών είναι ένας πολύ καλός τρόπος που κάνει την συντήρηση των σωληνώσεων λιγότερο βλαβερή στο σύστημα μόνωσης. Τα Μονωτικά επιθέματα μπορούν να αφαιρεθούν εύκολα για τον περιοδικό έλεγχο ή τη συντήρηση, και να αντικατασταθούν όποτε απαιτείται [3].

Τα Μονωτικά επιθέματα περιέχουν επίσης ενσωματωμένο ακουστικό εμπόδια που βοηθάει στον έλεγχο θορύβου (ΗΠΑ DOE 2004). Η ΗΠΑ DOE εκτιμά ότι η εγκατάσταση αφαιρούμενων συστημάτων μόνωσης στις βαλβίδες, σωλήνες και εξαρτήματα μπορούν να μειώσουν τη χρήση ενέργειας του συστήματος ατμού από 1-3% (Η.Π.Α. DOE 2006c).

### 3.3.2.5 Συντήρηση Ατμοπαγίδων

Για να γίνει εμφανής η σημασία της σωστής συντήρησης ατμοπαγίδων αρχικά θα γίνει αναφορά στις επιπτώσεις που θα έχει στο σύστημα ατμού η δυσλειτουργία τους καθώς και τις αιτίες που οδήγησαν σε αυτή τη κατάσταση.

Οι περισσότερες παγίδες αποτυγχάνουν στην ανοικτή κατάσταση. Όταν συμβεί κάτι τέτοιο ο λέβητας θα αρχίσει να εργάζεται σκληρότερα για να παράγει την απαραίτητη ενέργεια για να εκτελέσει μια εργασία, με αποτέλεσμα να δημιουργηθεί υψηλή πτώση πίεσης στο

βρόγχο συμπυκνώματος. Αυτό αναστέλλει τις ικανότητες αποβολής συμπυκνώματος ορισμένων παγίδων, οι οποίες μπορεί να υπερβούν τα όρια ονομαστικής λειτουργίας τους, και να προκαλέσουν μη αποδοτική λειτουργία συστήματος.

Εξαιρουμένων προβλήματα σχεδιασμού, δύο από τις πιο κοινές αιτίες αποτυχίας ατμοπαγίδων είναι η υπερδιαστασιολόγηση και η βρωμιά. Η υπερδιαστασιολόγηση οδηγεί τις ατμοπαγίδες να εργάζονται πιο πολύ από ό,τι πρέπει. Σε ορισμένες περιπτώσεις, αυτό μπορεί να οδηγήσει σε αποβολή του ατμού διεργασίας. Ως ένα παράδειγμα, μια παγίδα ανεστραμμένου κουβά μπορεί να χάσει την τέλεια λειτουργία της εξαιτίας μιας απότομης αλλαγής στη πίεση. Αυτό θα προκαλέσει τον κουβά να βυθιστεί, αναγκάζοντας τη βαλβίδα να παραμείνει ανοικτή. Ακαθαρσίες δημιουργούνται πάντα σε ένα σύστημα ατμού. Η υπερβολική συσσώρευση μπορεί να προκαλέσει έμφραξη ή να αποτρέψει μια βαλβίδα από το να κλείσει. Ακαθαρσίες γενικά παράγονται από άλατα σωλήνα ή από υπερβολική χρήση χημικών ουσιών στο νερό τροφοδοσίας του λέβητα.

Όταν οι ατμοπαγίδες προκαλέσουν ένα συσώρευμα από συμπύκνωμα σε έναν σωλήνα ατμού το συμπύκνωμα θα μετακινηθεί μαζί με τον ατμό. Αυτό θα μειώσει την ποιότητα ατμού και θα αυξήσει το ενδεχόμενο για το φαινόμενο της υδρόσφυρας. Σε μια τέτοια περίπτωση δεν θα χαθεί μόνο ενέργεια αλλά θα καταστραφεί και εξοπλισμός.

Το φαινόμενο της υδρόσφυρας συμβαίνει καθώς κομμάτια νερού μαζεύονται από το ρεύμα ατμού σε μεγάλες ταχύτητες σε μια κακοσχεδιασμένη ατμοσωλήνα ή οπουδήποτε υπάρχει ανύψωση μετά από ατμοπαγίδα. Σε κάποια συστήματα η ροή μπορεί να φτάσει στα 37 m/s. Καθώς η μάζα του συμπυκνώματος μεταφέρεται κατά μήκος της γραμμής ατμού φθάνει σε ένα εμπόδιο, όπως μία στροφή ή μια βαλβίδα, όπου και ξαφνικά σταματάει. Το αποτέλεσμα αυτής της σύγκρουσης μπορεί να γίνει αντιληπτό σε μορφή ζημιών. Είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι η ζημιά από την υδρόσφυρα οφείλεται στην ταχύτητα του ατμού και όχι στη πίεση του.

Τα παραπάνω προβλήματα μπορούν να λυθούν με ένα ελεγχόμενο πρόγραμμα συντήρησης του συστήματος διανομής με ιδιαίτερη εποπτεία στις ατμοπαγίδες. Η τακτική συντήρηση ατμοπαγίδων εξαρτάται από το είδος της παγίδας και την εφαρμογή της. Για παράδειγμα οι ατμοπαγίδες ισορροπημένης πίεσης έχουν ένα στοιχείο σχεδιασμένο για εύκολη αντικατάσταση. Η αντικατάσταση αυτών σε τακτική βάση (κάθε 3 χρόνια) μπορεί να φανεί σπάταλη συμπεριφορά τόσο για τα υλικά όσο και για το χρόνο που θα απαιτήσουν, ωστόσο, αυτή η πρακτική μειώνει την ανάγκη για έλεγχο των παγίδων και θα εξασφαλίσει ένα σύστημα χωρίς προβλήματα με δραστικά μειωμένες απώλειες που οφείλονται σε ελαττωματικές ατμοπαγίδες.[4]

## **4.Συμπααραγωγή**

### **4.1 Ορισμός**

Ως συμπααραγωγή ηλεκτρισμού και θερμικής ενέργειας ορίζεται η χρήση μιας θερμικής μηχανής ή ενός σταθμού παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, με σκοπό την ταυτόχρονη παραγωγή ηλεκτρικής και θερμικής ενέργειας. [12]

Βασική αρχή λειτουργίας ενός συστήματος συμπααραγωγής αποτελεί ο σχεδιασμός προκειμένου να καλύπτονται οι θερμικές ανάγκες της εγκατάστασης , καθώς κοστίζει λιγότερο η μεταφορά περισσεύματος ηλεκτρικής παρά θερμικής ενέργειας. [13]

Οι θερμοηλεκτρικοί σταθμοί, όπως κάθε θερμική μηχανή, βάσει Θερμοδυναμικού Νόμου II, δεν μετατρέπουν όλη την θερμική ενέργεια σε ηλεκτρική καθώς τουλάχιστον η μισή χάνεται ως θερμικό πλεόνασμα. Κάνοντας χρήση αυτής της ειδάλλως χαμένης ενέργειας ένα σύστημα συμπααραγωγής επιτυγχάνει βαθμό απόδοσης πολύ μεγαλύτερο από ότι ένας συμβατικός θερμοηλεκτρικός σταθμός , της τάξης του 80%. [14]

Αυτό σημαίνει ότι ένα τέτοιο σύστημα χρησιμοποιεί λιγότερο καύσιμο , συγκριτικά με ένα συμβατικό, για να παράξει την ίδια ποσότητα ενέργειας.

### **4.2 Εξαρτήματα Συστημάτων**

Τα εξαρτήματα που συντάσσουν μια εγκατάσταση συμπααραγωγής είναι τα ακόλουθα.

- Αεριοστρόβιλος
  - Συμπιεστής
  - Θάλαμος καύσης
  - Στρόβιλος
  - Γεννήτρια
- Εναλλάκτης Θερμότητας Παραγωγής Ατμού (ΕΘΠΑ)
- Ατμοστρόβιλος
- Ψύκτης Απορρόφησης

Αξίζει να σημειωθεί ότι ανάλογα με τις ανάγκες της εκάστοτε εγκατάστασης επιλέγεται ένας συνδυασμός αυτών των εξαρτημάτων. Η δομή ολοκληρωμένων συστημάτων αναλύεται στην ενότητα 4.3 .



#### 4.2.1 Αεριοστρόβιλος

##### ι) Λειτουργία αεριοστρόβιλου

Η λειτουργία του αεριοστρόβιλου βασίζεται στον κύκλο Brayton του οποίου η αποδοτικότητα είναι ανάλογη του λόγου πίεσης εξόδου και εισόδου της στροβιλομηχανής. [15]

Ένας αεριοστρόβιλος αποτελείται από τρία μέλη: συμπιεστής, θάλαμος καύσης και στρόβιλος. Το εργαζόμενο μέσο, αέρας, συμπιέζεται (αδιαβατική συμπίεση, απουσία θερμικού κέρδους ή απώλειας) στον συμπιεστή και στη συνέχεια, έχοντας αποκτήσει υψηλή πίεση εισέρχεται στον θάλαμο καύσης όπου και αναμειγνύεται με το καύσιμο, εκεί λαμβάνει χώρα καύση υπό σταθερή πίεση (πρόσδοση θερμότητας) [16].

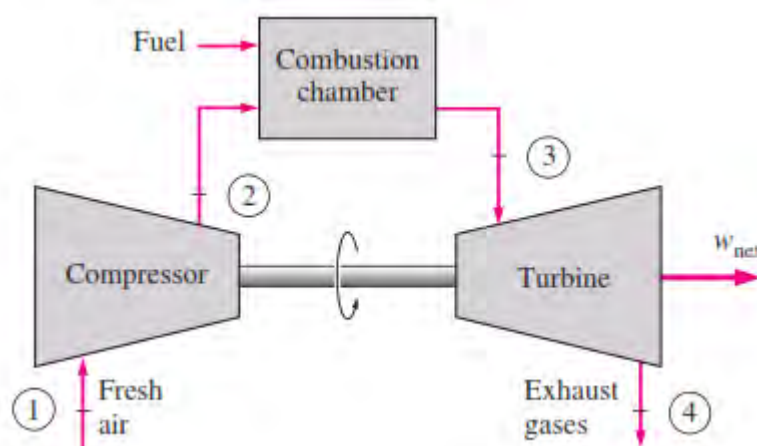
Το θερμό μίγμα εκτονώνεται αδιαβατικά στον στρόβιλο και προσδίδει έργο.

Αξίζει να σημειωθεί ότι σημαντικό μέρος του έργου αυτού χρησιμοποιείται για την λειτουργία του συμπιεστή, εφόσον οι δύο στροβιλομηχανές είναι προσαρμοσμένες πάνω στον ίδιο άξονα, το υπόλοιπο έργο μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε λοιπές διεργασίες (όπως μια ηλεκτρική γεννήτρια)

##### Σημείωση

Στους αεριοστρόβιλους είναι δυνατή η υπόθεση του ιδανικού αερίου, βάσει της οποίας γίνεται η ανάλυση που ακολουθεί.

Σχηματική απεικόνιση ενός αεριοστρόβιλου



Εικόνα 4.2.1.1 : Σκαρίφημα διάταξης αεριοστρόβιλου με συμπιεστή θάλαμο καύσης και τουρμπίνα

ii) Τμηματική ανάλυση [17]

Θάλαμος καύσης

Q: θερμότητα καυσαερίων [Kj]

ho2: ενθαλπία εισόδου [Kj/Kg]

ho3: ενθαλπία εξόδου [Kj/Kg]

Cpa: θερμοχωρητικότητα αέρα [Kj/KgK]

Cpg: θερμοχωρητικότητα καυσαερίων [Kj/KgK]

ma: παροχή αέρα [Kg/s]

mf: παροχή καυσίμου [Kg/s]

To2: θερμοκρασία αέρα εισόδου [K]

To3: θερμοκρασία καυσαερίων εξόδου [K]

1<sup>ος</sup> Θερμοδυναμικός Νόμος

$$\bullet \quad m_a C_{p_a} T_b + m_f H_u = (m_a + m_f) C_{p_g} T_c$$

Ορίζω ως πρότυπη ενθαλπία της αντίδρασης που γίνεται μέσα στον θάλαμο της καύσης

$Q_r = [\text{Άθροισμα (παροχής εισόδου} \cdot \text{Ενθαλπία εισόδου)}] @ 25^\circ\text{C} - [\text{Άθροισμα (παροχής εξόδου} \cdot \text{Ενθαλπία εξόδου)}] @ 25^\circ\text{C}$  [5]

Η είσοδος και η έξοδος δεν είναι πάντα στους  $25^\circ\text{C}$ .

Έτσι εάν Q: καθαρό ποσό θερμότητας που ανταλλάσει το σύστημα με το περιβάλλον ισχύει ότι

$$Q = m_g C_{p_g} T_c - (m_a C_{p_a} T_b + m_f C_{p_f} T_b)$$

Έχει γίνει η παραδοχή ότι το καύσιμο και ο αέρας μπαίνουν στην ίδια θερμοκρασία

Στην συνέχεια για να παρουσιαστεί η πρότυπη ενθαλπία της αντίδρασης στην σχέση προσθαφαιρούμε τους όρους

- $m_f C p_f 25^\circ C$
- $(m_a C p_a + m_g C p_g) 25^\circ C$

Έτσι

$$Q = -Q_r + m_g C p_g (T_c - 25) - [m_a C p_a (T_b - 25^\circ C) + m_f C p_f (T_b - 25^\circ C)]$$

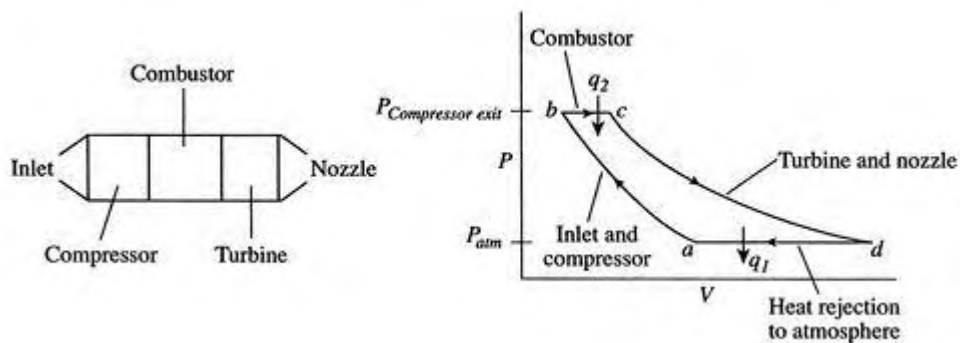
Όμως

- Η διεργασία είναι αδιαβατική  $\rightarrow Q=0$
- Υπόθεση:  $T_b=25^\circ C$

$$-Q_r + m_g C p_g (T_c - T_b) = 0$$

Οπότε

$$Q_r = m_g C p_g (T_c - T_b)$$



$$q_2 = h_c - h_b$$

q<sub>2</sub>: θερμότητα που λαμβάνει το μίγμα στον θάλαμο καύσης [Kj]

h<sub>c</sub>: ενθαλπία καυσαερίων εξόδου [Kg]

h<sub>b</sub>: ενθαλπία αέρα εισόδου [Kg]

Συμπιεστής [16]

Όπως προαναφέρθηκε η συμπίεση γίνεται αδιαβατικά.

Η ισχύς του συμπιεστή δίνεται από την εξής σχέση (η ισχύς αυτή προσδίδεται στο ρευστό)

- $P_c = m_a(h_b - h_a) = m_a C_{p_a}(T_b - T_a)$

$$Tds = dh - vdp$$

$$Tds = C_p(T)dT - RTdp/p$$

$$ds = C_p \left( \frac{dT}{T} \right) - R \frac{dp}{p}$$

$$ds = C_p(dT/T) - Rdp/p$$

Ολοκληρώνοντας από σημείο της διεργασίας 1 έως 2 έχω το εξής

$$S_2 - S_1 = \int \left( \frac{C_p(T)}{T} \right)^* dT - R^* \int \left( \frac{1}{p} \right) dp$$

Όμως γνωρίζουμε ότι  $S^o = \int \left( \frac{C_p(T)}{T} \right) dT$

Άρα έχω το εξής

$$S_2 - S_1 = S_2^o - S_1^o - R \ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right)$$

Εάν είναι δυνατή η υπόθεση σταθερού  $C_p$  τότε η σχέση αυτή παίρνει την παρακάτω μορφή

$$S_2 - S_1 = C_p \ln \left( \frac{T_2}{T_1} \right) - R \ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right)$$

Στην περίπτωση της ισεντροπικής διεργασίας είναι προφανές ότι  $S_1 = S_2$

Άρα εάν ισχύει

$$C_p - C_v = R \text{ και } \frac{C_p}{C_v} = \gamma$$

$$\text{Τότε } \frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\left[ \frac{\gamma-1}{\gamma} \right]}$$

Η τελευταία σχέση μπορεί να εφαρμοσθεί στην περίπτωση της ισεντροπικής συμπίεσης που λαμβάνει χώρα στον συμπιεστή της υπό συζήτησης μονάδας.

*Βαθμός απόδοσης συμπιεστή(ακτινικού)*

Μελετάται ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης [16]

$$n_c = (h_{c,s} - h_b)/(h_c - h_b)$$

Βάσει της παραδοχής του ιδανικού αερίου και για σταθερό  $C_p$ , έχω το εξής:  $\Delta h = C_p \Delta T$

Έτσι ο τύπος για τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του συμπιεστή παίρνει την μορφή

$$n_c = (T_{c,s} - T_b)/(T_c - T_b)$$

Το σύμβολο  $s$  υποδεικνύει ισεντροπική μεταβολή της από το σημείο εισόδου έως αυτό της εξόδου, ισχύει λοιπόν η σχέση για ισεντροπικές μεταβολές.

Διαιρώντας αριθμητή και παρονομαστή με  $T_{in}$

$$\bullet \quad n_c = \left[ \frac{P_c}{P_b}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] / \left[ \frac{T_c}{T_b} - 1 \right]$$

### Στρόβιλος [16]

Η εκτόνωση των καυσαερίων γίνεται αδιαβατικά μέσα στον στρόβιλο, αυτό σημαίνει ότι όπως στην συμπίεση, έτσι και στην εκτόνωση θα ισχύει η αδιαβατική σχέση μεταξύ θερμοκρασιών και πιέσεων εισόδου και εξόδου

$$\bullet \quad \frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2}{P_1}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Ισχύς στροβίλου

$$\bullet \quad P_t = m_g(h_c - h_d) = m_g C_p (T_c - T_d)$$

Η ισχύς αυτή προσδίδεται στον στρόβιλο, τμήμα της ισχύς αυτής είναι υπεύθυνο για την λειτουργία του συμπιεστή ενώ η υπόλοιπη ισχύς διατίθεται ως χρήσιμο έργο για την εξυπηρέτηση διάφορων λειτουργιών όπως η τροφοδότηση μιας ηλεκτρικής γεννήτριας.

*Βαθμός απόδοσης στροβίλου (αξονικού)*

Μελετάται ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης

$$n_t = (h_c - h_d)/(h_c - h_{d,s})$$

Βάσει της παραδοχής του ιδανικού αερίου και για σταθερό  $C_p$ , έχω το εξής:  $\Delta h = C_p \Delta T$

Έτσι ο τύπος για τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του στροβίλου παίρνει την μορφή

$$n_t = \frac{T_c - T_d}{T_c - T_{d,s}}$$

Κάνοντας χρήση της σεντροπικής σχέσης που έχει αποδειχθεί ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης γράφεται ως εξής

$$\bullet \quad n_t = \left[ 1 - \left( \frac{T_d}{T_c} \right) \right] / \left[ 1 - \left( \frac{P_d}{P_c} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$$

Βαθμός απόδοσης αεριοστροβίλου [16]

Αρχικά είναι απαραίτητο να προσδιοριστεί η συνολική ισχύς που λαμβάνει η γεννήτρια.

Ορίζεται η εν λόγω ισχύς ως  $P_{gen}$  και ο μηχανικός βαθμός απόδοσης του στροβίλου ως  $\eta_m$

Έτσι

$$\bullet \quad P_{gen} = n_m P_t - P_c$$

Η θερμότητα που προσδίδεται στον αεριοστροβίλο προκειμένου να είναι δυνατή η λειτουργία του είναι η θερμογόνο δύναμη του καυσίμου επί την παροχή του καυσίμου [5]

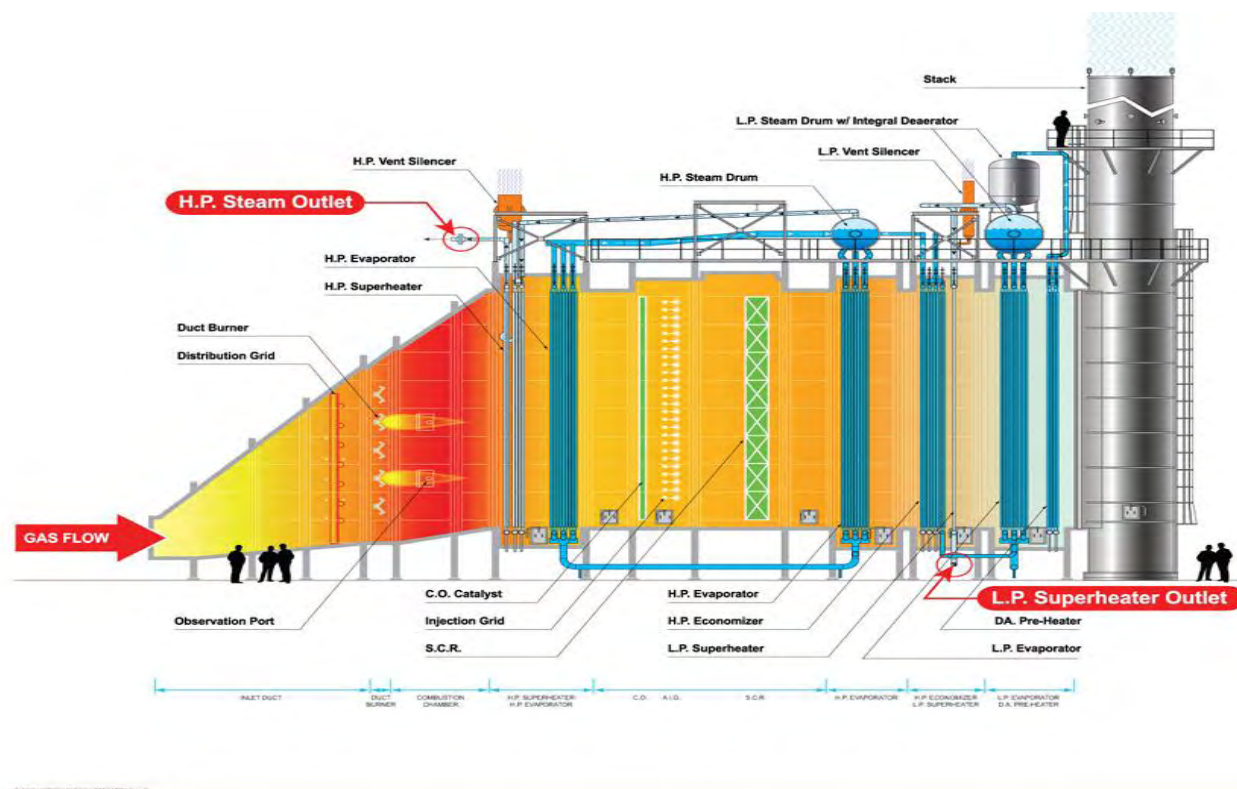
$$\bullet \quad m_f H_u$$

Έτσι ο θερμικός βαθμός απόδοσης του αεριοστροβίλου:  $n_{th} = \frac{P_{gen}}{m_f H_u}$

#### 4.2.2 Εναλλάκτης Θερμότητας Παραγωγής Ατμού (ΕΘΠΑ)

##### Ι) Σκοπός

Ο ΕΘΠΑ είναι ένας εναλλάκτης θερμότητας ο οποίος ανακτά την διαθέσιμη θερμότητα των απαερίων του αεριοστρόβιλου με σκοπό την παραγωγή ατμού, σε υψηλή πίεση και θερμοκρασία. Εν συνεχεία ο ατμός τροφοδοτείται σε ατμοστρόβιλο προκειμένου να παραχθεί μηχανική ενέργεια που μετατρέπεται σε ηλεκτρική ενέργεια με χρήση γεννήτριας συνδεδεμένης στον άξονα του στρόβιλου. Αξίζει να σημειωθεί ότι η θερμοκρασία του ατμού που παράγεται μπορεί να φθάσει έως και 620 βαθμούς Κελσίου



Εικόνα 4.2.2.1: Ολοκληρωμένη εγκατάσταση Εναλλάκτη θερμότητας για την Παραγωγή Ατμού

##### ΙΙ) Περιγραφή του συστήματος

Ο ΕΘΠΑ αποτελείται από μία σειρά προθερμαντήρων (θέρμανση του νερού έως μια θερμοκρασία κοντά στο σημείο κορεσμού), ατμοποιητών (πρόσδοση λανθάνουσας θερμότητας στο νερό προκειμένου να γίνει ατμός) και υπερθερμαντήρων (θέρμανση του ατμού προκειμένου να γίνει υπέρθερμος), υπάρχει επίσης και ένα συμπληρωματικό σύστημα ψεκασμού στον αγωγό το οποίο χρησιμοποιείται για αύξηση της θερμοκρασίας και της παροχής των καυσαερίων που προέρχονται από τον αεριοστρόβιλο. [5]

Οι ΕΘΠΑ κατηγοριοποιούνται, όσον αφορά την κατεύθυνση των καυσαερίων του αεριοστρόβιλου, σε οριζόντιους και κατακόρυφους.

