

ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ ΕΚΠΑΙΔΕΥΤΙΚΟ ΙΔΡΥΜΑ ΠΑΤΡΑΣ

ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ

ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**ΜΕΛΕΤΗ ΑΤΜΟΗΛΕΚΤΡΙΚΟΥ ΣΤΑΘΜΟΥ ΘΕΡΜΙΚΗΣ
ΙΣΧΥΟΣ 100 GJ/h ΒΙΟΜΗΧΑΝΙΑΣ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ
ΖΑΧΑΡΗΣ**



ΣΠΟΥΔΑΣΤΗΣ: ΕΓΓΛΕΖΟΠΟΥΛΟΣ ΧΑΡΑΛΑΜΠΟΣ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ : ΓΙΑΝΝΟΠΟΥΛΟΣ ΑΝΔΡΕΑΣ

ΑΝΑΠΛΗΡΩΤΗΣ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ

ΠΑΤΡΑ 2012

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Το παρόν τεύχος που κρατάτε στα χέρια σας αποτελεί την Πτυχιακή εργασία που εκπονήθηκε στο τμήμα Μηχανολογίας του Τεχνολογικού Εκπαιδευτικού Ιδρύματος Πάτρας και πραγματεύεται την μελέτη εγκατάστασης ατμολέβητα που σε συνεργασία με ατμοστρόβιλο καλύπτουν τις ενεργειακές ανάγκες ενός εργοστασίου παραγωγής ζάχαρης.

Η μελέτη θα ασχοληθεί με τα ενεργειακά και τα κατασκευαστικά στοιχεία μιας τέτοιας εγκατάστασης δηλαδή του ατμολέβητα αλλά και τον περιφερειακών συστημάτων. Η παρούσα πτυχιακή εργασία θα μπορούσε να αποτελεί μέρος πραγματικής μελέτης μιας εγκατάστασης ατμολέβητα καθώς επιχειρήθηκε να δοθούν ρεαλιστικές λύσεις στα υπολογιστικά προβλήματα που παρουσιάζουν τέτοια συστήματα.

Θέλω να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα καθηγητή μου Ανδρέα Γιαννόπουλο Αναπληρωτή Καθηγητή του Τμήματος Μηχανολογίας που με τις γνώσεις του και την μεθοδικότητα του «γνώρισα» την θεωρία του ατμού και την ενεργειακή μηχανολογία καθώς επίσης και για την βοήθεια του ώστε να ολοκληρωθεί αυτή η εργασία.

Εγγλεζόπουλος Χαράλαμπος

Μάιος 2012

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Το αντικείμενο της παρούσης πτυχιακής εργασίας είναι η μελέτη ατμολέβητα υπέρθερμου ατμού 60 atü, 450°C, θερμικής ισχύος 100 GJ/h και ατμοστρόβιλου με αντίθλιψη 4 atü. Ο ατμολέβητας θα χρησιμοποιεί ως καύσιμο βαρύ πετρέλαιο (μαζούτ 3500°Red.). Όλος ο ατμός θα περνά από τον ατμοστρόβιλο και στην συνέχεια με την χαμηλή πίεση της αντίθλιψης θα τροφοδοτεί εργοστάσιο ζάχαρης και θα καλύπτει τις θερμικές ανάγκες του. Θα μελετηθούν επίσης διάφορες βοηθητικές εγκαταστάσεις, όπως: επεξεργασία νερού, εναλλάκτες θερμότητας, συλλογή συμπυκνωμάτων, αποθήκευση και τροφοδοσία καυσίμου. Όλη η εγκατάσταση θα παρουσιαστεί σε μονογραμμικό διάγραμμα.