- Οριζόντιος: η ροή των καυσαερίων είναι οριζόντια στους αλούς
- Κατακόρυφος: η ροή των καυσαερίων είναι κάθετη στους αλούς

Μία άλλη μορφή κατηγοριοποίησης είναι τα επίπεδα πίεσης. Υπάρχουν οι ΕΘΠΑ που λειτουργούν σε ένα επίπεδο πίεσης και αυτοί που λειτουργούν σε πολλαπλά επίπεδα πίεσης (δύο ή τρία)

- Ένα επίπεδο πίεσης: έχουν μόνο ένα τύμπανο ατμού και ο ατμός που παράγεται παρουσιάζει ομοιογένεια όσον αφορά την πίεσή του
- Πολλαπλά επίπεδα πίεσης (2/3): αποτελούνται από τρία τμήματα
  - Χαμηλή πίεση
  - Μέση πίεση (αναθερμαντήρας)
  - Υψηλή πίεση

Κάθε τμήμα αποτελείται από ένα τύμπανο ατμού και έναν ατμοποιητή, όπου το νερό μετατρέπεται σε κορεσμένο ατμό. Στην συνέχεια ο ατμός περνά από έναν υπερθερμαντήρα με αποτέλεσμα να γίνεται υπέρθερμος.

#### Λειτουργία/Σχεδιασμός [5]

Τα συστήματα ΕΘΠΑ σχεδιάζονται για συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας αερίων και ατμού αλλά στην πράξη είναι δυνατό αυτές οι συνθήκες να αλλάξουν λόγω περιορισμών της εγκατάστασης, ανάγκη σε ατμό και περιβαλλοντικές συνθήκες, οι οποίες επηρεάζουν την παροχή και την θερμοκρασία των αερίων από τον αεριοστρόβιλο.

Είναι λοιπόν εύλογη η ανάγκη για προσομοίωση της λειτουργίας ενός συστήματος ΕΘΠΑ σε διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας χωρίς να χρειάζεται να γίνει επανασχεδιασμός του εναλλάκτη.

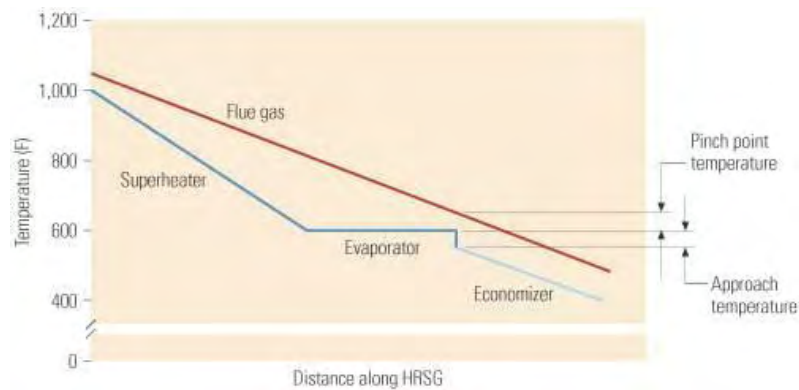
Για να επιτευχθεί ο στόχος αυτός πρέπει να οριστούν δύο έννοιες

- ΔΤα: approach temperature (θερμοκρασιακή προσέγγιση)
- ΔΤρ: pinch point (θερμοκρασία στενωπού)

Ως θερμοκρασιακή προσέγγιση ορίζεται η διαφορά της θερμοκρασίας εξόδου του νερού από τον προθερμαντήρα ( $T_{w2}$ ) και της θερμοκρασίας κορεσμού του νερού ( $T_{w,sat}$ )

Ως θερμοκρασία στενωπού ορίζεται η διαφορά της θερμοκρασίας κορεσμού του ατμού και της θερμοκρασίας εξόδου των καυσαερίων από τον ατμοποιητή





Διάγραμμα 4.2.2.1 : Θερμοκρασιακή μεταβολή καυσαερίων και ατμού στο ΕΘΠΑ[18]

Με γνωστές λοιπόν αυτές τις 2 θερμοκρασιακές διαφορές, την παροχή και την θερμοκρασία εισόδου καυσαερίων καθώς και την θερμοκρασία κορεσμού και εισόδου του νερού είναι δυνατή η θερμική ανάλυση ενός συστήματος ΕΘΠΑ.

Ακολουθεί εφαρμογή (χωρίς υπερθερμαντήρα)

$m_g$ = παροχή καυσαερίων [= kg/s]

$m_{st}$ = παροχή ατμού [= kg/s]

$T_{g1}$ = θερμοκρασία καυσαερίων στην είσοδο του ατμοποιητή [= °C]

$T_{g2}$ = θερμοκρασία καυσαερίων στην έξοδό του ατμοποιητή/είσοδο προθερμανστήρα [= °C]

$T_{g3}$ = θερμοκρασία καυσαερίων στην έξοδο του προθερμανστήρα [= °C]

$T_{w3}$ = θερμοκρασία νερού στην είσοδο του προθερμαντήρα [= °C]

$T_{w2}$ = θερμοκρασία νερού στην έξοδο του προθερμαντήρα [= °C]

$T_{w1} = T_{sat}$ = θερμοκρασία εξόδου του ατμού απο τον ατμοποιητή [= °C]

$P_{sat}$ = πίεση κορεσμού του ατμού [=bar]

$\Delta T_a$  [= °C]

$\Delta T$  [= °C]

Έστω [5]

- $m_g = 60 \text{ t/h}$
- $T_{g1} = 530 \text{ }^\circ\text{C}$
- $P_{sat} = 15 \text{ bar}$
- $T_{w3} = 110 \text{ }^\circ\text{C}$

74

$$\Delta T_a = 8,3^\circ \text{C}$$

$$\Delta T_p = 11^\circ \text{C}$$

$$T_{w1} = T_{sat} = 198,3^\circ \text{C}$$

$$T_{w2} = T_{sat} - \Delta T_a = 190^\circ \text{C}$$

$$T_{g2} = T_{w2} + \Delta T_p = 209,3^\circ \text{C}$$

$$Cp_g = 1,13 \text{ KJ} / \text{KgK}$$

$$Cp_g = 1,06 \text{ KJ} / \text{KgK}$$

$$Q_{gen} = m_g Cp_g (T_{g1} - T_{g2}) = \left(\frac{60000}{3600}\right)(1,13)(530 - 209,3) = 6040 \text{ KW}$$

Από πίνακες

$$H_{V@198,3^\circ \text{C}} = 2791 \text{ KJ}$$

$$H_{L@190^\circ \text{C}} = 807,7 \text{ KJ}$$

$$H_{L@198,3^\circ \text{C}} = 844,7 \text{ KJ}$$

Οπότε η ενέργεια που χρειάζεται για τον σχηματισμό 1 Kg ατμού (και για εκμάστευση 5%) είναι

$$\Delta H_{st} = 1 * (H_{V@198,3^\circ \text{C}} - H_{L@190^\circ \text{C}}) + 0,05 * (H_{L@198,3^\circ \text{C}} - H_{L@190^\circ \text{C}})$$

με αντικατάσταση

$$\Delta H_{st} = 1985,2 \text{ KJ} / \text{Kg}$$

Για την παροχή του ατμού θα ισχύει  $m_{st} = \frac{Q_{gen}}{\Delta H_{st}} = 3,04 \text{ Kg} / s$

Υπολογισμός θερμοκρασίας καυσαερίων στην έξοδο του προθερμαντήρα

$$H_{L@190^\circ C} = 807,7 \text{ KJ}$$

$$H_{L@110^\circ C} = 462,4 \text{ KJ}$$

Ετσι, η θερμότητα που εναλλάσσεται στον προθερμαντήρα (για 5% εκμάστευση) υπολογίζεται  $Q_{pre} = m_L(1,05)(H_{L@190^\circ C} - H_{L@110^\circ C}) = 3,04 * 1,05 * (807,7 - 462,4) = 1101,2 \text{ KW}$

Εφόσον μιλάμε για έναν εναλλάκτη θερμότητας, για τον προθερμαντήρα θα ισχύει

$$Q_{pre} = m_L(1,05)(H_{L@190^\circ C} - H_{L@110^\circ C}) = m_g C_{p,g} (T_{g2} - T_{g3})$$

Άρα

$$T_{g3} = 147^\circ C$$

Είναι λοιπόν γνωστές οι θερμοκρασίες εισόδου/εξόδου του κάθε ρευστού καθώς και η παροχή. Έστω ότι αλλάζουν οι συνθήκες λειτουργίας και δεν είναι ίδιες με τις τιμές σχεδιασμού

Αν λοιπόν

$$m_g = 74,8t / h$$

$$T_{g1} = 471^\circ C$$

$$P_{sat} = 11bar \text{ άρα } T_{sat} = 184,1^\circ C$$

Στον ατμοποιητή ισχύει

$$Q = UA(\Delta T)_{LM} = m_g C p_g (T_{g1} - T_{g2})$$

Άρα για τις συνθήκες σχεδιασμού

$$\ln\left(\frac{T_{g1} - T_{sat}}{T_{g2} - T_{sat}}\right) = \frac{K}{m_g^{0,4}} \rightarrow K = 10,5$$

Η σχέση αυτή θα ισχύει για το ίδιο K και για τις συνθήκες λειτουργίας

Έτσι

$$\ln\left(\frac{471 - 184,1}{T_{g2} - 184,1}\right) = 10,5 * \left(\frac{74800}{3600}\right)^{-0,4} \rightarrow T_{g2} = 196,8^\circ C \text{ άρα θα αλλάξει το } Q_{gen}$$

$$\Delta T_p = T_{g2} - T_{sat} = 196,8 - 184,1 = 12,7$$

Άρα

$$Q_{gen} = m_g C p_g (T_{g1} - T_{g2}) = 6437,9KW$$

$$\text{Υπόθεση: } \Delta T_a = 10^\circ C \text{ άρα } T_{w2} = 174,1^\circ C$$

Για την παραγωγή 1Kg ατμού και 5% εκμάστευση

$$H_{V@Tw1} = 2780,7$$

$$H_{L@Tw2} = 737,3$$

$$H_{L@Tw1} = 781,2$$

$$\Delta H_{st} = (1Kg)(H_{V@Tw1} - H_{L@Tw2}) + 0,05(H_{L@Tw1} - H_{L@Tw2}) = 2045,6KJ / Kg$$

Και τώρα ισχύει για την παροχή του ατμού:  $m_{st} = \frac{Q_{gen}}{\Delta H_{st}} = 3,15 \text{ Kg} / s$

Για τον προθερμαντήρα θα ισχύουν οι ίδιες σχέσεις με πριν

$$Q_{pre} = m_{st}(1,05)(H_{L@Tw2} - H_{L@110^\circ C}) = 909,4 \text{ KW}$$

$$Q_{pre} = m_g C p_g (T_{g2} - T_{g3}) \rightarrow T_{g3} = 155,5^\circ C$$

Τα αποτελέσματα αυτά είναι βασισμένα στην υπόθεση  $\Delta T_\alpha = 10^\circ C$ , πρέπει να γίνει επαλήθευση.

$$\frac{UA}{m_g C p_g} = \frac{K}{m_g^{0,4}} \text{ και } \frac{(UA)_{des}}{m_{g,des} C p_g} = \frac{K}{m_{g,des}^{0,4}}$$

Από τις παραπάνω σχέσεις προκύπτει

$$UA = (UA)_{design} \left( \frac{m_g}{m_{g,design}} \right)^{0,6} \quad (1)$$

Σε συνθήκες σχεδιασμού ισχύει

$$Q_{pre} = (UA)_{design} (\Delta T)_{LM}$$

Με γνωστά  $Q_{pre} = 1101,2$  και  $(\Delta T)_{LM} = 27,2^\circ C$

$$(UA)_{design} = 40,49$$

$$(1) \rightarrow (UA) = 46,22$$

Για  $(UA) = 46,22$  όμως  $Q_{pre} = 1515,5 \text{ KW} > 909,4 \text{ KW}$  (για  $\Delta T_\alpha = 10^\circ C$ )

Είναι λοιπόν λανθασμένη η υπόθεση ότι  $\Delta T_\alpha = 10^\circ C$

Υποθέτοντας ότι  $\Delta T_\alpha = 0,1^\circ C$

Άρα  $T_{w2} = 184^\circ C$

Για την παραγωγή 1Kg ατμού και 5% εκμάστευση

$$H_{V@Tw1} = 2780,7 \text{ KJ}$$

$$H_{L@Tw2} = 779 \text{ KJ}$$

$$H_{L@Tw1} = 781,2 \text{ KJ}$$

$$\Delta H_{st} = (1 \text{ Kg})(H_{V@Tw1} - H_{L@Tw2}) + 0,05(H_{L@Tw1} - H_{L@Tw2}) = 2001,81 \text{ KJ}$$

Το  $Q_{gen}$  θα είναι το ίδιο με πριν  $Q_{gen} = 6437,9 \text{ KJ}$

Έτσι

$$m_{st} = \frac{Q_{gen}}{\Delta H_{st}} = 3,22 \text{ Kg} / s$$

Για τον προθερμαντήρα θα ισχύουν οι ίδιες σχέσεις με πριν

$$\dot{Q}_{pre} = m_{st}(1,05)(H_{L@Tw2} - H_{L@110^\circ C}) = 3,22(1,05)(779 - 462,4) = 1070,42 \text{ KW}$$

$$\dot{Q}_{pre} = m_g C p_g (T_{g2} - T_{g3}) \rightarrow T_{g3} = 148^\circ C$$

Χρειάζεται και πάλι επαλήθευση

$$\text{Θα ισχύει λοιπόν η σχέση } UA = (UA)_{design} \left( \frac{m_g}{m_{g,design}} \right)^{0,6}$$

$$\text{Με γνωστά } \dot{Q}_{pre} = 1101,2 \text{ και } (\Delta T)_{LM} = 27,2^\circ C$$

$$(UA)_{design} = 40,49$$

$$(1) \rightarrow (UA) = 46,22$$

$$\text{Το νέο } (\Delta T)_{LM} = \frac{(T_{g2} - T_{w2}) - (T_{g3} - T_{w3})}{\ln\left(\frac{T_{g2} - T_{w2}}{T_{g3} - T_{w3}}\right)} = 23,187^\circ C$$

$$\dot{Q}_{pre} = (UA)(\Delta T)_{LM} = 1070,53 \text{ KW}$$

Είναι λοιπόν σωστή η υπόθεση  $\Delta T_\alpha = 0,1^\circ C$ .

Οπότε είναι ασφαλές το συμπέρασμα ότι με γνωστά

$m_g, T_{g1}, P_{sat}, T_{w3}$ , υποθέτοντας μια θερμοκρασιακή προσέγγιση  $\Delta T_\alpha$  μετά απο επαναλήψεις

είναι δυνατός ο υπολογισμός όλων των θερμοκρασιών εισόδου και εξόδου, των δύο ρευστών, μιας εγκατάστασης με προθερμαντήρα και ατμοποιητή.

Υποθέτοντας τώρα ότι υπάρχει και ένας υπερθερμαντήρας ο οποίος λειτουργεί και ως μέσο απόρριψης της υγρασίας του ατμού, έτσι ώστε να αποφευχθεί η συμπύκνωση υδρατμών στα πτερύγια ενός αεροστροβίλου και εν συνεχεία η σπηλέρωση.

Υπόθεση: Ο υπερθερμαντήρας λειτουργεί όπως ένας εναλλάκτης αυλών-κελύφους (1-2) σε αντιρροή, όπου το θερμό ρεύμα είναι τα καυσαέρια και το ψυχρό ο κορεσμένος ατμός.

Ακολουθεί θερμική ανάλυση του υπερθερμαντήρα.

$$T_{g.out} = T_{g1} = 530^{\circ}C$$

$$T_{s.in} = T_{sat} = 198,3^{\circ}C$$

$$m_g = 60t / h$$

$$m_{st} = 3,04Kg / s$$

$$m_h Cp_h = m_g Cp_g = (60000 / 3600)1,2 = 20$$

$$m_c Cp_c = m_{st} Cp_{st} = 3,04 * 2,45 = 7,448$$

Εφόσον  $m_h Cp_h > m_c Cp_c$  το ψυχρό ρεύμα θα προσεγγίσει θερμοκρασιακά το θερμό

$$\text{Έτσι } \Delta T = T_{h.in} - T_{c.o} \rightarrow T_{st.out} = T_{g.in} - \Delta T \quad (1)$$

$$m_c Cp_c (T_{c.o} - T_{c.in}) = m_h Cp_h (T_{h.in} - T_{h.o}) \quad (2)$$

$$(2), (1) \rightarrow m_{st} Cp_{st} (T_{st.out} - T_{sat}) = m_g Cp_g (T_{g.in} - T_{g1})$$

$$m_{st} Cp_{st} (T_{st.out} - T_{sat}) = m_g Cp_g (T_{st.out} + \Delta T - T_{g1})$$

$$(m_{st} Cp_{st} - m_g Cp_g) T_{st.out} = m_g Cp_g (\Delta T - T_{g1}) + m_{st} Cp_{st} (T_{sat})$$

$$-12,552 T_{st.out} = 20(\Delta T - 530) + 1476,93$$

$$-12,552 T_{st.out} = 20\Delta T - 9123$$

$$T_{st.out} = 726,82 - 1,59\Delta T$$

$$\text{Για } \Delta T = 40^{\circ}C$$

$$T_{st.out} = 663^{\circ}C \text{ και } T_{g.in} = 703^{\circ}C$$

Για τιμές λειτουργίας θα ισχύει η ίδια μελέτη

$$m_g = 74,8 t / h$$

$$T_{g1} = 471^\circ C$$

$$P_{sat} = 11 bar \text{ άρα } T_{sat} = 184,1^\circ C$$

$$(2), (1) \rightarrow m_{st} C_{p_{st}} (T_{st.out} - T_{sat}) = m_g C_{p_g} (T_{g.in} - T_{g1})$$

$$m_{st} C_{p_{st}} (T_{st.out} - T_{sat}) = m_g C_{p_g} (T_{st.out} + \Delta T - T_{g1})$$

$$(m_{st} C_{p_{st}} - m_g C_{p_g}) T_{st.out} = m_g C_{p_g} (\Delta T - T_{g1}) + m_{st} C_{p_{st}} (T_{sat})$$

Με αντικατάσταση των τιμών λειτουργίας προκύπτει

$$T_{st.out} = 603,91 - 1,46 \Delta T$$

$$\text{Για } \Delta T = 40^\circ C$$

$$T_{st.out} = 545,51^\circ C \text{ και } T_{g.in} = 585,51^\circ C$$

#### 4.2.3 Ατμοστροβίλος

Ι) Λειτουργία ατμοστροβίλου

Η λειτουργία του ατμοστροβίλου βασίζεται στον κύκλο Rankine και έχει ως κύριο σκοπό την μετατροπή θερμικής ενέργειας του ατμού σε μηχανική ενέργεια του άξονα (εν συνεχεία σε ηλεκτρική ενέργεια με χρήση γεννήτριας) μέσω του στροβίλου. [19]

Ένας συμβατικός ατμοστροβίλος αποτελείται από τέσσερα μέλη: αντλία, καυστήρας, στροβίλος και συμπυκνωτής.

Σημείωση: Στους ατμοστροβίλους δεν είναι δυνατή η υπόθεση του ιδανικού αερίου.

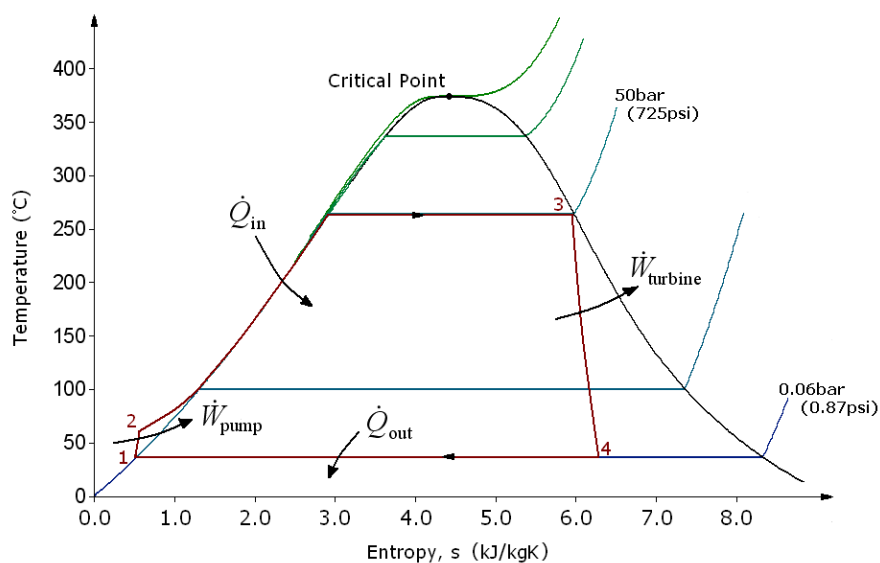
Στάδια λειτουργίας (βάσει κύκλου Rankine) [20]

- Διεργασία 1-2: Το εργαζόμενο μέσο (συμπύκνωμα ατμού), με χρήση αντλίας, αποκτά υψηλή πίεση (για ιδανικό κύκλο Rankine ισεντροπικά). Αξίζει να σημειωθεί ότι εφόσον το ρευστό είναι υγρό η απαίτηση σε ενέργεια από την αντλία είναι χαμηλή.  
Σε αυτό το στάδιο παρατηρείται πρόσδοση ενέργειας στο ρευστό η οποία ισοδυναμεί με το έργο της αντλίας
- Διεργασία 2-3: Το υψηλής πίεσης υγρό εισέρχεται σε βραστήρα όπου και θερμαίνεται, υπό σταθερή πίεση, από μία εξωτερική μορφή θερμότητας (αυτή



μπορεί να είναι θερμά καυσαέρια από μια άλλη διεργασία) έως ότου γίνει κορεσμένος ατμός.

- Διεργασία 3-4: Σε αυτό το στάδιο ο κορεσμένος ατμός εκτονώνεται (για ιδανικό κύκλο Rankine ισεντροπικά) στην τουρμπίνα παράγοντας έργο. Η εκτόνωση έχει ως αποτέλεσμα την πτώση της θερμοκρασίας και της πίεσης του ατμού, έτσι είναι δυνατή η παρουσίαση συμπυκνώματος.
- Διεργασία 4-1: Ο υγρός πλέον ατμός (έξοδος τουρμπίνας) εισέρχεται σε έναν συμπυκνωτή όπου λαμβάνει την μορφή κορεσμένου υγρού προκειμένου να λειτουργήσει ως υγρό τροφοδοσίας



Διάγραμμα 4.2.3.1 Κύκλος Rankine σε διάγραμμα εντροπίας-θερμοκρασίας

Εφόσον η διεργασία βασίζεται σε έναν κλειστό κύκλο και η ενεργειακή κατάσταση του εργαζόμενου μέσου εξαρτάται μόνο από την αρχική και τελική κατάσταση, οι οποίες προφανώς ταυτίζονται, θα ισχύει η σχέση [20]

- $Q_{in} - Q_{out} = W_{pump} - W_{turbine}$

## II) Τμηματική ανάλυση

### Αντλία

Το ειδικό έργο που προσδίδει η αντλία στο εργαζόμενο μέσο δίνεται από την σχέση

- $w_p = h_2 - h_1 = v(P_2 - P_1)$ , όπου  $v$  είναι ο ειδικός όγκος που παραμένει σταθερός

(Προφανώς η διεργασία είναι αδιαβατική  $\rightarrow$  δεν υπάρχει εναλλαγή θερμότητας με το περιβάλλον)

Είναι γνωστό, από την διεργασία 4-1, ότι το ρευστό που εισέρχεται στην αντλία είναι κορεσμένο υγρό.

- Βαθμός απόδοσης αντλίας (ισεντροπικός)

$$n_p = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

Οι ιδιότητές του λοιπόν βρίσκονται σε πίνακες

- $h_1 = h_{1,sat@P_1}$   $T_1$  και  $P_1$  είναι γνωστά
- $v_1 = v_{1,sat@P_1}$

### Βραστήρας

Με εφαρμογή του πρώτου θερμοδυναμικού νόμου για το εργαζόμενο μέσο που κυκλοφορεί στον βραστήρα

- $q_{in} = h_3 - h_2$

### Στρόβιλος

Το ειδικό έργο που προσδίδει το εργαζόμενο μέσο στον στρόβιλο υπολογίζεται

- $w_t = h_3 - h_4$

Σημείωση

Σε αντίθεση με την αντλία (πρόσδοση ενέργειας στο εργαζόμενο μέσο) στον στρόβιλο δεν γράφουμε  $h_4-h_3$ , διότι η ενθαλπία του εργαζόμενου μέσου μειώνεται εφόσον πέφτουν οι θερμοκρασία και η πίεσή του.

(Η διεργασία είναι αδιαβατική  $\rightarrow Q=0$ )

- Βαθμός απόδοσης στρόβιλου (ισεντροπικός)
- $$n_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$$

### Συμπυκνωτής

Βάσει του πρώτου θερμοδυναμικού νόμου υπολογίζεται το θερμικό φορτίο που απορρίπτει ο ατμός

- $q_{out} = h_4 - h_3$

Σημείωση

Τα θερμικά φορτία και έργα κατά τις διεργασίες είναι τα ειδικά και συνδέονται με τα θερμικά φορτία και έργα ως εξής

- $Q = mq$
- $W = mw$

#### Υπολογισμός καθαρού ειδικού έργου [16]

Όπως προαναφέρθηκε η λειτουργία του ατμοστροβίλου βασίζεται στον κλειστό κύκλο Rankine οπότε  $\Delta h = 0$

Άρα με αναδιατύπωση του 1<sup>ου</sup> θερμοδυναμικού νόμου (αλλαγή προσήμων)

- $w_{net} = w_{turb} - w_{pump} = q_{out} - q_{in}$

Η τελευταία σχέση έχει ως σύστημα αναφοράς τον άξονα στον οποίο βρίσκεται ο στρόβιλος και όχι το εργαζόμενο μέσο, γι αυτό και τα πρόσημα είναι διαφορετικά από αυτά του 1<sup>ου</sup> Θ.Ν που αναγράφεται παραπάνω.

#### Θερμική απόδοση [16]

$$\eta_{th} = wt_{ne}/q_{in}$$

#### Βαθμός αντίδρασης στροβίλου [16]

Ο βαθμός αντίδρασης ορίζεται ως ο λόγος της πτώσης πίεσης/ενθαλπίας στον ρότορα προς την πτώση πίεσης/ενθαλπίας στην βαθμίδα.

$$R = \Delta P_{rotor}/\Delta P_{stage} = \Delta h_{rotor}/\Delta h_{stage}$$

Με κριτήριο το βαθμό αντίδρασης μιας βαθμίδας στροβίλου διακρίνονται δύο κύριοι τύποι αξονικού στροβίλου, πρόκειται για τις βαθμίδες δράσης (impulse) και αντίδρασης (reaction)

- Βαθμίδα δράσης  
Στη βαθμίδα δράσης η ολική πτώση πίεσης πραγματοποιείται εξ ολοκλήρου στην σταθερή πτερύγωση (στάτορας) η μορφή της οποίας είναι τέτοια ώστε να

δημιουργούνται συγκλίνοντα ακροφύσια με σκοπό την επιτάχυνση της ροής και πτώση της πίεσης του εργαζόμενου μέσου.

Η ροή στην μετά την έξοδο από το ακροφύσιο οδηγείται στην κινητή πτερύγωση και ωθεί τα πτερύγιά της με τη δύναμη που ασκεί σε αυτά λόγω της πρόσπτωσης της στην πλευρά υπερπίεσης τους.

Ο σχεδιασμός των πτερυγίων της κινητής πτερύγωσης είναι τέτοιος ώστε να αλλάζει η κατεύθυνση ροής, χωρίς να μεταβάλλεται όμως η πίεση του ρευστού. [16]

- Βαθμίδα αντίδρασης

Στην βαθμίδα αντίδρασης ο σχεδιασμός έχει γίνει με τέτοιο τρόπο ώστε στην σταθερή πτερύγωση να μην παρουσιάζεται μεταβολή της πίεσης του εργαζόμενου μέσου παρά μόνο αλλαγή της γωνίας ροής.

Τα κινητά πτερύγια είναι σχεδιασμένα ώστε να επιταχύνουν το ρευστό το οποίο εκτονώνεται ασκώντας δύναμη στα πτερύγια, βάσει του νόμου δράσης-αντίδρασης, με αποτέλεσμα την περιστροφή των εν λόγω πτερυγίων.

Στην πράξη οι αξονικού στρόβιλοι σπάνια σχεδιάζονται χρησιμοποιώντας αποκλειστικά βαθμίδες δράσης ή αποκλειστικά βαθμίδες αντίδρασης, αλλά με συνδυασμένες βαθμίδες δράσης-αντίδρασης,  $R = 1/2$ .

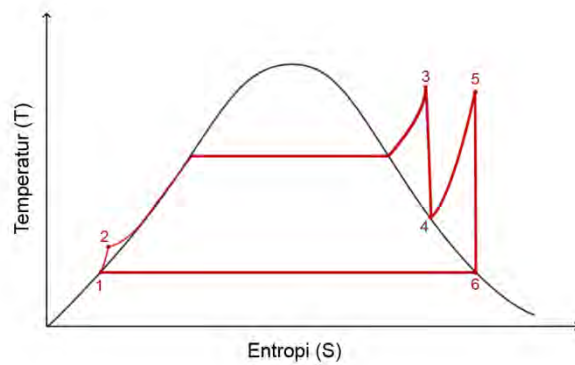
Η δύναμη που ασκείται στην κινητή πτερύγωση και προκαλεί την περιστροφή της οφείλεται κατά ένα μέρος στην πρόσπτωση της ροής πάνω στην πλευρά υπερπίεσής της και κατα το υπόλοιπο μέρος στη δύναμη αντίδρασης λόγω επιτάχυνσης της ροής στο τελευταίο τμήμα της το οποίο σχηματίζει συγκλίνοντα ακροφύσια. [16]

### Κύκλος Rankine με αναθέρμανση

Σε αυτό το σύστημα υπάρχει ένας δεύτερος στρόβιλος ακριβώς μετά τον αρχικό ο οποίος παρέχει περεταίρω έργο στην γεννήτρια.

Πιο συγκεκριμένα μετά την έξοδο από τον πρώτο στρόβιλο το εργαζόμενο μέσο του οποίου η θερμοκρασία είναι χαμηλή επιστρέφει στον βραστήρα όπου και λαμβάνει χώρα επαναθέρμανση.

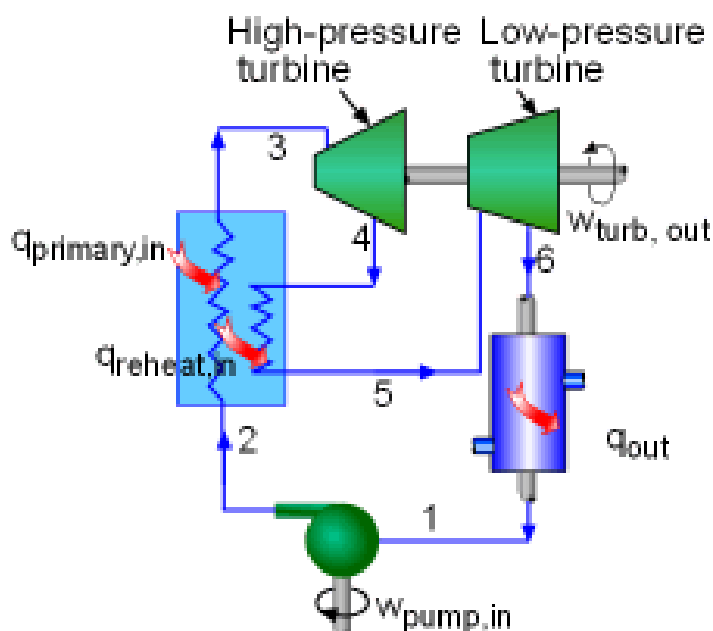
Στην συνέχεια οδηγείται στον δεύτερο στρόβιλο όπου και συνεχίζει την κλασική πορεία του όπως και στον απλό κύκλο Rankine.



Διάγραμμα 4.2.3.2 : Διάγραμμα εντροπίας-θερμοκρασίας κύκλου Rankine με αναθέρμανση

Στο διάγραμμα η αναθέρμανση αναπαριστάται απο την διεργασία 4→5.

Σχηματική αναπαράσταση του συστήματος



Σκαρίφημα 4.2.3.1

### Βαθμός απόδοσης

- $n_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}}$

Εδώ το έργο που παραλαμβάνει η γεννήτρια από το ρευστό δίνεται από την εξής σχέση

- $w_{net} = w_{turb} - w_{pump}$ 
  - $w_{turb} = w_{turb1} + w_{turb2} = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)$
  - $w_{pump} = v * (p_2 - p_1)$
- $q_{in} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)$

Άρα ο βαθμός απόδοσης παίρνει τη μορφή

- $n_{th} = [(h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) - v * (p_2 - p_1)] / [(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)]$

#### 4.2.4 Ψύκτης Απορρόφησης

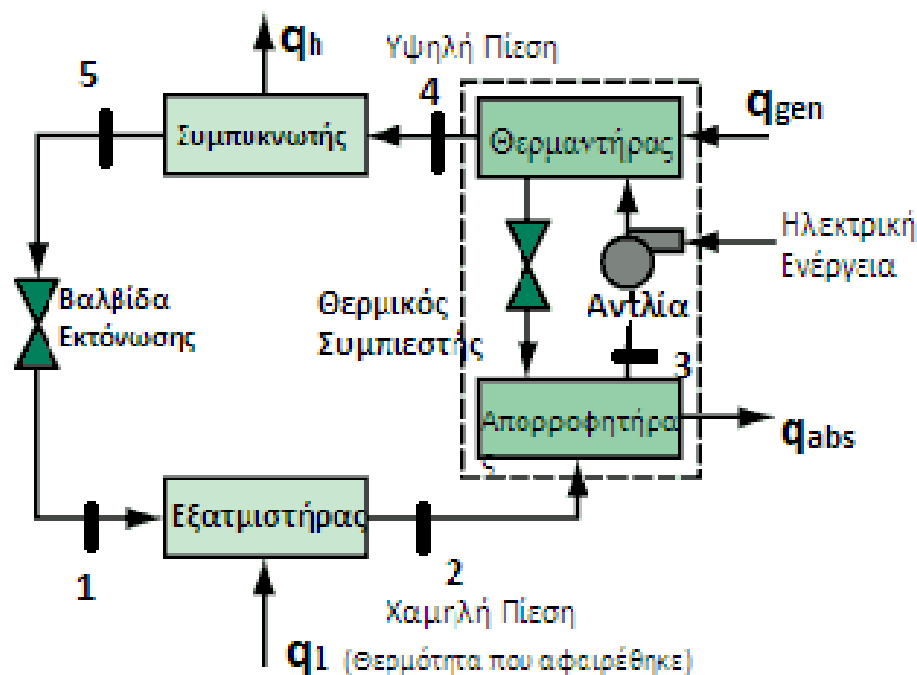
##### I) Σκοπός

Ο ψύκτης απορρόφησης λειτουργεί όπως ένα ψυγείο, χρησιμοποιεί δηλαδή μια ποσότητα θερμότητας προκειμένου να προσδώσει την απαραίτητη ενέργεια για μια διαδικασία ψύξης. [21]

##### II) Περιγραφή

Ένας ψύκτης απορρόφησης αποτελείται από τα εξής τμήματα

- Εξατμιστήρας
- Απορροφητήρας
- Αντλία
- Θερμαντήρας (Εναλλάκτης θερμότητας)
- Συμπυκνωτής
- Βαλβίδα εκτόνωσης



Σκαρίφημα 4.2.4.1: Σύστημα Ψύκτης απορρόφησης

##### Στάδια λειτουργίας (LiBr-H<sub>2</sub>O) (σχήμα 1)

Στα συστήματα απορρόφησης χρησιμοποιείται ένα ψυκτικό μέσο το οποίο κυκλοφορεί στην διάταξη επαναλαμβάνοντας τον ίδιο κύκλο κάθε φορά.

Κρισιμότερο στάδιο του κύκλου αυτού είναι ο τρόπος με τον οποίο αυξάνουμε την πίεση του ψυκτικού μέσου μεταξύ εξόδου ατμοποιητή και εισόδου συμπυκνωτή.

- I. Αρχικά το ψυκτικό μέσο εισέρχεται στον ατμοποιητή όπου γίνεται κορεσμένο αέριο(χαμηλής πίεσης) με την βοήθεια ενός ψυχρού ρεύματος αέρα το οποίο επιθυμούμε να ψύξουμε. (  $1 \rightarrow 2$  )  
*Σημείωση:* Το ψυκτικό μέσο που χρησιμοποιείται έχει πολύ χαμηλό σημείο βρασμού (περίπου 4 βαθμούς Κελσίου) καθιστώντας τον βρασμό του εφικτή διαδικασία ακόμα και με την χρήση ενός ψυχρού ρεύματος αέρα ( 10 βαθμοί Κελσίου)
- II. Το ψυκτικό μέσο εισέρχεται στον απορροφητήρα όπου βρίσκεται κρύο νερό (η απορροφητικότητα του νερού είναι αντιστρόφως ανάλογη της θερμοκρασίας του) με αποτέλεσμα να σχηματιστεί ένα ισχυρό διάλλειμα ψυκτικού μέσου και νερού(μεγάλη περιεκτικότητα σε ψυκτικό μέσο). (  $2 \rightarrow 3$  )
- III. Προσδίδοντας έργο στην αντλία αυξάνεται η πίεση του διαλλείματος προκειμένου να εισέλθει στον θερμαντήρα
- IV. Στο σημείο αυτό παρέχοντας θερμότητα στο ισχυρό διάλλειμα επιτυγχάνεται ο διαχωρισμός του ψυκτικού μέσου από το νερό καθώς λαμβάνει αέρια μορφή. Το ασθενές διάλλειμα νερού-ψυκτικού μέσου επιστρέφει στον απορροφητήρα αφού πρώτα περάσει από μια βαλβίδα εκτόνωσης προκειμένου να πέσει η πίεσή του.(  $3 \rightarrow 4$  )
- V. Το αέριο μίγμα LiBr (ψυκτικό μέσο) συνεχίζει στον συμπυκνωτή όπου ψύχεται έως ότου γίνει κορεσμένο υγρό. (  $4 \rightarrow 5$  )
- VI. Η πίεση του υγρού πια μίγματος LiBr εισέρχεται σε μια βαλβίδα εκτόνωσης και είναι έτοιμο να επαναλάβει την διαδικασία εισερχόμενο στον ατμοποιητή.

Η ενέργεια που χρησιμοποιεί στην ουσία ένα τέτοιο σύστημα είναι η θερμότητα που λαμβάνει στον θερμαντήρα(  $Q_{gen}$  ), μέσω ενός εναλλάκτη θερμότητας, προκειμένου να αυξηθεί η θερμοκρασία του διαλλείματος  $H_2O-LiBr$  και να επιτευχθεί ο διαχωρισμός των δύο.

Αντιθέτως το έργο που παράγει το εν λόγω σύστημα είναι η ψύξη ενός ρεύματος αέρα (  $T_{in} \geq 10 \text{ } ^\circ C$  ), με χρήση εναλλάκτη θερμότητας, με την ταυτόχρονη θέρμανση του ψυκτικού μέσου (  $4 \text{ } ^\circ C$  ).  $Q_L$



### Βαθμός απόδοσης

- $$COP = \frac{Q_L}{Q_{gen}}$$

### Βασικές εξισώσεις ενέργειας (Σκαρίφημα 4.2.4.1)

- Στάδιο Ι. (θέρμανση ψυκτικού υγρού)  
$$Q_L = m_1(h_1 - h_2)$$
- Στάδιο 4 (θέρμανση του ισχυρού διαλλείματος H<sub>2</sub>O-LiBr)  
$$Q_{gen} = m_3(h_4 - h_3)$$

Δεν αναλύονται οι πηγές θερμότητας σε αυτά τα δύο σημεία καθώς εξετάζεται απομονωμένα ο ψύκτης απορρόφησης.

### 4.3 Είδη Συστημάτων

Ανάλογα με τις ανάγκες του εργοστασίου υπάρχουν διάφοροι τρόποι εφαρμογής των μονάδων συμπαραγωγής. Μεταβλητές όπως το πόση ηλεκτρική ενέργεια απαιτείται από τους στρόβιλους ή η πίεση και η θερμοκρασία του ατμού που θα χρησιμοποιηθεί στις διάφορες διεργασίες παίζουν μεγάλο ρόλο στην επιλογή της σωστής εγκατάστασης.

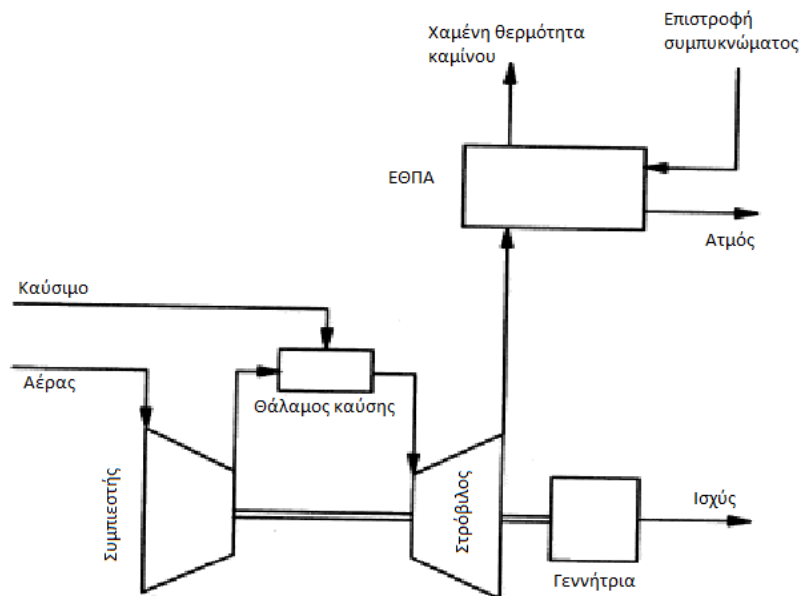
Ωστόσο, ένας κοινός στόχος είναι να επιλεγεί ένα σύστημα CHP που θα παρέχει τη μεγαλύτερη συνδυασμένη θερμική και ηλεκτρική ενεργειακή απόδοση με το χαμηλότερο κόστος στον κύκλο ζωής για την εκπλήρωση μιας συγκεκριμένης απαίτησης θερμικής ενέργειας. Ένας κριτήριο ομαδοποίηση των διάφορων συστημάτων είναι ανάλογα τον κύκλο που χρησιμοποιούν. Παρακάτω θα γίνει ανάλυση διάφορων συστημάτων συμπαραγωγής σύμφωνα με το προαναφερθέν κριτήριο.

#### 4.3.1 Σύστημα Συμπαραγωγής Απλού Κύκλου Brayton

Ένα κλασικό σύστημα συμπαραγωγής βασισμένο σε αεριοστρόβιλο, που ακολουθεί κύκλο Brayton, αποτελείται από τον αεριοστρόβιλο, έναν ατμοποιητή τύπου ΕΘΠΑ.

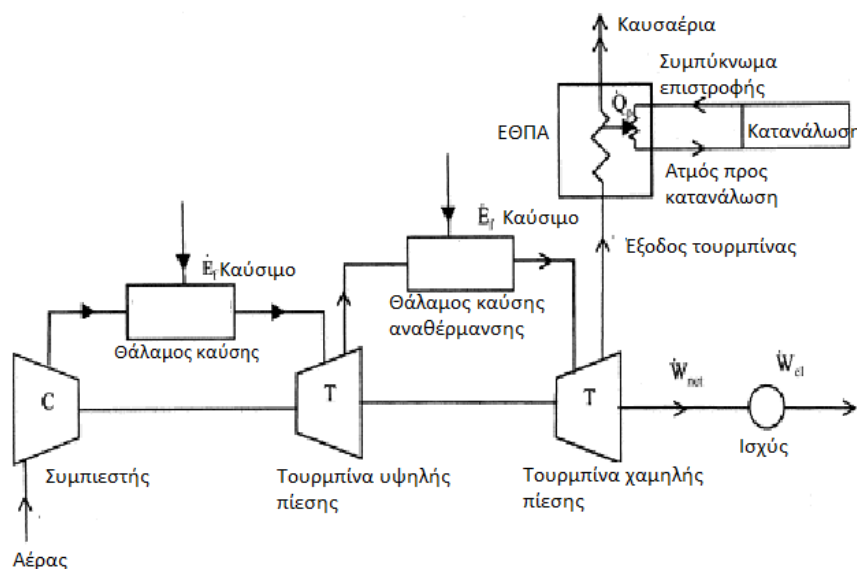
Το καύσιμο οδηγείται στον θάλαμο καύσης του αεριοστρόβιλου όπου πραγματοποιείται καύση με αέρα που μόλις έχει υποστεί συμπίεση στον συμπιεστή του αεριοστρόβιλου.

Τα θερμά καυσαέρια του στρόβιλου είναι η θερμική πηγή όσον αφορά την παραγωγή χρήσιμης θερμικής ενέργειας. Η ποσότητα και η ποιότητα (εξέργεια) της ενέργειας αυτής εξαρτάται από την θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων στον ατμοποιητή αλλά και από την θερμοκρασία του παραγόμενου ατμού. Ο ατμός που παράγεται χρησιμοποιείται είτε ως θερμική ενέργεια στην εγκατάσταση, είτε για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας με χρήση ενός ατμοστρόβιλου ή και για τα δύο. (Σκαριφήματα 4.3.1,4.3.2)



Σκαρίφημα 4.3.1 : Σύστημα συμπαραγωγής απλού κύκλου Brayton [22]

Παραλλαγή του ανωτέρω συστήματος αποτελεί μια εγκατάσταση η οποία λειτουργεί με αναθέρμανση των καυσαερίων του αεριοστρόβιλου. Πιο συγκεκριμένα, μετά την έξοδο από τον αεριοστρόβιλο τα καυσαέρια αναθερμαίνονται σε έναν δεύτερο θάλαμο καύσης παρουσία καυσίμου. Στην συνέχεια τα θερμά, και πάλι, καυσαέρια εκτονώνονται στον δεύτερο στρόβιλο του συστήματος αποδίδοντας έργο. Τα θερμά καυσαέρια της δεύτερης τουρμπίνας λειτουργούν ως πηγή για παραγωγή χρήσιμης θερμότητας, με την χρήση ενός εναλλάκτη θερμότητας τύπου ΕΘΠΑ προς παραγωγή κορεσμένου ατμού.



Σκαρίφημα 4.3.2 : Σύστημα συμπαραγωγής απλού κύκλου Brayton με αναθέρμανση [22]

## Υπολογισμός κύκλου και απόδοση [22]

### 1. Ενεργειακός βαθμός απόδοσης καυσίμου

Ορίζεται ως ο λόγος του συνόλου της χρήσιμης ενέργειας που αποδίδει το σύστημα (έργο και θερμότητα) προς το ενεργειακό περιεχόμενο του καυσίμου

$W_{el}$  : έργο στροβίλων

$Q_p$  : χρήσιμη θερμότητα

$E_f$  : ενεργειακό περιεχόμενο καυσίμου

$$n_f = \frac{W_{el} + Q_p}{E_f}$$

Εφόσον η ηλεκτρική ενέργεια κοστίζει περίπου το τριπλάσιο απ' ό,τι η θερμική η απόδοση, ενός τέτοιου συστήματος, με κριτήριο το κόστος είναι συνδεδεμένη με το σύνολο της ηλεκτρικής ενέργειας που μπορεί να παραχθεί για ένα δεδομένο ποσό θερμότητας

### 2. Λόγος παραγόμενης ισχύος-θερμότητας.

$$R_{PH} = \frac{W_{el}}{Q_p} \quad (1)$$

Όπως και στον ενεργειακό βαθμό απόδοσης καυσίμου έτσι και στον λόγο ισχύος-θερμότητας έργο και θερμική ενέργεια έχουν ίδια αντιμετώπιση ως ενεργειακό όφελος. Αυτή είναι και μια εφαρμογή του πρώτου Θερμοδυναμικού νόμου, ο οποίος σχετίζεται με ποιότητα και όχι ποσότητα ενέργειας. Έτσι οι λόγοι  $n_f$  και  $R_{PH}$  είναι γνωστοί και ως ενεργειακοί βαθμοί απόδοσης πρώτου νόμου.

### 3. Βαθμός απόδοσης δεύτερου νόμου (εξέργεια)

Η ηλεκτρική ισχύς έχει μεγαλύτερη ενεργειακή αξία από την χρήσιμη θερμότητα βάσει δεύτερου Θερμοδυναμικού νόμου. Σε αντίθεση με την ενέργεια, η εξέργεια καταστρέφεται εξ ολοκλήρου σε οποιαδήποτε πραγματική διεργασία. Ένας ασφαλέστερος τρόπος μέτρησης της απόδοσης από θερμοδυναμικής απόψεως, ενός συστήματος σαν και αυτά που περιγράφηκαν είναι ο λόγος της εξέργειας στα προϊόντα προς την εξέργεια που τροφοδοτείται μέσω καυσίμου.

$$n_{II} = \frac{W_{el} + B_p}{B_f} \quad (2)$$

Όπου

$W_{el}$  : ηλεκτρική ενέργεια

$B_p$  : εξεργειακό περιεχόμενο χρήσιμης θερμότητας

$B_f$  : εξεργειακό περιεχόμενο καυσίμου

- Λόγος εξέργειας χρήσιμης θερμότητας

$$\varepsilon_p = \frac{B_p}{Q_p} < 1 \quad (3)$$

- Λόγος εξέργειας καυσίμου

$$\varepsilon_f = \frac{B_f}{E_f} < 1 \quad (4)$$

Η ενέργεια του καυσίμου είναι σχεδόν εξ ολοκλήρου εξέργεια.

- Δεύτερος νόμος / εξεργειακός βαθμός απόδοσης

$$n_{II} = \frac{n_f}{\varepsilon_f} \left( \frac{R_{PH} + \varepsilon_f}{R_{PH} + 1} \right) \quad (5)$$

### 4. Θερμικοί υπολογισμοί

- Από τον πρώτο νόμο η παραγόμενη χρήσιμη θερμότητα δίνεται ως

$Q_p = \dot{m}_s (h_g - h_c)$  (6) , όπου  $h_g$  : ενθαλπία παραγόμενου ατμού,  
 $h_c$  :ενθαλπία συμπυκνώματος επιστροφής

- Από τον δεύτερο νόμο, η ποιότητα (εξεργειακό περιεχόμενο) της παραγόμενης θερμότητας δίνεται ως  
 $B_p = \dot{m}_s [(h_g - h_c) - T_o (s_g - s_c)]$  (7)

Όπου  $s_g$  :εντροπία παραγόμενου ατμού,

$s_c$  : εντροπία συμπυκνώματος επιστροφής

- Άρα ο λόγος εξέργειας χρήσιμης θερμότητας παίρνει την μορφή  
 $\varepsilon_p = 1 - \left[ \frac{T_o (s_g - s_c)}{h_g - h_c} \right]$  (8)

είναι προφανές ότι ο λόγος εξέργειας εξαρτάται αυστηρά μόνο από την κατάσταση του ατμού που παράγεται

Με εφαρμογή του πρώτου θερμοδυναμικού νόμου στον εναλλάκτη θερμότητας ΕΘΠΑ προκύπτει

- $\dot{m}_s (h_g - h_f) = \dot{m}_a \left(1 + \frac{F}{A}\right) (h_{in} - h_{pp})$  (9)

Με αντικατάσταση προκύπτει

- $\frac{\dot{Q}_p}{\dot{m}_a} = \dot{m}_a \left(1 + \frac{F}{A}\right) (h_{in} - h_{pp}) \frac{(h_g - h_c)}{(h_g - h_f)}$  (10)

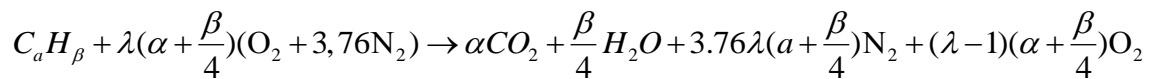
Όπου  $h_{in}$  : ενθαλπία καυσαερίων εισόδου στον ΕΘΠΑ

$h_f$  : ενθαλπία κορεσμένου νερού στην είσοδο του ατμοποιητή

$h_{pp}$  : ενθαλπία καυσαερίων στο σημείο στενωπού

Η εξίσωση της καύσης για την πλήρη καύση οποιουδήποτε υδρογονάνθρακα

(  $C_a H_\beta$  ) για δεδομένο ποσό αέρα, είναι η εξής



Όπου  $(\alpha + \frac{\beta}{4})$  είναι ο ελάχιστος αριθμός moles οξυγόνου ανά mole  $C_a H_\beta$ .

Κατά την τέλεια καύση χρησιμοποιείται όλο το οξυγόνο που εισέρχεται στον θάλαμο καύσης, στην πράξη όμως όταν το ρεύμα αέρα ξεπερνά το θεωρητικά επαρκές ποσό ένα ποσοστό οξυγόνου εμφανίζεται στα προϊόντα ως μη χρησιμοποιημένο.

Εάν οριστεί ο αριθμός  $\lambda (> 1)$  ως λόγος πραγματικής προς θεωρητική ροή αέρα, είναι προφανές ότι το πλεόνασμα αέρα αντιπροσωπεύεται στην χημική αντίδραση από την παράσταση  $(\lambda - 1)$ . Προφανώς αυτός ο αριθμός εμφανίζεται και στην δεξιά πλευρά της αντίδρασης ως παράγοντας της ποσότητας οξυγόνου που παραμένει αχρησιμοποίητη και ανήκει στα προϊόντα.

Στην περίπτωση όπου  $(\lambda - 1) < 1$ , η παροχή αέρα εισαγωγής είναι μικρότερη από την θεωρητικά ιδανική και η καύση είναι ατελής, με αποτέλεσμα το μίγμα των προϊόντων να περιέχει  $CO$ .

#### 5. Θερμοδυναμικός υπολογισμός απόδοσης (με αναθέρμανση)

i. Υπολογισμός ποσότητας καυσίμου ανά μονάδα παροχής αέρα εισόδου.

Απαραίτητα στοιχεία

- $W_{el} = (m_a + m_s)(h_3 - h_4) + (m_a + m_s)(h_5 - h_6) - n_m m_a (h_2 - h_1)$
- $R_{PH}$

ii. Υπολογισμός  $M$ ,  $(F/A)$  και σύσταση αερίων στην έξοδο της τουρμπίνας

Απαραίτητα στοιχεία

- Εξίσωση τέλει καύσης
- Παροχή αέρα

iii. Υπολογισμός λόγου εξέργειας ( $\varepsilon_p$ )

Απαραίτητα στοιχεία

- Εξίσωση (8)

iv. Υπολογισμός  $(n_f, R_{PH}, n_{II})$

Απαραίτητα στοιχεία

Προηγούμενα βήματα

#### 4.3.2 Σύστημα Συμπαραγωγής Συνδυασμένου Κύκλου

Ως συνδυασμένος κύκλος ορίζεται ο συνδυασμός δύο(2) θερμικών κύκλων σε μία εγκατάσταση. Ο συνδυασμός αυτός έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση της αποδοτικότητας

της εν λόγω εγκατάστασης. Είναι εφικτός ο συνδυασμός κύκλων με ίδιο αλλά και με διαφορετικά εργαζόμενα μέσα, ωστόσο μεγαλύτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει δεύτερη περίπτωση καθώς οι δύο κύκλοι αλληλοσυμπληρώνονται. Ο βασικός συνδυασμένος κύκλος αποτελείται από έναν κύκλο Brayton , δηλαδή έναν αεριοστρόβιλο και έναν κύκλο Rankine, δηλαδή έναν ατμοστρόβιλο. [23]

Σε μια εγκατάσταση συμπαραγωγής τα καυσαέρια του κύκλου που λειτουργεί σε υψηλή θερμοκρασία χρησιμοποιούνται ως πηγή θερμότητας σε μια δεύτερη διεργασία, χαμηλότερης θερμοκρασίας.

### Τεχνολογία

Για τη Συμπαραγωγή Ηλεκτρισμού και Θερμότητας μπορεί να χρησιμοποιηθεί ένα ευρύ φάσμα τεχνολογιών. Όλα τα συστήματα ΣΗΘ περιλαμβάνουν πάντα μία ηλεκτρογεννήτρια και ένα σύστημα ανάκτησης της θερμότητας. Οι τεχνολογίες που σήμερα χρησιμοποιούνται ευρέως είναι:

- ατμοστρόβιλοι
- αεριοστρόβιλοι
- συστήματα συνδυασμένου κύκλου (αεριοστρόβιλοι και ατμοστρόβιλοι)

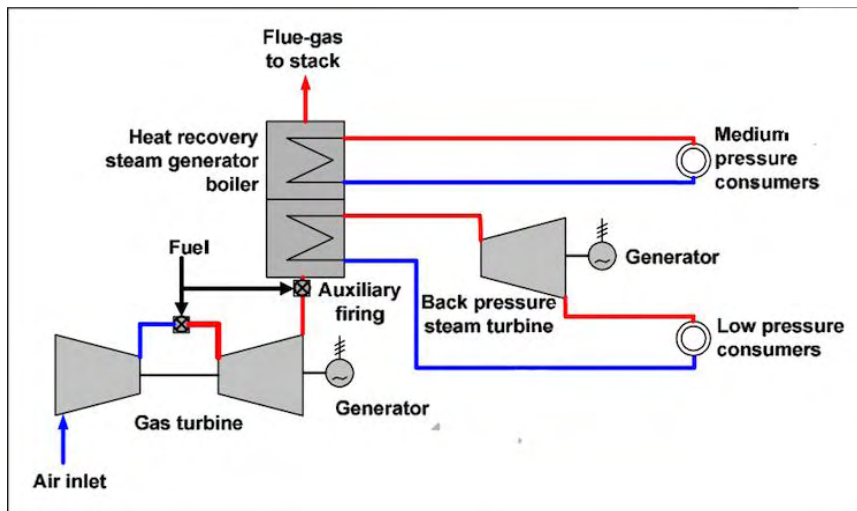
Αυξημένη απόδοση παρουσιάζεται όταν εφαρμοσθεί ένας συνδυασμένος κύκλος σε εγκατάσταση συμπαραγωγής, καθώς στην περίπτωση αυτή η εγκατάσταση εμφανίζει θερμικό όφελος στη μορφή ατμού που μπορεί να χρησιμοποιηθεί προκειμένου να καλύψει θερμικές ανάγκες (κυρίως χαμηλής πίεσης) του εργοστασίου.

Αυτό επιτυγχάνεται επιτρέποντας στον ατμό, χαμηλής πίεσης, στην έξοδο του ατμοστρόβιλου να χρησιμοποιηθεί σε αντίστοιχες θερμικές ανάγκες της εγκατάστασης.

Προκειμένου να επιτευχθεί η εν λόγω διεργασία είναι αναγκαίο, ο ατμός στην έξοδο του ατμοστρόβιλου να είναι κορεσμένος έτσι ώστε να μπορεί να προσφέρει αρκετό θερμικό όφελος αλλά και να αποφευχθεί η σπληλέωση στα πτερύγια της τουρμπίνας.

Αξιοσημείωτο είναι το γεγονός πως σε ένα τέτοιο σύστημα ο βαθμός ενεργειακής απόδοσης του καυσίμου είναι της τάξεως του 80%. [24]





Εικόνα 4.3.2.1 : Σκαρίφημα συστήματος συμπαραγωγής με συνδυασμένο κύκλο

### Θερμική ανάλυση

#### 1. Αεριοστρόβιλος

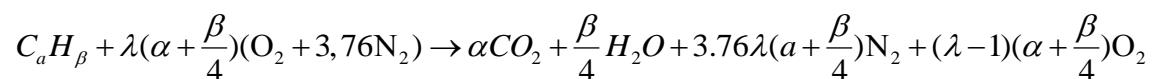
#### Συμπίεστής [16]

Είναι γνωστή η πίεση εισόδου και εξόδου στον συμπίεστή, καθώς και ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του, συνεπώς είναι δυνατό να υπολογισθεί η θερμοκρασία εξόδου με χρήση ισεντροπικής σχέσης.

$$T_{out} = T_{in} \left\langle 1 + \frac{1}{n_{is}} \left[ \left( \frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \right\rangle$$

$$W_c = m_a C_{p_a} (T_{out} - T_{in})$$

#### Καύση



$$\frac{F}{A} = \frac{(\alpha M_{r_C} + \beta M_{r_H})}{\lambda \left( \alpha + \frac{\beta}{4} \right) (M_{r_{O_2}} + 3,76 M_{r_{N_2}})}$$

$$m_f = \frac{F}{A} m_a$$

## Στρόβιλος [16]

Είναι γνωστή η πίεση εισόδου και εξόδου στον αεριοστρόβιλο, καθώς και ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του στροβίλου, συνεπώς είναι δυνατό να υπολογισθεί η θερμοκρασία εξόδου με χρήση ισεντροπικής σχέσης.

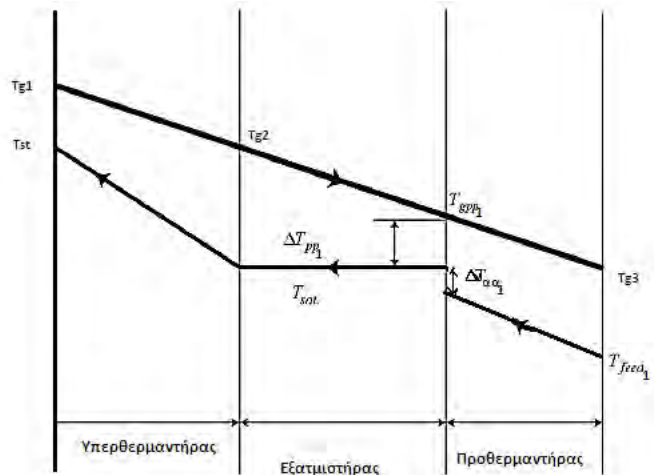
$$T_{out} = T_{in} \left\{ 1 - n_{is} \left[ 1 - \left( \frac{P_{in}}{P_{out}} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right] \right\}$$

$$W_T = (m_f + m_a) C p_g (T_{in} - T_{out})$$

$$\text{Όπου } m_a + m_f = m_g$$

$$n_{thermal} = \frac{W_T}{m_f H_u}$$

## 2. Εναλλάκτης Θερμότητας Παραγωγής Ατμού (ΕΘΠΑ) [5]



$T_g$  : θερμοκρασία καυσαερίων  
 $T_{feed1}$  : θερμοκρασία τροφοδοσίας νερού εισόδου  
 $T_{feed2}$  : θερμοκρασία τροφοδοσίας νερού εξόδου  
 $T_{sat}$  : θερμοκρασία κορεσμένου νερού/ατμού  
 $T_{st}$  : θερμοκρασία υπέρθερμου ατμού  
 $\Delta T_{pp}$  : θερμοκρασία στενωπού  
 $\Delta T_{aa}$  : θερμοκρασιακή προσέγγιση  
 $T_{gpp1} = T_{feed2} + \Delta T_{aa} + \Delta T_{pp}$

- Υψηλή Πίεση  
Υπερθερμαντήρας

$$\text{Gas: } Q_{\text{superheater}} = m_g C_{p_g} (T_{g,in} - T_{g,out}) \quad (1)$$

$$\text{Steam: } Q_{\text{superheater}} = m_{st} C_{p_{st}} (T_{st,out} - T_{st,in}) \quad (2)$$

### Εξατμιστήρας

$$T_{g,out} = T_{w,in} + \Delta T_a + \Delta T_{pp}$$

$$Q_{\text{evaporator}} = m_g C_{p_g} (T_{g,in} - T_{g,out}) \quad (3)$$

$$Q_{\text{evaporator}} = m_{st} \Delta H_{st} \quad (4)$$

$$\Delta H_{st} = h_{\text{steam}@Tw,out} - h_{\text{water}@Tw,in} \quad (T_{st,out} = T_{w,in})$$

$$(1)(2)(3)(4) \Rightarrow m_{st}, T_{g,out(\text{superheater})}, Q_{\text{evaporator}}$$

### Προθερμαντήρας

$$m_{st} C_{p_{st}} (T_{w,out} - T_{w,in}) = m_g C_{p_g} (T_{g,in} - T_{g,out})$$

$$\Rightarrow \frac{m_{st} (h_{Tw,out} - h_{Tw,in})}{m_g C_{p_g}} = T_{g,in} - T_{g,out}$$

$$\Rightarrow T_{g,out}$$

$$Q_{\text{economizer}} = m_g C_{p_g} (T_{g,in} - T_{g,out})$$

- Χαμηλή Πίεση  
Λειτουργεί σε συγκεκριμένη πίεση, απ όπου και λαμβάνονται τιμές για την ενθαλπία κορεσμένου ατμού και νερού.

Η έξοδος των καυσαερίων του τμήματος υψηλής πίεσης αποτελεί την είσοδο καυσαερίων στο τμήμα χαμηλής πίεσης.

### Εξατμιστήρας

- $T'_{g,out} = T'_{w,in} + \Delta T'_a + \Delta T'_{pp} \quad (1)$

Με χρήση πινάκων είναι γωστή η ενθαλπία κορεσμένου νερού και ατμού για συγκεκριμένη πίεση  $P$  (  $h_{L,sat @ P}$  και  $h_{V,sat @ P}$  )

Είναι γωστή δηλαδή η ενθαλπία κορεσμού

- $\Delta H_{steam} = h_{V,sat @ P} - h_{L,sat @ P} \quad (2)$

- $Q_{evaporator} = m_g C_{p_g} (T'_{g,in} - T'_{g,out}) \quad (3)$

- $m'_{steam} = \frac{Q_{evaporator}}{\Delta H_{steam}} \quad (4)$

### Προθερμαντήρας

- $Q_{economizer} = m_{steam} (h_{L @ P} - h_{@T,condensatereturn}) \quad (5)$

Με εφαρμογή ισοζυγίου ενέργειας στον προθερμαντήρα

- $$m_g C_{p_g} (T'_{g,in} - T'_{g,out}) = Q_{economizer}$$
$$\Rightarrow T'_{g,out} = T'_{g,in} - \frac{Q_{economizer}}{m_g C_{p_g}}$$

### 3. Ατμοστρόβιλος [16]

Ο ατμοστρόβιλος χρησιμοποιεί ως εργαζόμενο μέσο τον ατμό υψηλής πίεσης που παράγεται στον εναλλάκτη θερμότητας (ΕΘΠΑ).

Ο ατμός δεν θεωρείται ιδανικό αέριο, γι αυτό υπολογίζουμε το έργο του με διαφορετική μέθοδο από αυτή που εφαρμόσαμε στον αεριοστρόβιλο. Γνωρίζοντας την θερμοκρασία, την πίεση και την εντροπία εισόδου καθώς και την πίεση εξόδου λαμβάνουμε από πίνακα την αντίστοιχη ενθαλπία εισόδου και την ιδανική ενθαλπία εξόδου. Από τις παρακάτω σχέσεις υπολογίζουμε το έργο του ατμοστρόβιλου.

- $$h_{out} = h_{in} - n_{is} (h_{in} - h_{out,ideal})$$

$$W_T = m'_{st} (h_{in} - h_{out})$$

4. Κατανάλωση Χαμηλής Πίεσης

$$Q_{p1} = m_{steam} (h_{steamturbine,out} - h_{συμπύκνωμα\ επιστροφής@T})$$

5. Κατανάλωση Μέσης Πίεσης

$$Q_{p2} = m'_{steam} (h_{ατμού\ εξόδου\ HRSG@P} - h_{επιστροφή\ νερού\ χαμηλής\ πίεσης@P})$$

6. Βαθμοί απόδοσης

Ενέργεια

- Ενεργειακός βαθμός απόδοσης καυσίμου  $n_f$

$$n_f = \frac{W_{αεριοστροβίλου} + W_{ατμοστροβίλου} + Q_{κατανάλωση\ μέσης\ πίεσης} + Q_{κατανάλωση\ χαμηλής\ πίεσης} + W_{αντλίας}}{E_f}$$

όπου  $E_f$  = Θερμική ενέργεια καυσίμου

Σημείωση: Το έργο της αντλίας είναι αρνητικό.

$$W_{pump} = h_{συμπυκνώματος\ επιστροφής\ υψηλής\ πίεσης\ @P_{pump,in}} - h_{είσοδος\ νερού\ HRST\ υψηλής\ πίεσης\ @P_{pump,out}}$$

- Λόγος παραγόμενης ισχύος-θερμότητας  $R_{PH}$

$$R_{PH} = \frac{W_{αεριοστροβίλου} + W_{ατμοστροβίλου} + W_{αντλίας}}{Q_{p1} + Q_{p2}}$$

### Ψύξη αέρα εισόδου

Υπάρχει η δυνατότητα να ψυχθεί ο αέρας εισόδου με την χρήση ενός εναλλάκτη θερμότητας όπου το θερμό ρεύμα είναι αυτό του αέρα εισόδου. Το ψυχρό ρεύμα μπορεί να είναι το ψυκτικό μέσο ( $NH_3$ ,  $Li-Br$ ) ενός ψύκτη απορρόφησης.

Το κατά πόσο ψύχεται το ρεύμα εισόδου του αέρα υπολογίζεται ως εξής [25]:

$$\bullet \quad Q = \dot{m}_{hot} C_{p_{hot}} (T_{hot,in} - T_{hot,out}) = \dot{m}_{cold} C_{p_{cold}} (T_{cold,out} - T_{cold,in})$$

Σκοπός της ψύξης του αέρα είναι η ελάττωση του έργου του συμπιεστή και εν τέλη η αύξηση του καθαρού έργου του αεριοστρόβιλου εφόσον το εν λόγω έργο υπολογίζεται από την εξής σχέση:

$$W_{net} = W_{turbine} - W_{compressor}$$

Κομβικό κομμάτι στον σχεδιασμό ενός συστήματος συμπαραγωγής με ψύκτη εισόδου είναι ο υπολογισμός της μαζικής παροχής αέρα, καθώς κατά την ψύξη μειώνεται η πυκνότητα του αέρα με αποτέλεσμα να μειώνεται και η μαζική παροχή του.

Στον αντίποδα όμως η ογκομετρική παροχή παραμένει σταθερή καθώς η χωρητικότητα του συμπιεστή είναι προκαθορισμένη και δεν επιτρέπεται να αλλάξει, έτσι λοιπόν η μαζική παροχή στην είσοδο του ψύκτη δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$\bullet \quad \dot{V}_1 = \dot{V}_2 \Rightarrow \frac{\dot{m}_1}{\rho_1} = \frac{\dot{m}_2}{\rho_2} \Rightarrow \dot{m}_1 = \frac{\rho_1}{\rho_2} \dot{m}_2$$

Όπου

$\dot{V}_1$  : ογκομετρική παροχή αέρα στην είσοδο του ψύκτη

$\dot{V}_2$  : ογκομετρική παροχή αέρα στην έξοδο του ψύκτη

$\dot{m}_1$  : μαζική παροχή αέρα στην είσοδο του ψύκτη

$\dot{m}_2$  : μαζική παροχή αέρα στην έξοδο του ψύκτη

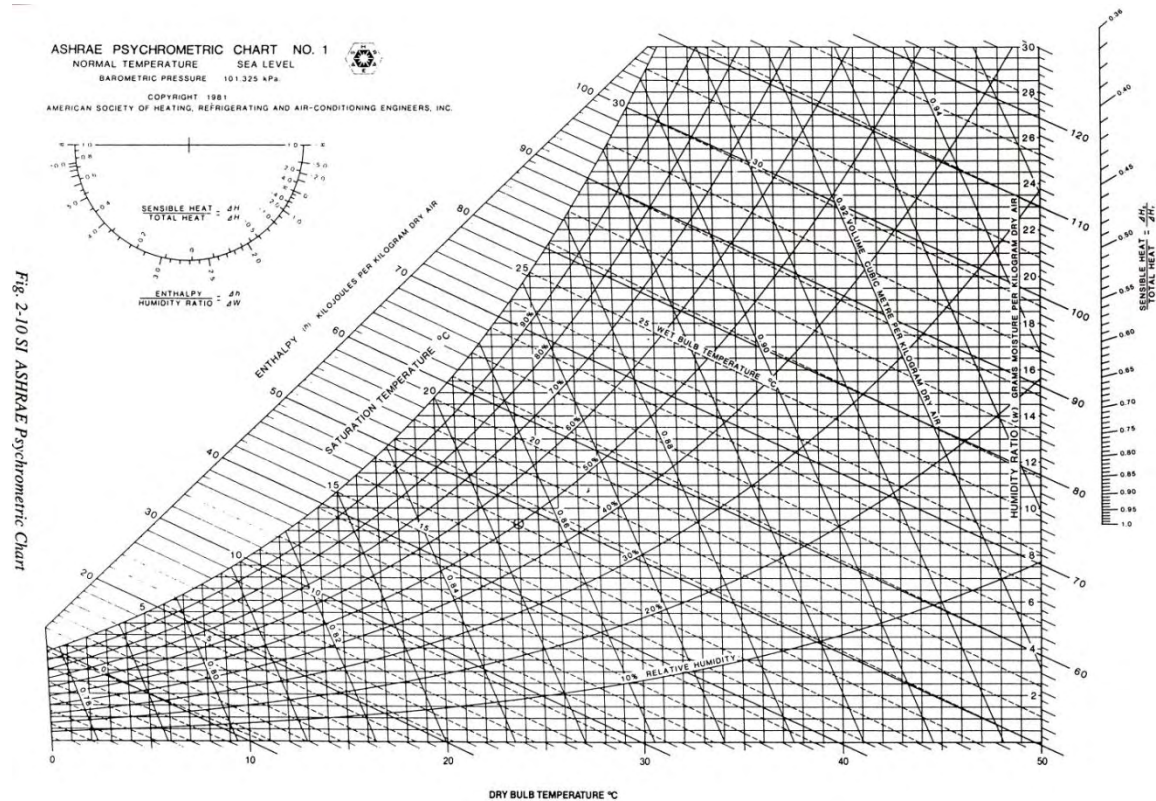
$\rho_1$  : πυκνότητα αέρα στην είσοδο του ψύκτη

$\rho_2$  : πυκνότητα αέρα στην έξοδο του ψύκτη

Εκτός από την πυκνότητα του αέρα εισόδου αλλάζει και η σχετική καθώς και απόλυτη υγρασία της παροχής. Το ρεύμα εισόδου έχει αρχικά μια σχετική υγρασία  $RH$  η οποία είναι η σχετική υγρασία του αέρα στο περιβάλλον, στην έξοδο όμως του ψύκτη η σχετική υγρασία του αγγίζει την τιμή  $RH=100\%$  στο πρώτο στάδιο της ψύξης (όπου δεν μεταβάλλεται η απόλυτη υγρασία  $w$  της παροχής). Καθώς η ψύξη συνεχίζεται ο αέρας

ακολουθεί την καμπύλη  $RH = 100\%$  του ψυχομετρικού διαγράμματος έως ότου επιτευχθεί η επιθυμητή θερμοκρασία πριν την είσοδο στον συμπιεστή.

Παρατίθεται το ψυχομετρικό διάγραμμα σε μονάδες SI



Όπως προαναφέρθηκε η χρήση IAC μπορεί να συνδυαστεί με έναν ψύκτη απορρόφησης ο οποίος χρησιμοποιεί την θερμότητα του ατμού, ο οποίος παράγεται στον ΕΘΠΑ, προκειμένου να ψύξει την παροχή του αέρα στην είσοδο της εγκατάστασης.

Ακολουθούν οι εξισώσεις που περιγράφουν τα θερμικά ισοζύγια του ψύκτη απορρόφησης

### Θερμαντήρας

Η θερμότητα που ανταλλάσσεται μεταξύ ατμού και διαλλείματος νερού-ψυκτικού μέσου και ατμού δίνεται ως η διαφορά της θερμικής ενέργειας καυσαερίων σε είσοδο και έξοδο του ΕΘΠΑ μείον την θερμική διαφορά της τροφοδοσίας νερού στην είσοδο και της παροχής ατμού στην έξοδο του ΕΘΠΑ [25]

- $Q_{des} = \dot{m}_{gas}(h_{gas,in} - h_{gas,out}) - \dot{m}_{water}(h_{steam,out} - h_{water,in})$   
Όπου  $\dot{m}_{water,in} = \dot{m}_{steam,out}$ , καθώς η λειτουργία του ΕΘΠΑ είναι να μετατρέψει το νερό στην είσοδο σε ατμό (υπέρθερμο ή κορεσμένο)

### Εξατμιστήρας

Η θερμότητα που ανταλλάσσεται μεταξύ ατμού και διαλλείματος νερού-ψυκτικού μέσου και αέρα εισόδου δίνεται ως η διαφορά θερμικής ενέργειας του αέρα στον περιβάλλον και του αέρα στην ζητούμενη θερμοκρασία εισόδου στον συμπιεστή του αεριοστρόβιλου [25].

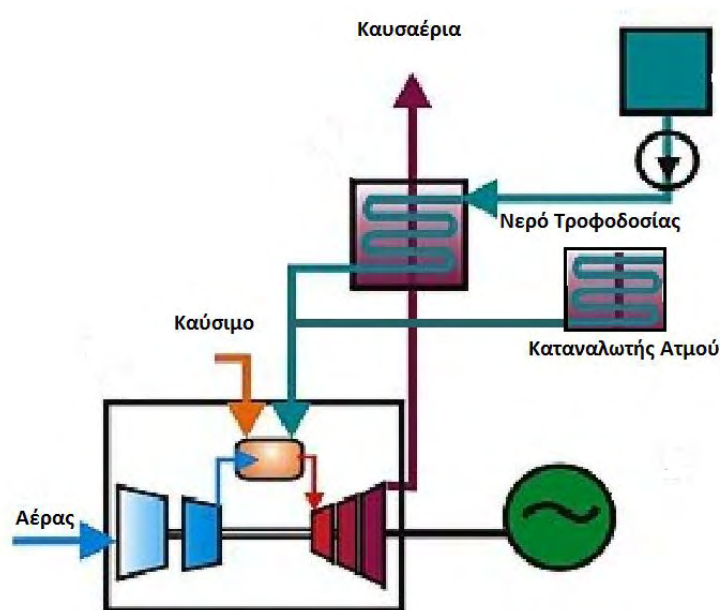
- $Q_{evap} = \dot{m}_{air}(h_{air,in @ T_{environment}} - h_{air,out @ T})$



### 4.3.3 Άλλα Συστήματα

#### 4.3.3.1 Αεριοστρόβιλος με ψεκασμό ατμού

Ένας τύπος συστημάτων συμπαραγωγής είναι αυτός που κάνει χρήση ενός ποσοστού του παραγόμενου ατμού (παράγεται στον ΕΘΠΑ) ψεκάζοντάς τον στον θάλαμο καύσης, με σκοπό την αύξηση της ισχύς του αεριοστρόβιλου. Σε αντίθεση με ένα τυπικό σύστημα συμπαραγωγής ο ατμός δεν χρησιμοποιείται εξ ολοκλήρου στην ικανοποίηση των θερμικών καθήκοντων της εγκατάστασης, αλλά οδηγείται στον αεριοστρόβιλο ως επιπρόσθετο μέσο ενίσχυσης της μηχανικής ισχύς της τουρμπίνας. Ο κύκλος αυτός ονομάζεται STIG (steam injected gas turbine ή κύκλος Cheng [26].



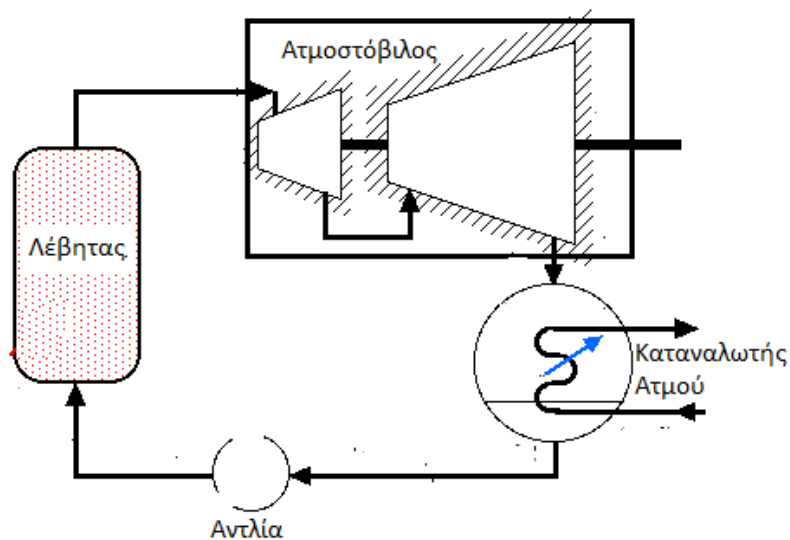
Εικόνα 4.3.3.1: Απεικόνιση συστήματος συμπαραγωγής με αεριοστρόβιλο κύκλου STIG

Η εφαρμογή αυτής της τεχνολογίας συμβάλλει στη μείωση των εκπομπών οξειδίου του αζώτου ( $\text{NO}_x$ ) [3]. Ένα από τα πλεονεκτήματα της χρήσης STIG είναι πως η αποδοτικότητα μερικού φορτίου μειώνεται με μικρότερο βαθμό με μειωμένο φορτίο συγκριτικά με τον συνδυασμένο κύκλο (Maunsbach et al. 2001). Στην περίπτωση συνδυασμένου κύκλου όταν η αποδοτικότητα του αεριοστρόβιλου πέφτει σε επίπεδα χαμηλότερα από αυτά της μερικής φόρτισης, περισσότερη θερμότητα προμηθεύεται στον ατμοστρόβιλο. Παρότι αυτό συνεπάγεται αύξηση της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας, η ολική απόδοση του συνδυασμένου κύκλου μειώνεται (Oland 2004). Είναι λογικό λοιπόν πως ο κύκλος Cheng μπορεί να επιφέρει βελτίωση στην παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας σε περιόδους μερικής φόρτισης σε εγκαταστάσεις που έχουν υψηλές απαιτήσεις σε ατμό.

Το μέγεθος μίας τυπικής εγκατάστασης STIG κυμαίνεται στα 5MWe και μπορεί να φτάσει έως και 125MW. Τουρμπίνες τύπου STIG χρησιμοποιούνται σε περισσότερες από 50 εγκαταστάσεις παγκοσμίως και συναντώνται σε διάφορους τομείς της βιομηχανίας ειδικά σε Ιαπωνία και Ευρώπη. Η ποσότητα ενέργειας που εξοικονομείται, όπως και η περίοδος απόσβεσης του αρχικού κεφαλαίου εξαρτώνται από τα λειτουργικά χαρακτηριστικά της εκάστοτε εγκατάστασης.

#### 4.3.3.2 Απλού Κύκλου Rankine

Σε εγκαταστάσεις όπου η απαίτηση σε παραγωγή θερμικής ενέργειας είναι χαμηλή, αξιόλογη λύση είναι η χρήση ενός απλού ατμοστροβίλου με την διαφορά ότι η ενέργεια του ατμού εξόδου μπορεί να αξιοποιηθεί για κάλυψη θερμικών αναγκών με χαμηλή απαίτηση σε πίεση. Αφού ο ατμός χάσει την θερμική του ενέργεια και συμπυκνωθεί ανακυκλώνεται επιστρέφοντας στην δεξαμενή τροφοδοσίας του λέβητα.

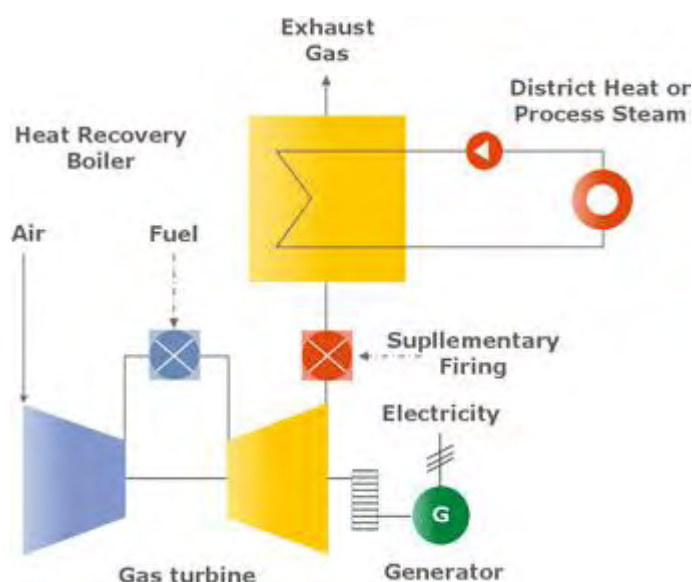


Εικόνα 4.3.3.2: Απεικόνιση συστήματος ατμοστροβίλου με ανάκτηση θερμότητας από ατμό εξόδου

## 5. Μελέτη Περίπτωσης

### 5.1 Μελέτη Περίπτωσης 1

Επιλέχτηκε να γίνει μελέτη πάνω σε δύο περιπτώσεις συστήματος συμπαραγωγής. Το πρώτο σύστημα θα βασίζεται στον απλό κύκλο Brayton. Η διάταξη του συστήματος απεικονίζεται στο παρακάτω σκαρίφημα.



Εικόνα 5.1.1 : Σκαρίφημα συστήματος συμπαραγωγής κύκλου Brayton.

Πιο συγκεκριμένα στην περίπτωση που θα εξεταστεί για την αποκόμιση ρεαλιστικών αποτελεσμάτων γίνεται χρήση αεριοστρόβιλου της General Electric με αριθμό Μοντέλου LM2500PE. Τα δεδομένα λειτουργίας παρουσιάζονται στο παρακάτω πίνακα όπως δημοσιεύτηκαν στον Διεθνή Κατάλογο Αεριοστρόβιλων. Επίσης η θερμοκρασία επιστροφής συμπυκνώματος στο HRSG τέθηκε στους 100 οC για τους σκοπούς της μελέτης. Όλα τα υπόλοιπα στοιχεία υπολογίζονται μέσα από τους τύπους της θερμοδυναμικής ανάλυσης στην οποία έγινε εκτενής αναφορά στην προηγούμενη ενότητα.

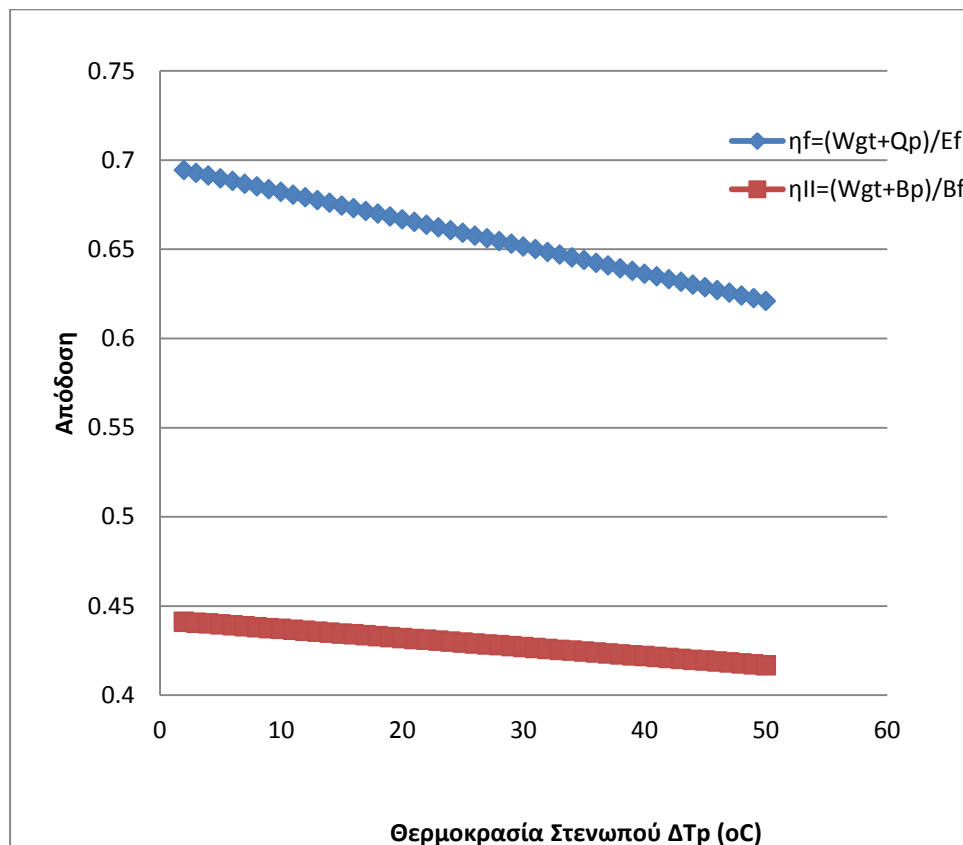
	General Electric LM2500PE
Λόγος Πίεσης	36
Παροχή Αέρα (kg/s)	66,9
Θερμοκρασία εισαγωγής ρότορα στροβίλου (οC)	1316
Θερμοκρασία Εισόδου Αέρα (οC)	25
Καύσιμο	Φυσικό Αέριο
Ποσοστό Περίσσειας Αέρα	250

Σκοπός της μελέτης είναι να δείξει σε ποιο βαθμό επηρεάζεται η ολική απόδοση του συστήματος από την μεταβολή διαφόρων παραμέτρων σχεδιασμού. Στην περίπτωση μας θα γίνει εκτίμηση της ενεργειακής και εξεργειακής απόδοσης κατά την μεταβολή της

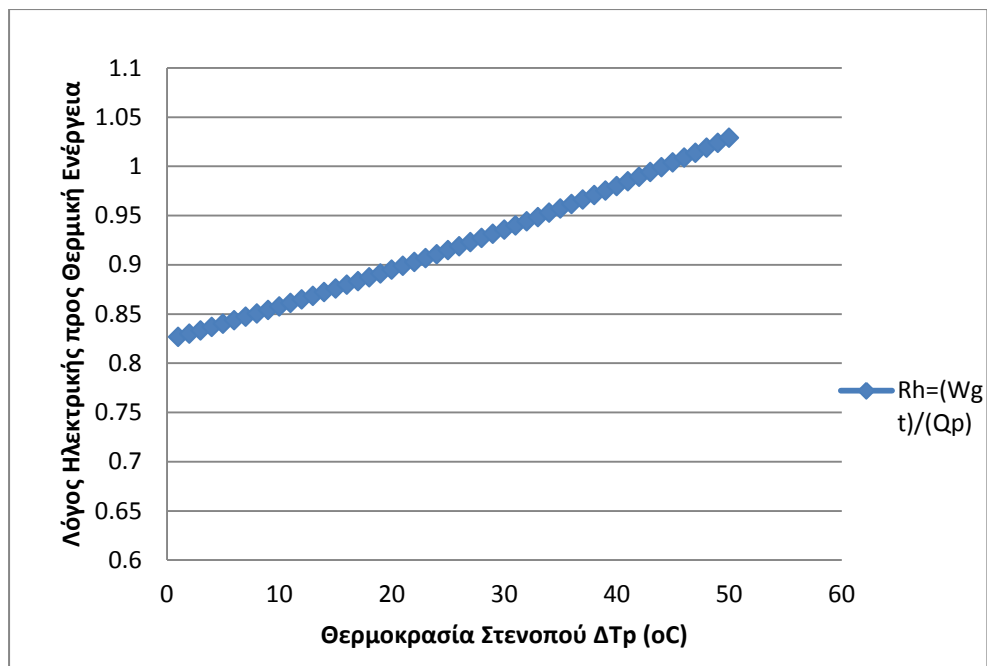
θερμοκρασίας στενωπού καθώς και την μεταβολή της πίεσης του απαιτούμενου ατμού διεργασιών.

Σημείωση: Για την παρούσα μελέτη περίπτωσης επιλέχθηκε, οι σχεδιαστικές παράμετροι του αεριοστρόβιλου να παραμένουν σταθερές. Το ενδιαφέρον επικεντρώνεται κυρίως σε μεταβολές που παρουσιάζει το σύστημα όσον αφορά την απόδοσή του κατά την μεταβολή σχεδιαστικών μεταβλητών του ΕΘΠΑ.

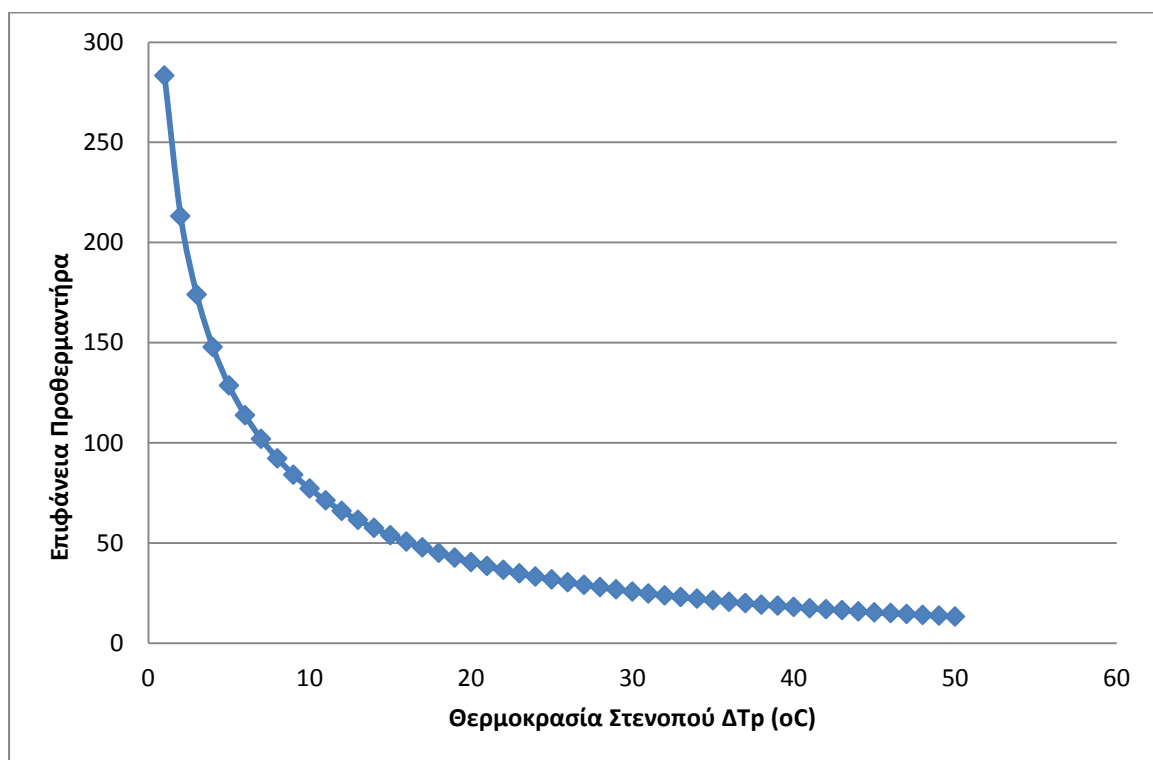
#### Αποτελέσματα και Συμπεράσματα



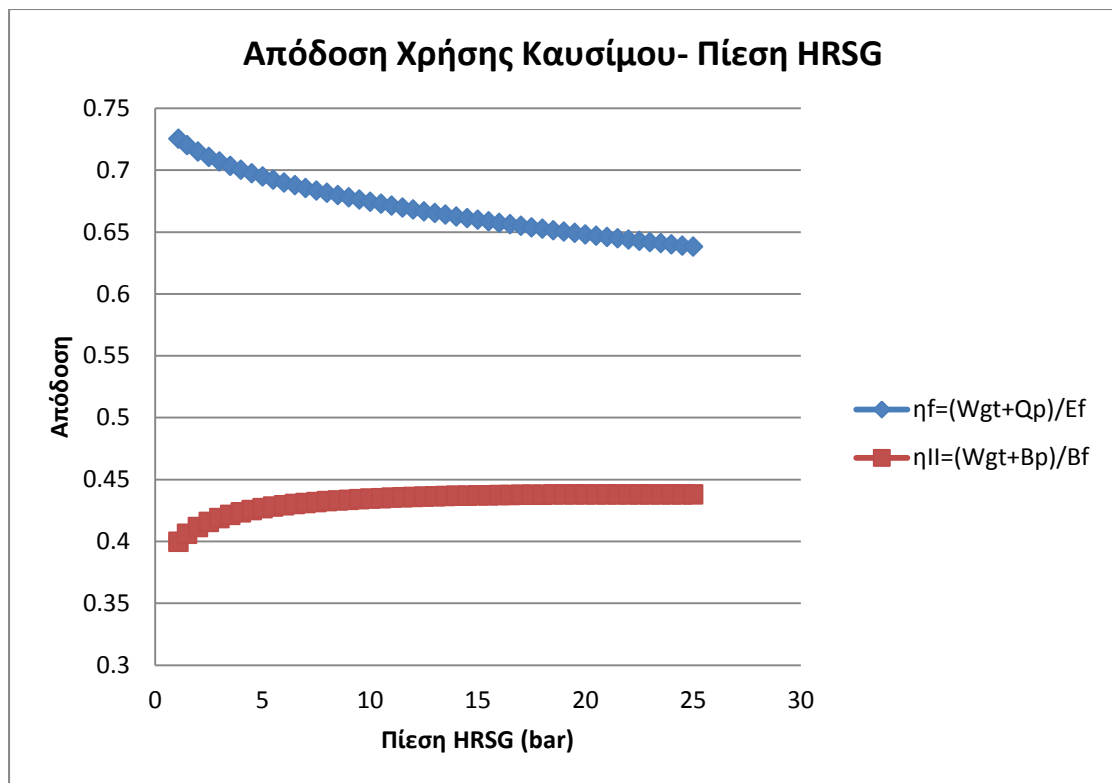
Διάγραμμα 5.1.1 : Αποτέλεσμα της Θερμοκρασίας Στενωπού στην αποδοτικότητα χρήσης του καυσίμου (ενεργειακός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης ) για παραγωγή ατμού στα 10 b



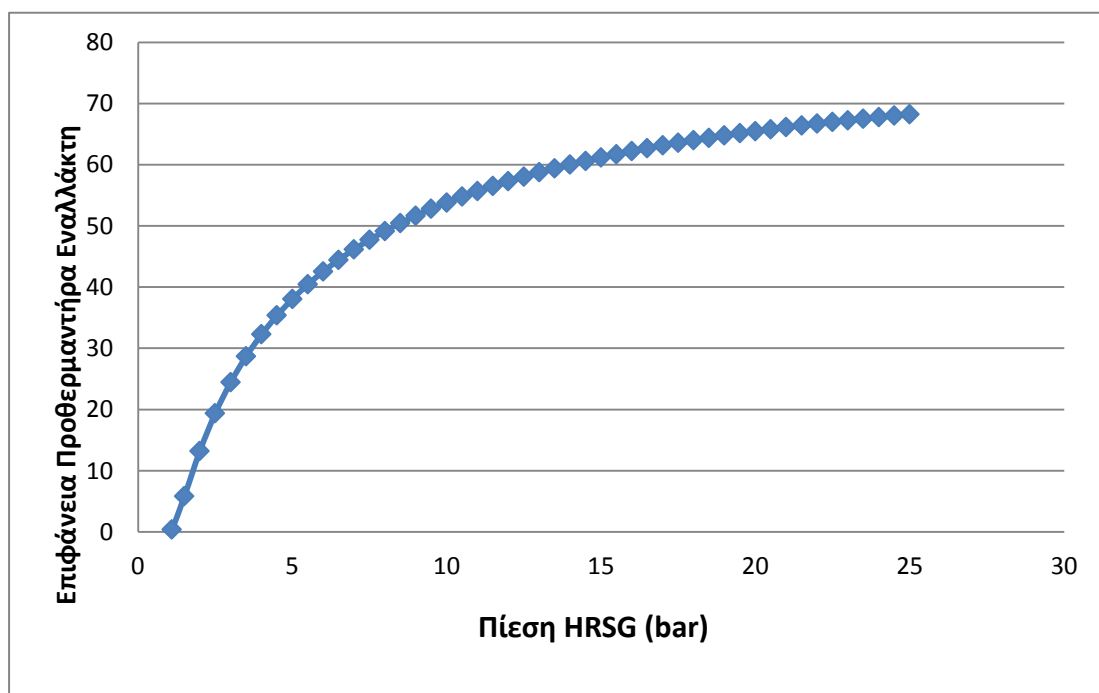
Διάγραμμα 5.1.2 : Αποτέλεσμα της Θερμοκρασίας Στενωπού στον Λόγος Ηλεκτρικής προς Θερμικής Ενέργειας για παραγωγή ατμού στα 10 bar



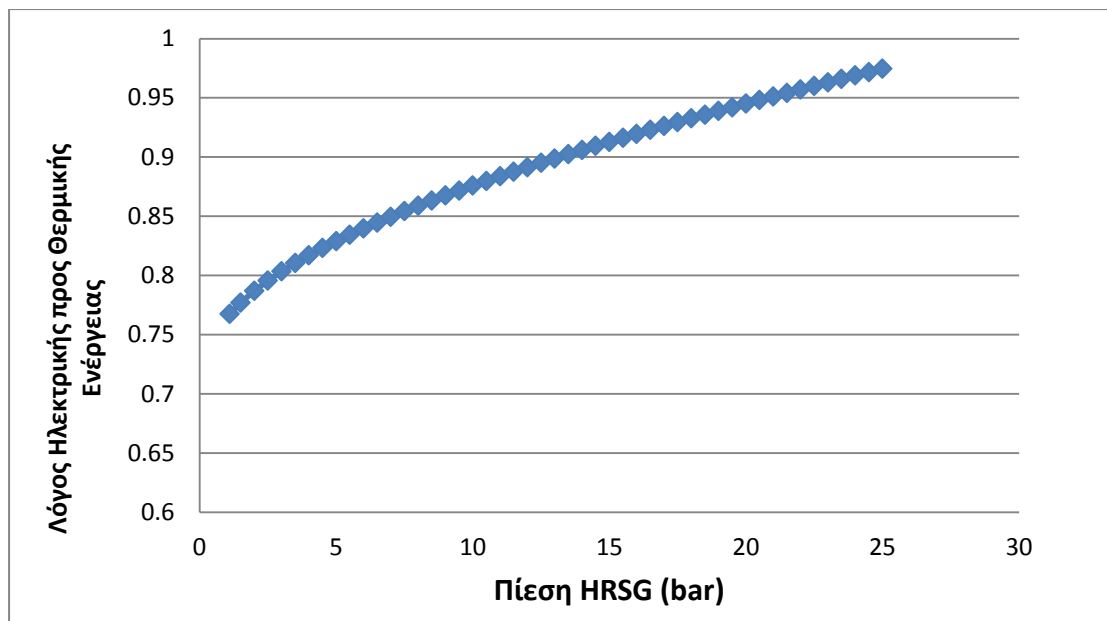
Διάγραμμα 5.1.3 : Αποτέλεσμα της Θερμοκρασίας Στενωπού στην επιφάνεια προθερμαντήρα για παραγωγή ατμού στα 10 bar



Διάγραμμα 5.1.4: Αποτέλεσμα πίεσης ατμού Παραγωγής στην αποδοτικότητα χρήσης του καυσίμου (ενεργειακός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης ) για θερμοκρασία στενωπού 10οC



Διάγραμμα 5.1.5: Αποτέλεσμα πίεσης ατμού Παραγωγής στην επιφάνεια του προθερμαντήρα του HRSG για θερμοκρασία στενωπού 10οC



Διάγραμμα 5.1.6: Αποτέλεσμα πίεσης ατμού Παραγωγής στον Λόγος Ηλεκτρικής προς Θερμικής Ενέργειας για θερμοκρασία στενωπού 10oC

Η επιρροή της θερμοκρασίας στενωπού στην αποδοτικότητα του συστήματος φαίνεται στα διαγράμματα 1-3 όπου έχει τεθεί μια σταθερή τιμή στην πίεση του ατμού που παράγεται. Παρατηρείται ότι ο λόγος ηλεκτρικής ενέργειας προς θερμική αυξάνεται με σχεδόν γραμμικό τρόπο καθώς η θερμοκρασία μεγαλώνει πράγμα που είναι αναμενόμενο διότι μεγάλη θερμοκρασία στενωπού θα οδηγήσει στο να παραμείνει περισσότερη θερμότητα στα καυσάερια. Κατά συνέπεια λιγότερος ατμός διεργασίας θα δημιουργηθεί όταν επιλέγεται μεγάλη θερμοκρασία στενωπού. Όσον αφορά την επίδραση της θερμοκρασίας στενωπού στην απόδοση παρατηρείται πτώση τόσο στην ενεργειακό όσο και στον εξεργειακό βαθμό. Ο ρυθμός πτώσης του εξεργειακού βαθμού  $\eta_{II}$  είναι μικρότερος από τον αντίστοιχο του ενεργειακού βαθμού  $\eta_f$  κατά τον παράγοντα  $\varepsilon_p$  (εξεργειακός παράγοντας θερμότητας διεργασιών). Για παράδειγμα μεταξύ θερμοκρασιών 5 και 15 oC σημειώνεται πτώση στην απόδοση κατά πρώτου θερμοδυναμικού νόμου της τάξης του 1,5 % ενώ στην απόδοση κατά δευτέρου θερμοδυναμικού νόμου η πτώση είναι μόλις 0,5%. Το γεγονός ότι σημειώνεται γενικότερη πτώση και στους 2 βαθμούς είναι συνεπές με το ότι μεγαλύτερη θερμοκρασία στενωπού συνεπάγεται μεγαλύτερη καταστροφή εξέργειας (παραγωγή εντροπίας) για το σύστημα. Τέλος το διάγραμμα 3 δείχνει πως επηρεάζεται η επιφάνεια του προθερμαντήρα και συνεπώς το μέγεθος του HRSG καθώς μεταβάλλεται η θερμοκρασία στενωπού. Παρατηρείται ότι η πτώση έχει εκθετική μορφή. Συμπεραίνεται λοιπόν ότι για μεγαλύτερο θερμοκρασιακό περιθώριο θα γίνεται απαραίτητος εναλλάκτης μικρότερης επιφάνειας άρα και κόστους. Για την επιλογή σωστού σημείου στενωπού κατά το σχεδιασμό θα επιλεχτεί θερμοκρασία που να ανταπεξέρχεται στις ανάγκες παραγωγής

ατμού και ηλεκτρικής ενεργείας με τον πιο αποδοτικό τρόπο χωρίς να δημιουργεί απαγορευτικά μεγάλους και ακριβούς εναλλάκτες. Σύμφωνα με τα συμπεράσματα που εξάχθηκαν από τα παραπάνω διαγράμματα η ιδανική θερμοκρασία στενωπού πρέπει να κυμαίνεται από 10 μέχρι 15 βαθμούς κελσίου.

Το αποτέλεσμα της μεταβολής της πίεσης του ατμού διεργασίας και κατά συνέπεια της λειτουργίας του εναλλάκτη θερμότητας φαίνεται στα διαγράμματα 4-6. Παρατηρείται ότι ο λόγος ηλεκτρικής ενέργειας προς θερμική αυξάνεται με αυξανόμενη πίεση λειτουργίας. Αυτό είναι αναμενόμενο μιας και μεγαλύτερη πίεση στον ατμό θα αυξήσει και τη θερμοκρασία των καυσαερίων στο σημείο στενωπού. Το αποτέλεσμα είναι τα καυσαέρια στο σημείο στενωπού θα έχουν πολύ υψηλότερη θερμοκρασία. Κατά συνέπεια λιγότερος ατμός θα παραχθεί σε μεγαλύτερες πιέσεις λειτουργίας του HRSG. Αξίζει να σημειωθεί πως αυτή η άνοδος στον λόγο ηλεκτρικής προς θερμική ενέργεια είναι αμελητέα για μεγάλες θερμοκρασίες καυσαερίων στην έξοδο της στροβιλομηχανής. Ο βαθμός απόδοσης πρώτου θερμοδυναμικού νόμου μειώνεται με αύξηση στη πίεση του ατμού διεργασίας. Από την άλλη πλευρά ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης αυξάνεται μέχρι που τείνει να φτάσει μια μέγιστη τιμή στο 43.5% για πίεση ατμού 10bar. Τέλος το μέγεθος του απαραίτητου εναλλάκτη αυξάνεται εκθετικά διότι μεγαλύτερη πίεση απαιτεί μεταφορά περισσότερης ενέργειας από τα καυσαέρια για την προθέρμανση και την εξάτμιση του νερού. Βέλτιστη σχεδιαστική επιλογή για το παρόν σύστημα θα ήταν παραγωγή ατμού 10bar μιας και για μεγαλύτερη πίεση ο εξεργειακός βαθμός σταματάει να αυξάνεται και ο ενεργειακός βαθμός συνεχίζει να μειώνεται οδηγώντας ταυτόχρονα σε εναλλάκτες μεγάλου κόστους λόγω διαστάσεων.



## 5.2 Μελέτη περίπτωσης 2

Για την δεύτερη μελέτη επιλέχθηκε να εξετασθεί ο σχεδιασμός ενός συστήματος συνδυασμένου κύκλου. Το σύστημα έχει ίδια μορφή με το σύστημα που έγινε θερμοδυναμική ανάλυση στο προηγούμενο κεφάλαιο. Δηλαδή αποτελείται από ένα αεριοστρόβιλο του οποίου τα καυσαέρια αξιοποιούνται περνώντας μέσα από 2 εναλλάκτες θερμότητας (ΕΘΠΑ) . Ο πρώτος είναι υψηλής πίεσης (120 bar) και η παραγωγή ατμού τροφοδοτεί έναν ατμοστρόβιλο καθώς και καταναλωτές ατμού χαμηλής πίεσης (6 bar) . Ο δεύτερος εναλλάκτης χρησιμοποιείται για την παραγωγή ατμού χαμηλότερης πίεσης (7 bar) με σκοπό την τροφοδότηση καταναλωτών στην ίδια πίεση. Σε δεύτερο στάδιο θα εξετασθεί κατά πόση μεταβάλλεται η αποδοτικότητα του συστήματος όταν αλλάζει το θερμικό φορτίο, όταν δηλαδή αλλάζει η πίεση λειτουργίας των ΕΘΠΑ. Τέλος γίνεται ανάλυση σχετικά με την συμπεριφορά του συστήματος συμπαραγωγής όταν μεταβάλλεται η θερμοκρασία του αέρα εισόδου.

Τα χαρακτηριστικά του αεριοστρόβιλου που χρησιμοποιήθηκε για την μελέτη φαίνονται στον παρακάτω πίνακα:

Λόγος Πίεσης Αεριοστρόβιλου	30
Θερμοκρασία Εισόδου Συμπιεστή (oC)	25
Θερμοκρασία Εισόδου Στροβίλου (oC)	1600
Καύσιμο	Φυσικό Αέριο
Θερμοκρασία Εξόδου Καυσαερίων (oC)	575.5
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή	0,88
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου	0,88

Τα χαρακτηριστικά του ατμοστρόβιλου που χρησιμοποιήθηκε για την μελέτη φαίνονται στον παρακάτω πίνακα:

Ισεντροπικός Βαθμός Απόδοσης	0,6
Πίεση Εισαγωγής	120
Πίεση Εξόδου	6
Θερμοκρασία Εισαγωγής Ατμού	500

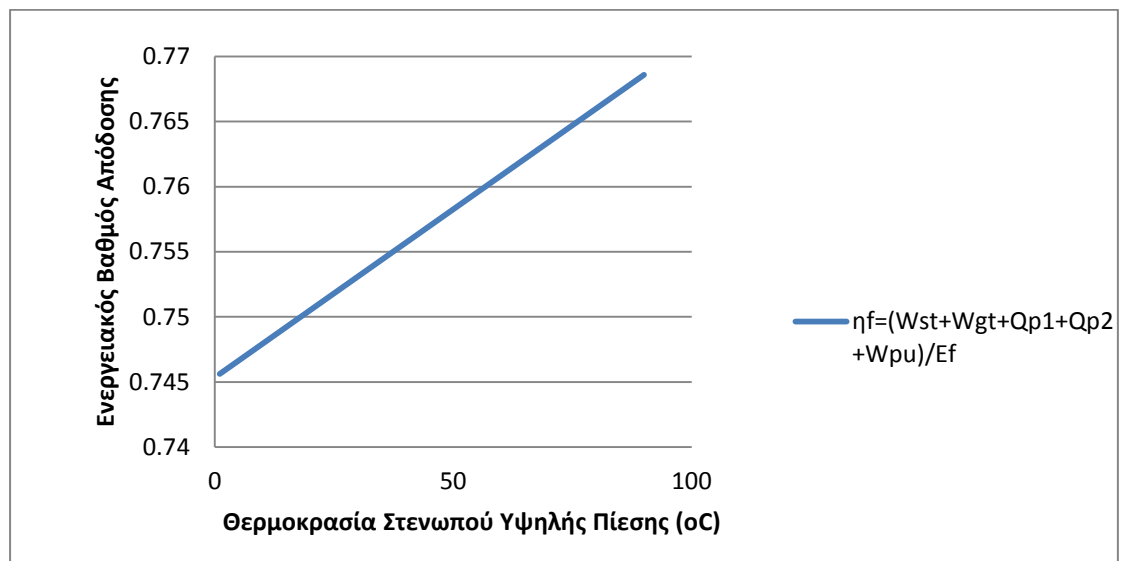
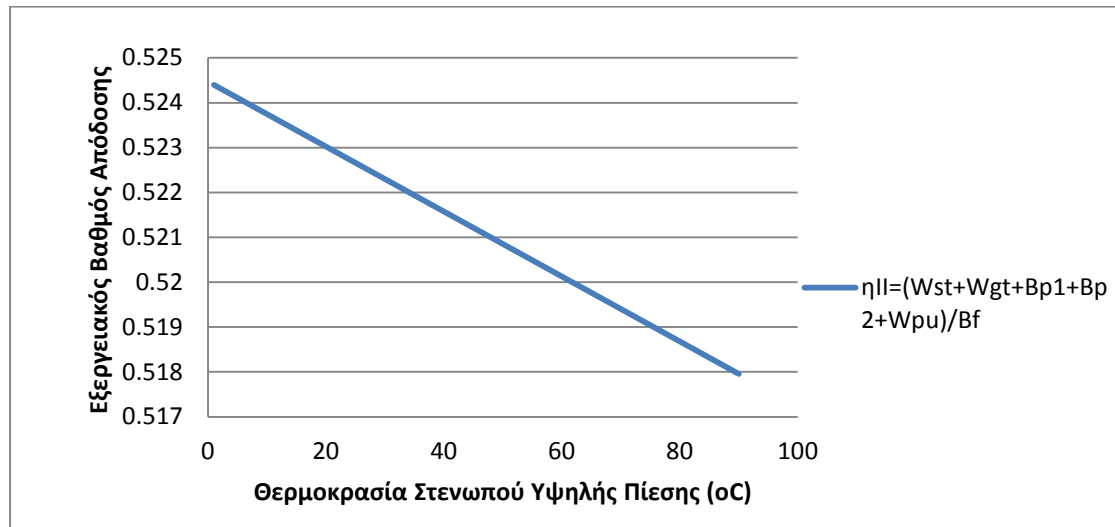
Για την διεκπεραίωση των υπολογισμών η παροχή του καυσίμου επιλέχθηκε να είναι σταθερή και ίση με 2.5 kg/s.

Όσον αφορά στους ΕΘΠΑ ως σχεδιαστικές παράμετροι χρησιμοποιήθηκαν οι εξής:

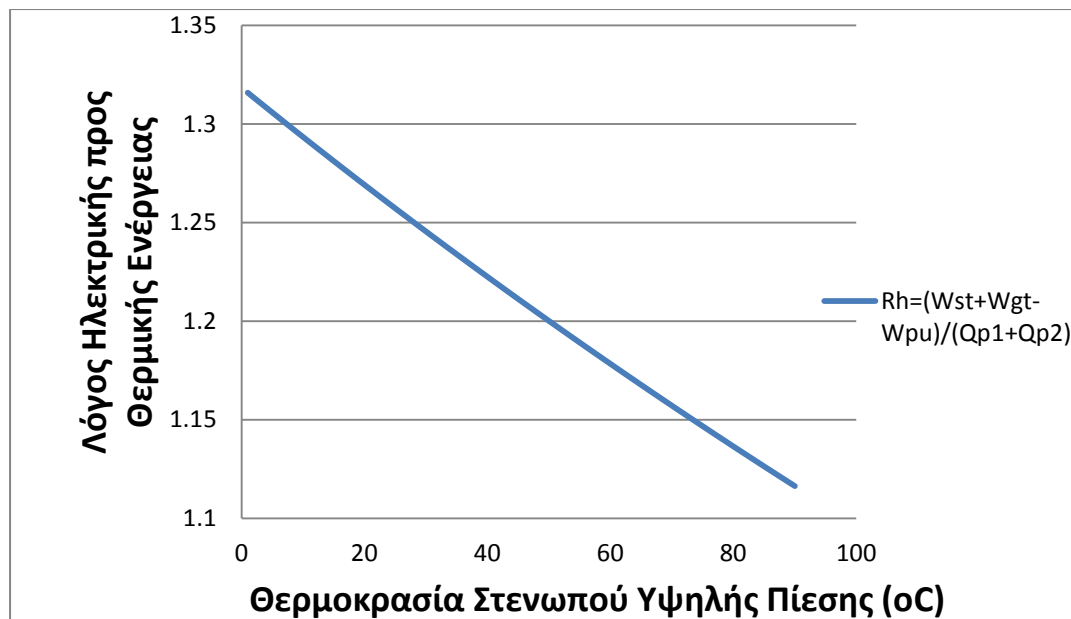
Θερμοκρασία συμπυκνώματος επιστροφής χαμηλής πίεσης (oC)	70
Θερμοκρασία συμπυκνώματος επιστροφής υψηλής πίεσης (oC)	158.8

## Αποτελέσματα Και Συμπεράσματα

### Εξάρτηση θερμοκρασίας Στενωπού



Διάγραμμα 5.2.1 και 5.2.2 : Αποτέλεσμα της Θερμοκρασίας Στενωπού στην αποδοτικότητα χρήσης του καυσίμου (ενεργειακός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης ) για παραγωγή ατμού 120 bar στον ΕΘΠΑ (υψηλής πίεσης) και 7 bar στον ΕΘΠΑ (χαμηλής πίεσης)

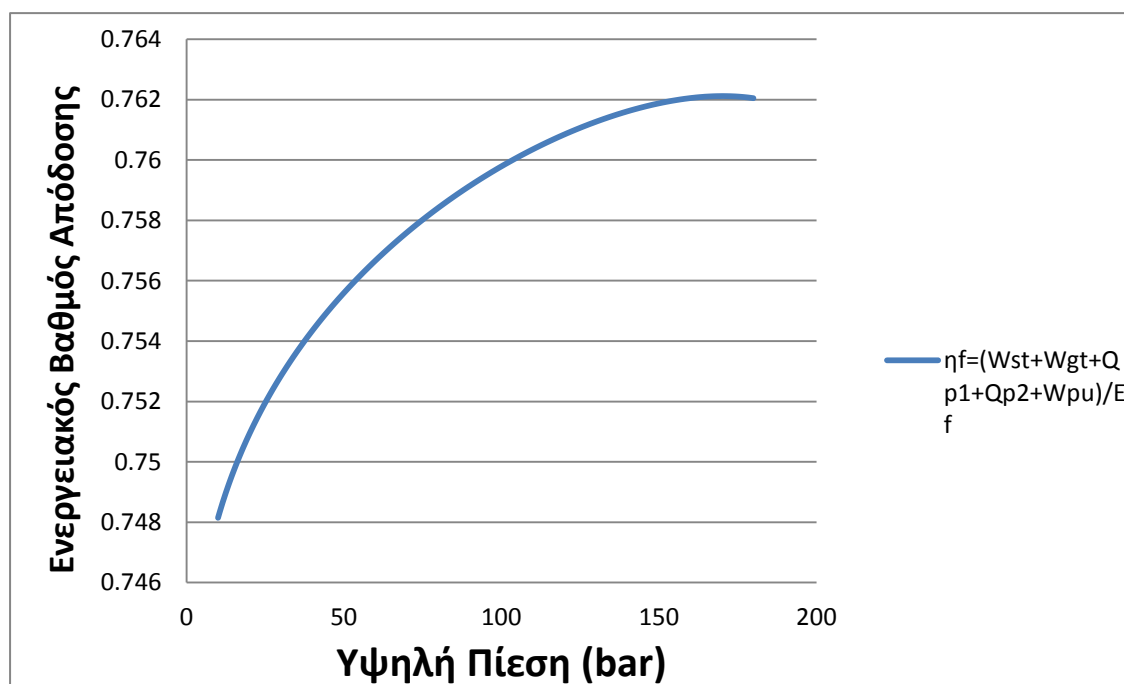
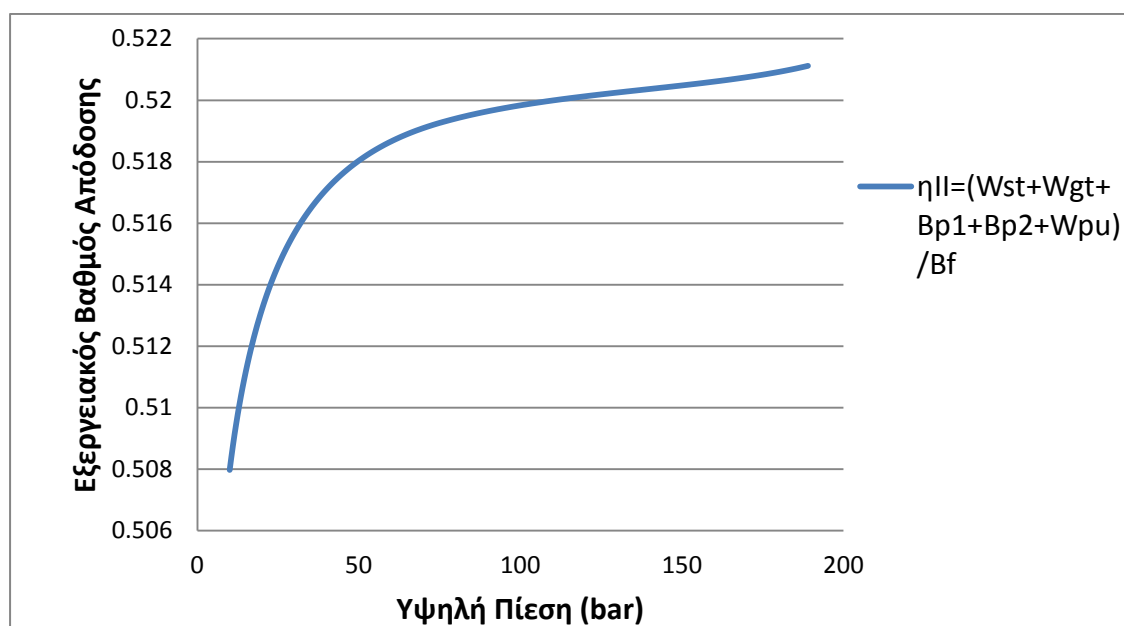


Διάγραμμα 5.2.3: Αποτέλεσμα της Θερμοκρασίας Στενωπού στον Λόγος Ηλεκτρικής προς Θερμικής Ενέργειας για παραγωγή ατμού 120 bar στον ΕΘΠΑ (υψηλής πίεσης) και 7 bar στον ΕΘΠΑ (χαμηλής πίεσης)

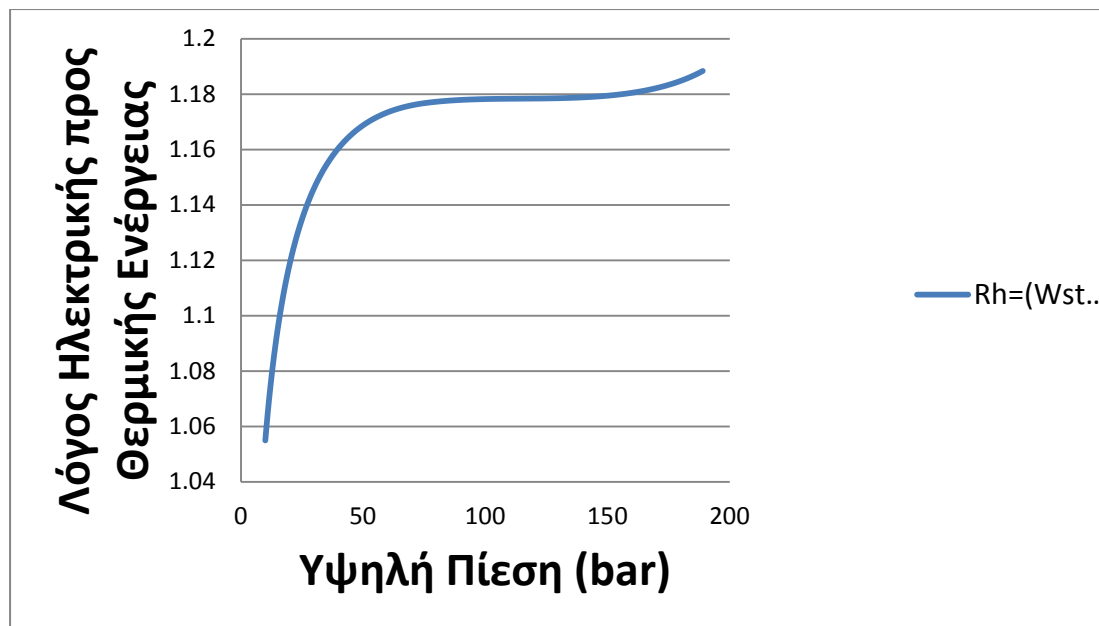
Όσον αφορά στη μεταβολή του εξεργειακού και ενεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος, κατά την αύξηση της θερμοκρασίας στενωπού υψηλής πίεσης, παρατηρείται η εξής διαφορά. Ενώ ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης εμφανίζει αύξηση, ο εξεργειακός ακολουθεί καθοδική πορεία. Καθώς η θερμοκρασία στενωπού, υψηλής πίεσης, αυξάνεται όλο και περισσότερη θερμική ενέργεια παραμένει στα καυσάερια με αποτέλεσμα η ενέργεια αυτή να τροφοδοτείται στον εναλλάκτη χαμηλής πίεσης. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση του θερμικού οφέλους στους καταναλωτές Β και τη μείωση της παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας στον ατμοστρόβιλο. Επειδή λοιπόν η επιρροή της θερμικής ενέργειας είναι μικρότερη από αυτή της ηλεκτρικής, εξαιτίας του εντροπικού παράγοντα, στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης είναι λογική με βάση τα προαναφερθέντα η παρατήρηση.

Η παραπάνω επαγωγική σκέψη επαληθεύεται και από το διάγραμμα 2.3 όπου είναι εμφανής η πτώση του λόγου ηλεκτρικής προς θερμική ενέργεια κατά την αύξηση της θερμοκρασίας στενωπού στον εναλλάκτη παραγωγής ατμού υψηλής πίεσης.

Εξάρτηση από πίεση ατμού στον ΕΘΠΑ υψηλής πίεσης.



Διαγράμματα 5.2.4 και 5.2.5: Αποτέλεσμα της μεταβολής της πίεσης παραγόμενου ατμού στον ΕΘΠΑ στην αποδοτικότητα χρήσης του καυσίμου (ενεργειακός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης) με θερμοκρασία στενωπού 60oC και 10oC για υψηλή και χαμηλή πίεση αντίστοιχα.



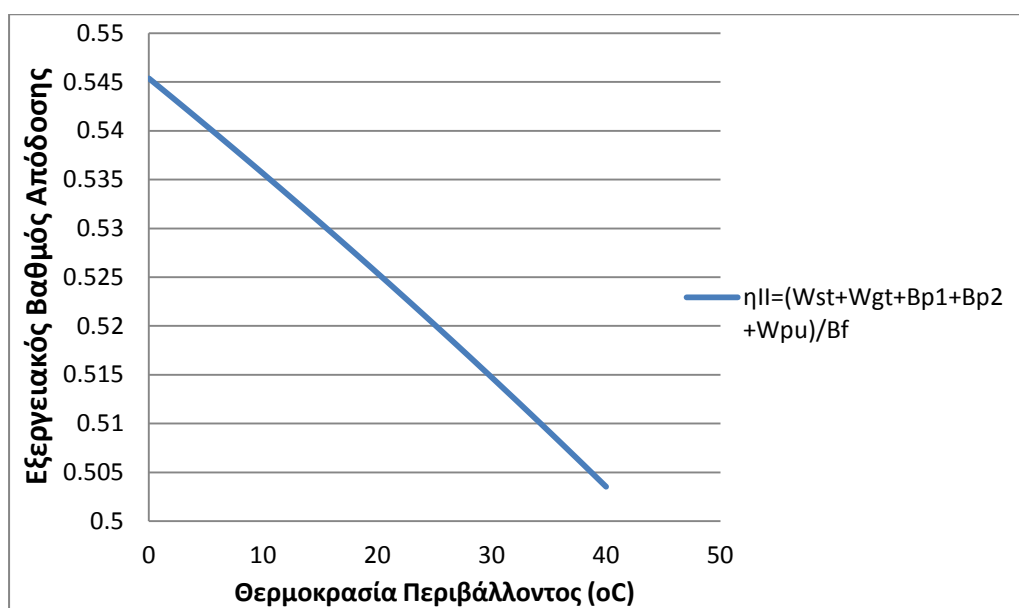
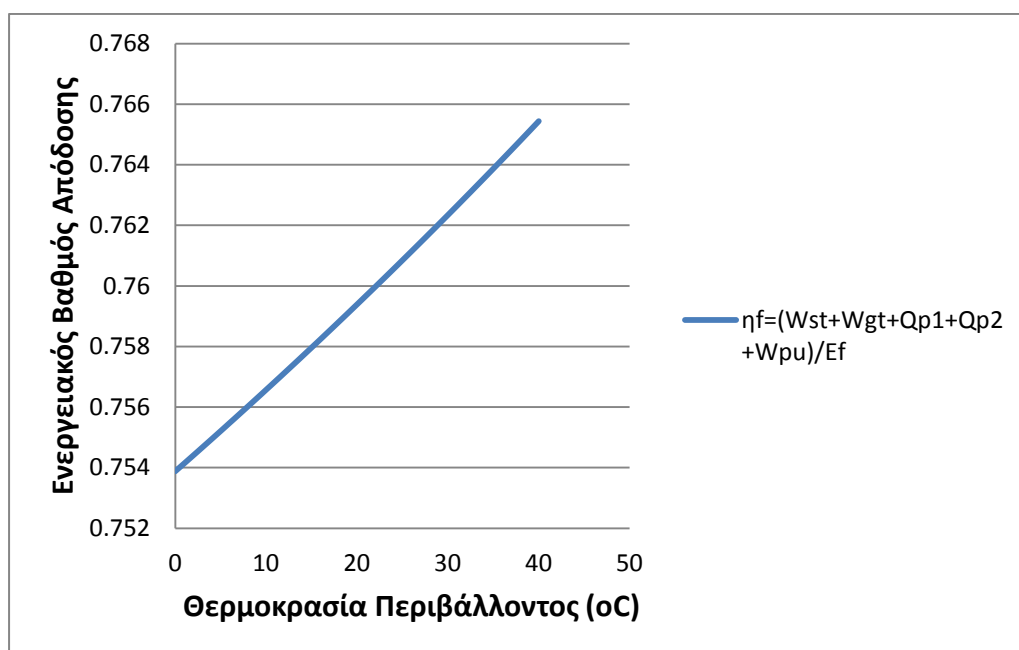
Διάγραμμα 5.2.6: Αποτέλεσμα της μεταβολής της πίεσης παραγόμενου ατμού στον ΕΘΠΑ (υψηλής πίεσης) στον Λόγο Ηλεκτρικής προς Θερμική Ενέργεια με θερμοκρασία στενωπού 60oC και 10oC για υψηλή και χαμηλή πίεση αντίστοιχα.

Όσον αφορά στην επιρροή της πίεσης του παραγόμενου ατμού στον ΕΘΠΑ, υψηλής πίεσης, παρατηρείται ενδιαφέρουσα συμπεριφορά τόσο στον ενεργειακό, όσο και στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης. Πιο συγκεκριμένα στο Διάγραμμα 2.5 παρουσιάζεται σχεδόν λογαριθμική αύξηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης, μέχρι και στο σημείο που αντιστοιχεί σε πίεση 172 bar. Αναλυτικότερα, μελετώντας το αρχείο excel παρατηρούνται τα εξής κατά την αύξηση της πίεσης. Αρχικά το έργο του ατμοστροβίλου ακολουθεί σταθερά ανοδική πορεία, διότι αυξάνεται μονίμως η πίεση του ατμού εισαγωγής. Παράλληλα όμως μειώνεται η παροχή του εν λόγω ατμού και αυτό έχει ως αποτέλεσμα την μείωση του θερμικού κέρδους στους καταναλωτές Α. Συνεπώς τα καυσάερια στην έξοδο του ΕΘΠΑ υψηλής πίεσης θα έχουν αυξημένο ενεργειακό περιεχόμενο το οποίο θα αποφέρει περισσότερη παραγωγή ατμού χαμηλής πίεσης και εν τέλει αυξημένα θερμικά κέρδη στους καταναλωτές Β. Επειδή ο ρυθμός μεταβολής του ενεργειακού βαθμού απόδοσης επηρεάζεται από το άθροισμα των ρυθμών μεταβολής του  $Q_{r1}$ ,  $Q_{r2}$ ,  $W_{st}$  τα αποτελέσματα του διαγράμματος 2.5 είναι αναμενόμενα.

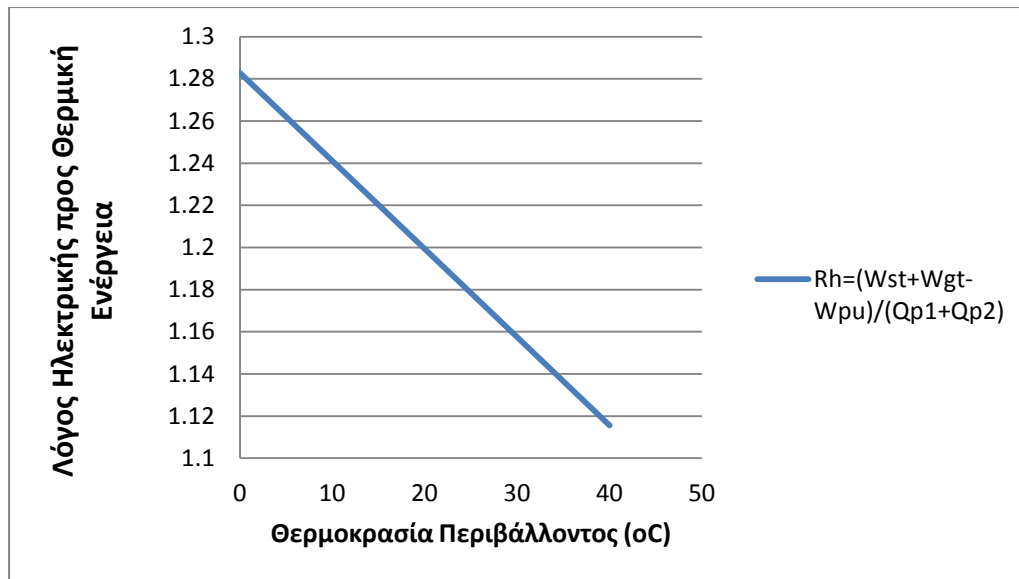
Μεγαλύτερος ρυθμός αύξησης παρατηρείται στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης (Διάγραμμα 2.4) καθώς η επιρροή του έργου τόσο του ατμοστροβίλου όσο και του αεριοστροβίλου είναι σημαντικότερη λόγω του εντροπικού παράγοντα στα θερμικά οφέλη. Πιο αναλυτικά στο σημείο όπου το  $Q_{r2}$  σταματά να αυξάνεται, η καμπύλη συνεχίζει να παρουσιάζει ανοδική πορεία, με μικρότερο βέβαια ρυθμό, σε αντίθεση με την στατικότητα της καμπύλης του ενεργειακού βαθμού απόδοσης.

Η ανωτέρω συμπεριφορά απεικονίζεται και στο Διάγραμμα 2.6. Μια ακόμη πληροφορία όμως είναι πως για πιέσεις 90 έως και 135 bar, ο ρυθμός αύξησης του έργου του ατμοστροβίλου αντισταθμίζεται από τον ρυθμό αύξησης της διαφοράς των  $Q_{r1}$  και  $Q_{r2}$ .

Εξάρτηση από θερμοκρασία περιβάλλοντος



Διαγράμματα 5. 2.7 και 5.2.8: Αποτελέσματα της μεταβολής της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, στον ενεργειακό(2.7) και εξεργειακό (2.8) βαθμό απόδοσης, για θερμοκρασία στενωπού χαμηλής και υψηλής πίεσης 10oC και 60oC αντίστοιχα για παραγωγή ατμού 7 bar και 120 bar αντίστοιχα.



Διάγραμμα 2.9: Αποτελέσματα της μεταβολής της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, στον λόγο ηλεκτρικής προς θερμική ενέργεια, για θερμοκρασία στενωπού χαμηλής και υψηλής πίεσης 10oC και 60oC αντίστοιχα για παραγωγή ατμού 7 bar και 120 bar αντίστοιχα.

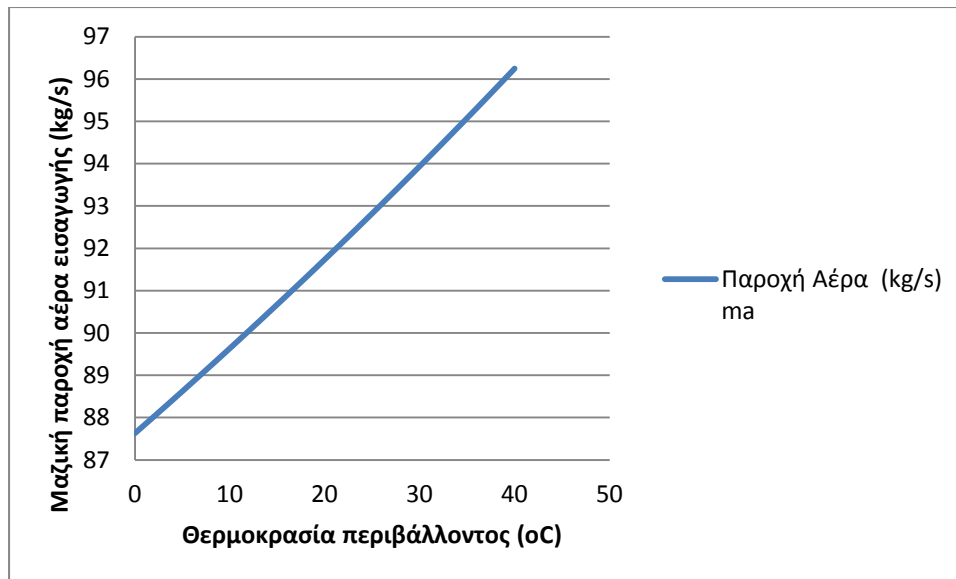
Στα διαγράμματα που παρατίθενται (2.7 και 2.8) παρατηρείται διαφορετική συμπεριφορά μεταξύ ενεργειακού και εξεργειακού βαθμού απόδοσης κατά την αύξηση της θερμοκρασίας του αέρα περιβάλλοντος. Πιο συγκεκριμένα ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης ακολουθεί ανοδική πορεία ενώ ο εξεργειακός τείνει να μειώνεται. Η συμπεριφορά αυτή είναι αναμενόμενη καθώς αύξηση της θερμοκρασίας αέρα περιβάλλοντος συνεπάγεται αύξηση της θερμοκρασίας εξόδου του συμπιεστή σύμφωνα με την παρακάτω σχέση :

$$T_2 = T_1 \left( \frac{r_c^{1-\frac{1}{\gamma}} - 1}{n_{ist}} \right)$$

Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση του λόγου παροχής καυσίμου προς παροχή αέρα λόγω της σχέσης ισοζυγίου στον θάλαμο καύσης:

$$m_a (Cp_g T_3 - Cp_a T_2) = m_f (LHV - Cp_g T_3) \rightarrow \frac{m_f}{m_a} = \frac{(Cp_g T_3 - Cp_a T_2)}{(LHV - Cp_g T_3)}$$

Επειδή λοιπόν είναι επιθυμητή η διατήρηση σταθερής παροχής καυσίμου, είναι προφανές το ότι θα αυξηθεί η μαζική παροχή του αέρα εισαγωγής, όπως φαίνεται στο διάγραμμα 2.10



Διάγραμμα 2.10: Μεταβολή της μαζικής παροχής αέρα εισαγωγής βάσει της αύξησης της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, για θερμοκρασία στενωπού χαμηλής και υψηλής πίεσης 10oC και 60oC αντίστοιχα για παραγωγή ατμού 7 bar και 120 bar αντίστοιχα.

Εφόσον η παροχή καυσίμου παραμένει σταθερή και η παροχή αέρα αυξάνεται, είναι λογικό να αυξηθεί η παροχή καυσαερίων στην έξοδο του αεριοστρόβιλου. Έτσι λοιπόν το θερμό ρεύμα που στην είσοδο του ΕΘΠΑ περιέχει περισσότερη θερμική ενέργεια με αποτέλεσμα να επιτυγχάνεται αυξημένη παραγωγή ατμού για τις επιλεγμένες συνθήκες λειτουργίας. Συνεπώς ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης ο οποίος επηρεάζεται σε μεγαλύτερο βαθμό από τα θερμικά καθήκοντα του συστήματος, συγκριτικά με τον εξεργειακό, αυξάνεται.

Η συμπεριφορά του εξεργειακού βαθμού απόδοσης οφείλεται στο γεγονός ότι, η αύξηση της θερμοκρασίας εισόδου στον συμπιεστή έχει ως αποτέλεσμα την κατανάλωση περισσότερης ενέργειας μειώνοντας έτσι το καθαρό έργο του αεριοστρόβιλου.

$$W_{gt} = W_{turbine} - 0.98W_{compressor}$$

Επειδή το καθαρό έργο αεριοστρόβιλου δεν επηρεάζεται από τον εντροπικό παράγοντα, σε αντίθεση με τα θερμικά οφέλη, η μείωσή του έχει ως επακόλουθο την μείωση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης παρά την αύξηση του έργου του ατμοστρόβιλου ( το οποίο είναι σημαντικά μικρότερο από αυτό του αεριοστρόβιλου).

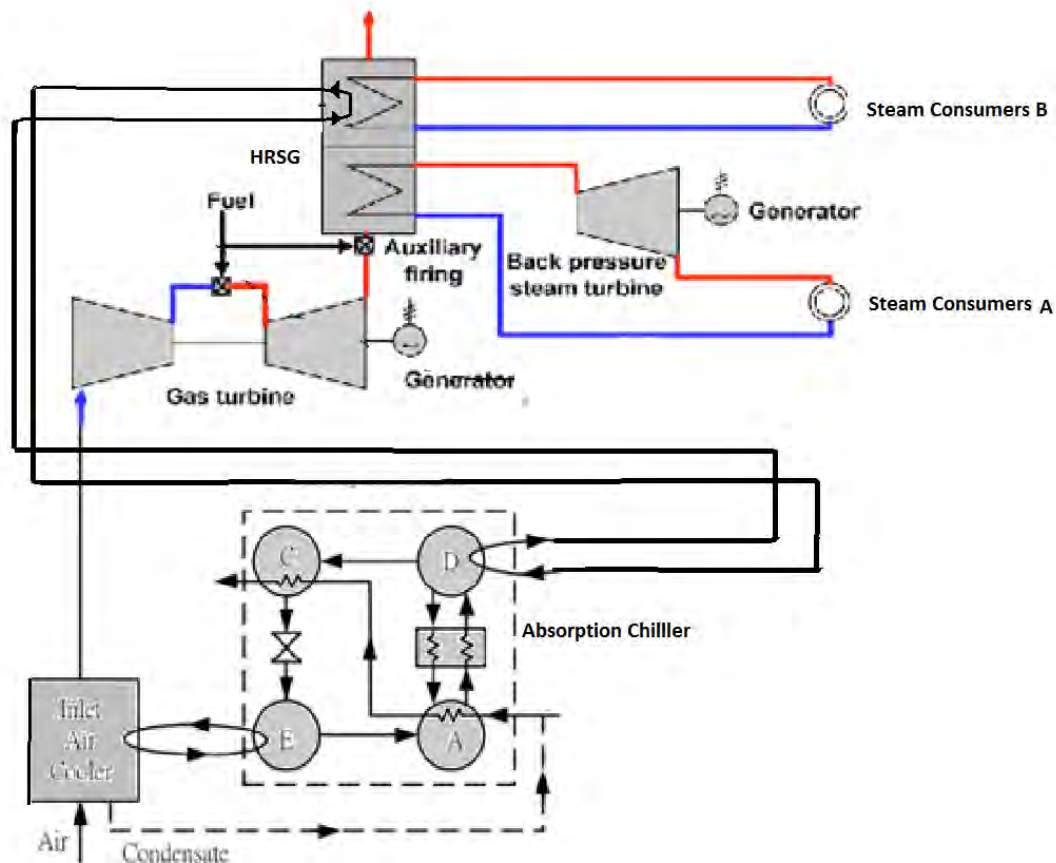
Από την παραπάνω ανάλυση συμπεραίνεται πως χαμηλές τιμές της θερμοκρασίας εισόδου επιφέρουν υψηλότερα ηλεκτρικά οφέλη. Είναι εύλογη λοιπόν η χρήση ενός συστήματος ψύξης του αέρα εισαγωγής σε συστήματα συμπαραγωγής με αυξημένο λόγο ηλεκτρικής προς θερμική ενέργεια.

Ακολουθεί ανάλυση του ίδιου συστήματος συμπαραγωγής με προσθήκη ψύξης του αέρα εισαγωγής μέσω ενός ψύκτη απορρόφησης ο οποίος εκμεταλλεύεται την περισσευούμενη

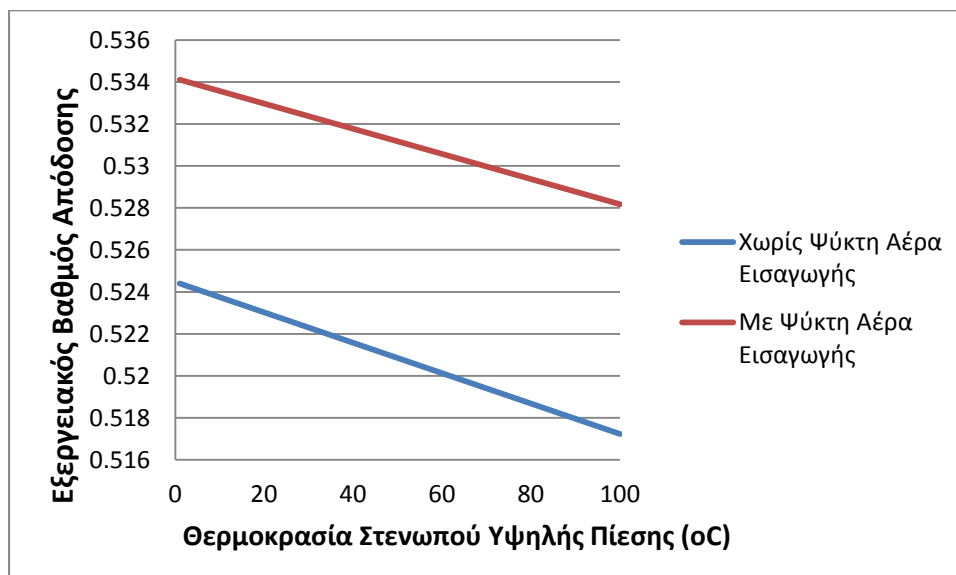
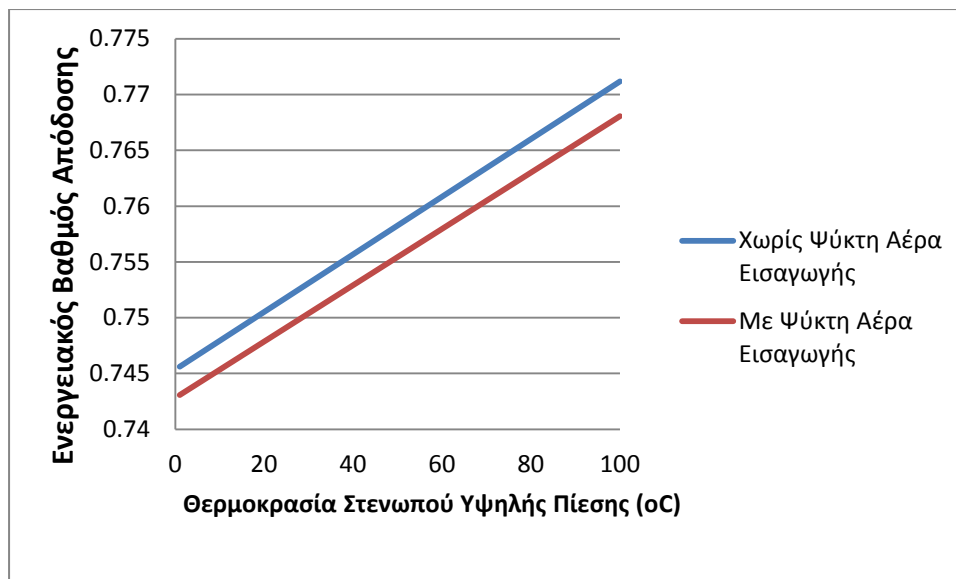


θερμότητα των καυσαερίων με σκοπό την μείωση της θερμοκρασίας του αέρα περιβάλλοντος στις συνθήκες βέλτιστης λειτουργίας.

Για την εφαρμογή αυτή έγινε επιλογή συνθηκών καλοκαιρινού μήνα ( $30^{\circ}\text{C}$ ,  $\text{RH}=60\%$ ). Η εγκατάσταση ρυθμίστηκε έτσι ώστε στην έξοδο του ψύκτη οι συνθήκες του αέρα να είναι οι εξής:  $15^{\circ}\text{C}$  και σχετική υγρασία(RH) 100%. Ο ψύκτης απορρόφησης που χρησιμοποιήθηκε για τους υπολογισμούς είναι λιθίου βρωμίου (Li-Br) με  $\text{COP}=0.8$ .

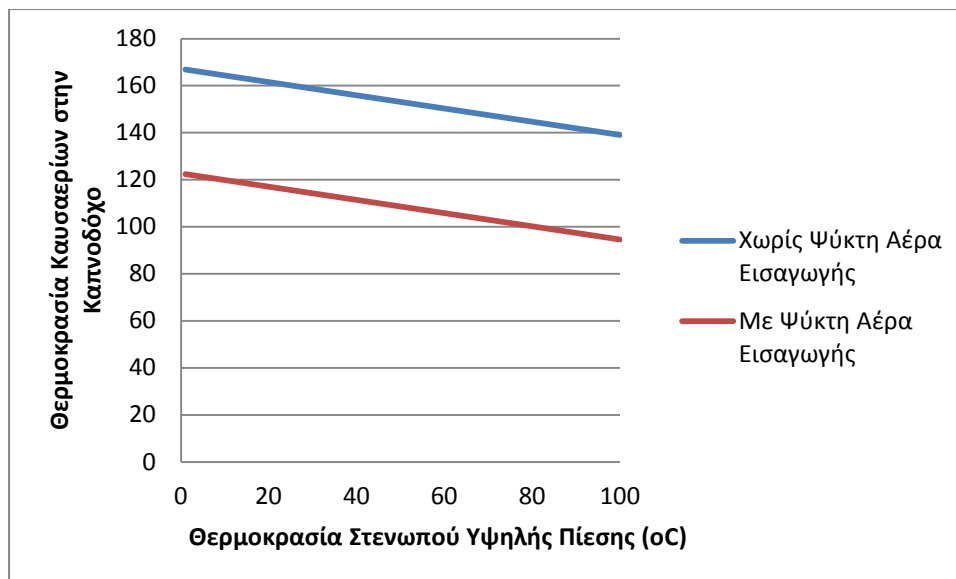


Εικόνα 5.2.1: Σκαρίφημα Συστήματος Συνδυασμένου Κύκλου Συμπαγωγής με προσθήκη ψύκτη αέρα εισόδου



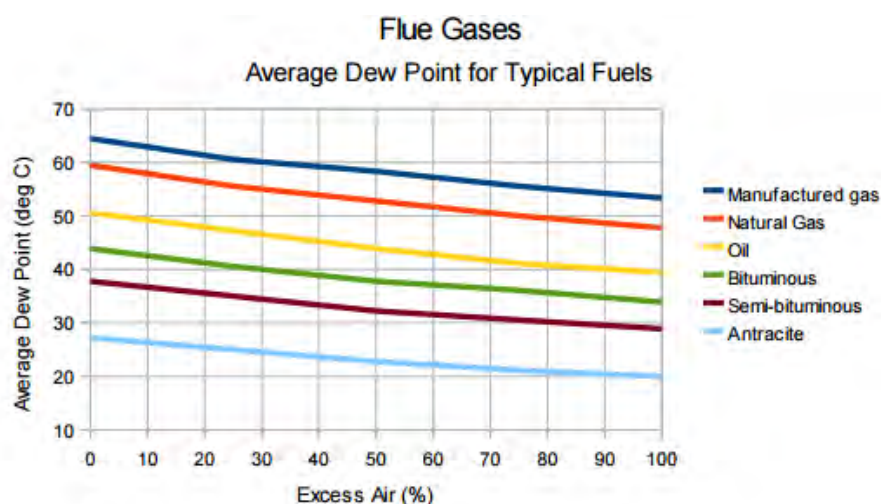
Διάγραμμα 2.11 και 2.12 : Αποτέλεσμα της Θερμοκρασίας στενωπού στην αποδοτικότητα χρήσης του καυσίμου (ενεργειακός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης ) για παραγωγή ατμού 120 bar στον ΕΘΠΑ (υψηλής πίεσης) και 7 bar στον ΕΘΠΑ (χαμηλής πίεσης) σε σύστημα με και χωρίς ψύκτη Αέρα Εισαγωγής

Παρατηρείται η αναμενόμενη βελτίωση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης λόγω της προσθήκης ψύκτη αέρα εισαγωγής καθώς αυξάνεται το καθαρό έργο του αεριοστρόβιλου. Αντίθετα ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης παρουσιάζει μικρή μείωση, εξαιτίας της αύξησης της παροχής αέρα εισόδου. Επίσης, η κλίση της πτώσης του εξεργειακού βαθμού απόδοσης κατά την άνοδο της τιμής της θερμοκρασίας στενωπού υψηλής πίεσης είναι μεγαλύτερη στην περίπτωση απουσίας ψύκτη αέρα εισόδου.



Διάγραμμα 2.13: Αποτέλεσμα της Θερμοκρασίας Στενωπού στην αποδοτικότητα χρήσης του καυσίμου στη θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων από την καπνοδόχο για παραγωγή ατμού 120 bar στον ΕΘΠΑ (υψηλής πίεσης) και 7 bar στον ΕΘΠΑ (χαμηλής πίεσης) σε σύστημα με και χωρίς ψύκτη Αέρα Εισαγωγής

Για την επίτευξη του παραπάνω αποτελέσματος η ενέργεια που καταναλώθηκε για την ψύξη του αέρα εισαγωγής επιφέρει ενδιαφέρουσα μεταβολή στην θερμοκρασία των καυσαερίων. Όπως είναι αναμενόμενο η εν λόγω θερμοκρασία εμφανίζεται μειωμένη, χωρίς όμως να παίρνει τιμές χαμηλότερες από αυτή του σημείου δρόσου των καυσαερίων φυσικού αερίου. Διάγραμμα 2.14



Διάγραμμα 2.14: Μέσο Σημείο Δρόσου Καυσαερίων για μεταβλητό σημείο περίσσειας αέρα (<http://www.engineeringtoolbox.com/>)

Στην μελέτη περίπτωσης που προηγήθηκε, δεν εξετάζεται η μεταβολή των παραμέτρων του αεριοστρόβιλου με εξαίρεση την επίδραση της θερμοκρασίας αέρα εισόδου και ό,τι αυτό συνεπάγεται όσον αφορά την λειτουργία της εγκατάστασης ως μονάδα.

## 6. Συμπεράσματα

Η εργασία αυτή έχει ως σκοπό αρχικά να αναδείξει τους τομείς της βιομηχανίας όπου υπάρχει περιθώριο βελτίωσης όσον αφορά την εξοικονόμηση ενέργειας και στην συνέχεια να προτείνει λύσεις στον τομέα της παραγωγής ατμού καθώς και της εξοικονόμησης καυσίμων μέσω της συμπαραγωγής.

Μέσα από την ανάλυση των συστημάτων ατμού εκπονήθηκαν μέτρα τόσο για την βελτίωση του συστήματος παραγωγής όσο και για το σύστημα της διανομής. Κεντρικός πυλώνας της πλειοψηφίας των ιδεών που διατυπώθηκαν είναι η ανάκτηση θερμικής ενέργειας ρευμάτων τα οποία μέχρι πρότινος δεν αξιοποιούνταν σε ικανοποιητικό βαθμό (επιστροφή συμπυκνώματος, εκμετάλλευση του νερού εκμάστευσης και του ατμού εκτόνωσης)

Όσον αφορά την συμπαραγωγή αρχικά συλλέχτηκαν δεδομένα, από την βιβλιογραφία, σχετικά με τον βαθμό αξιοποίησης παρόμοιων τεχνολογιών στον βιομηχανικό χώρο της Ευρωπαϊκής Ένωσης. Αφού έγινε εκτενής ανάλυση της βιβλιογραφίας, επιλέχθηκε η ανάλυση δύο διαφορετικών συστημάτων (κύκλος Brayton και συνδυασμένος κύκλος με και χωρίς ψύξη αέρα εισαγωγής) και εξετάστηκε η μεταβολή της αποδοτικότητάς τους κατά μεταβολή σχεδιαστικών παραμέτρων (θερμοκρασία στενωπού  $\Delta T_p$ , πίεση λειτουργίας ΕΘΠΑ, θερμοκρασία αέρα εισόδου) . Τελικά από την μελέτη περίπτωσης 1 λήφθηκε σαν γενικό συμπέρασμα ότι δεν είναι εφικτή η αέναη αύξηση της αποδοτικότητας του συστήματος χωρίς την ταυτόχρονη προσέγγιση απαγορευτικού κόστους εξοπλισμού του εναλλάκτη (μεγάλη επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας). Στην μελέτη περίπτωσης 2 αποτυπώνεται η επίδραση της μεταβολής της θερμοκρασίας στενωπού στην αναλογία ηλεκτρικής προς θερμική ενέργεια και πως αυτή δημιουργεί ιδιαιτερότητες στην συμπεριφορά του ενεργειακού και εξεργειακού βαθμού απόδοσης.

## Βιβλιογραφία

- [1]Einstein, Dan; Worrell, Ernst; Khrushch, Marta (2001), Steam systems in industry: Energy use and energy efficiency improvement potentials , Lawrence Berkeley National Laboratory,
- [2] :Crawford, F.H. (1963). Heat, Thermodynamics, and Statistical Physics, Rupert Hart-Davis, London, Harcourt, Brace & World, Inc.
- [3]: Klaas Jan Kramer, Eric Masanet, Tengfang Xu, and Ernst Worrell (2009), Energy Efficiency Improvement and Cost Saving Opportunities for the Pulp and Paper Industry , Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory,
- [4]Steam Engineering Tutorials, Spirax Sarco, <http://www.spiraxsarco.com/>
- [5] Μποντόζογλου Β., ΣΥΣΚΕΥΕΣ ΘΕΡΜΙΚΩΝ ΔΙΕΡΓΑΣΙΩΝ, Διδακτικές σημειώσεις, Παν. Θεσσαλίας, 2014.
- [6] Steamgard Engineering Company, <http://www.steamgard.com>
- [8]James R. Risko (2011), Understanding Steam Traps - American Institute of Chemical Engineers (AIChE), Chemical Engineering Progress, February Volume., pages 21-26
- [9] Canadian Industry Program for Energy Conservation (CIPEC) 2001
- [10] , YunasA. Cengel AfshinJ. Ghajar, Μεταφορά ΜάζαςκαιΘερμότητας 4<sup>η</sup> έκδοση Εκδόσεις Τζιόλα
- [11] Baeb P.R and R.E. Barth (1994) Insulate Heat Tracing Systems Correctly
- [12] Cogeneration and Cogeneration Schematic, [www.clarke-energy.com](http://www.clarke-energy.com)
- [13] COGEN Europe Knowledge Centre ([www.cogeneurope.eu](http://www.cogeneurope.eu))
- [14] Anna Shipley , Anne Hampson , Bruce Hedman Patti Garland , and Paul Bautista (2008), Combined Heat and Power – Effective Energy Solutions for a Sustainable Future, Oak Ridge National Laboratory
- [15] Lester C. Lichty (1967), Combustion Engine Processes, McGraw-Hill
- [16] Σταμάτης Α. (2006), Σημειώσεις Στροβιλομηχανών, Παν. Θεσσαλίας
- [17] Aurel Stodola :Steam and Gas Turbines: With a Supplement on The Prospects of the Thermal Prime Mover, Tome 1 (1927). McGraw Hill, 6<sup>th</sup> reprint, chapter XI (The gas turbine) , page:1173
- [18] Gazo generator, Boilers for Power Process ( <http://gazogenerator.com/>)
- [19]Encyclopedia Britannica (1931-02-11). "Sir Charles Algernon Parsons (British engineer) - Britannica Online Encyclopedia". Britannica.com
- [20]:Cengel, Yunus A.; Boles (2001), Michael A. Published Thermodynamics: 4th An Engineering Approach, College Boston, MA., McGraw-Hill

- [21] Eric Granryd & Bjorn Palm, (2005) Refrigerating engineering, Stockholm Royal Institute of Technology,
- [22]: , A Khaliq,S.C Kaushik,(2003)Thermodynamic performance evaluation of combustion gas turbine cogeneration system with reheat Applied Thermal Engineering ,Volume 24, Issue 13, Pages 1785–1795
- [23] Tata Yahya (2005), S.M. Turbines, Compressors and Fans. Mc Graw Hill
- [24] Inner workings of combined-cycle power plant, GENERAL ELECTRIC (powergen.gepower.com)
- [25]F.J. Wang,J.S. Chiou,(2004) Integration of steam injection and inlet air cooling for a gas turbine generation system ,Energy Conversion and ManagementVolume 45, Issue 1, January 2004, Pages 15–26
- [26] ZORYA-MASHPROEKT state enteprize gas turbine scientific production complex (<http://eng.zmturbines.com>),Units for Power Generation
- [27]E Bilge, (2005) Exergetic and engineering analyses of gas turbine based cogeneration systems, EnergyVolume 25, Issue 12, Pages 1215–1229
- [28] Basic HVAC System calculations (ASHRAE Handbook, Fundamentals)
- [29]Pouria Ahmadi,Ibrahim Dince, May 2011, Thermodynamic analysis and thermoeconomic optimization of a dual pressure combined cycle power plant with a supplementary firing unit, Energy Conversion and Management Volume 52, Issue 5, Pages 2296–2308