Η ενεργοβόρος διαδικασία της παραγωγής της ζάχαρης και της επεξεργασίας των παραπροϊόντων έχει καταστήσει το μοντέλο συμπαραγωγής θερμικής και ηλεκτρικής ενέργειας κατάλληλο για να καλύψει τις ανάγκες τέτοιων βιομηχανιών. Έτσι η μελέτη, κατασκευή και λειτουργία μιας τέτοιας εγκατάστασης δεν είναι δευτερευούσης σημασίας για το σύνολο του εργοστασίου αλλά αποτελεί τον κορμό πάνω στον οποίο θα σχεδιαστεί θα κατασκευαστεί και θα λειτουργήσει ολόκληρο το εργοστάσιο.

Η μελέτη που πραγματεύεται η παρούσα πτυχιακή εργασία έχει την παρακάτω δομή ανά κεφάλαιο:

Στο πρώτο κεφάλαιο αναπτύσσονται τα βασικότερα στοιχεία εγκαταστάσεων συμπαραγωγής και οι έννοιες που τα διέπουν και που θα μας απασχολήσουν στην παρούσα πτυχιακή εργασία. Αναπτύσσονται δηλαδή τα τεχνικά στοιχεία των ατμολεβήτων και των ατμοστροβίλων, οι αρχές λειτουργίας τους όπως και οι διάφοροι τύποι τους. Ακόμα δίνονται τα βασικότερα στάδια επεξεργασίας της ζάχαρης όπως και οι έννοιες των σταθμών παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας.

Στο δεύτερο κεφάλαιο γίνεται αναφορά στα διάφορα περιφερικά συστήματα και εξαρτήματα που απαρτίζουν τα δίκτυα ατμών.

Στο τρίτο κεφάλαιο υπολογίζονται τα βασικότερα στοιχεία της καύσης όπως η θερμογόνος δύναμη του καυσίμου και οι ποσότητες των καυσαερίων.

Στο τέταρτο κεφάλαιο υπολογίζονται βασικά θερμοδυναμικά και θερμοτεχνικά στοιχεία της εγκατάστασης όπως τα σημεία του θερμοδυναμικού κύκλου Rankine, η ατμοπαραγωγή, η κατανάλωση καυσίμου, η ισχύς του ατμοστροβίλου η θερμική και ηλεκτρική ισχύς της εγκατάστασης.

Στο πέμπτο κεφάλαιο υπολογίζονται οι διαστάσεις της εστίας όπως επίσης και οι επιφάνειες του υπερθερμαντήρα, προθερμαντήρα, αρχικό και τελικό τμήμα και η ακτινοβολούμενη επιφάνεια. Ο υπολογισμός των θερμαινόμενων επιφανειών όπως επίσης και της εστίας γίνεται βάση της θερμικής ισχύς που δέχονται από την ακτινοβολία της φλόγας της καύσης αλλά και των θερμών καπναερίων.

Στο έκτο κεφάλαιο υπολογίζονται οι δεξαμενές αποθήκευσης και χρήσης του καυσίμου όπως επίσης και ο σωλήνας μεταφοράς και η αντλία πετρελαίου.

Στο έβδομο κεφάλαιο υπολογίζονται οι χρήσεις του ατμού για την κάλυψη των θερμικών αναγκών του ατμολέβητα αλλά και του εργοστασίου ζάχαρης. Συγκεκριμένα υπολογίζονται οι παροχές ατμών, τα παραγόμενα συμπυκνώματα και οι δευτερεύων ατμοί που παράγονται στις ατμοπαγίδες. Ακόμα υπολογίζονται η διατομή της γραμμής συνοδείας και οι επιφάνειες των εναλλακτών κλωβού και προθέρμανσης καυσίμου.

Στο όγδοο κεφάλαιο υπολογίζονται οι διαστάσεις των δοχείων συμπυκνωμάτων και οι χωρητικότητες τους.

Στο κεφάλαιο εννέα υπολογίζονται τα κυριότερα στοιχεία της επεξεργασίας νερού και της αποσκλήρυνσης. Πιο αναλυτικά υπολογίζονται οι ποσότητες στρατσώνας, τροφοδοτικού και αντλούμενου νερού. Ακόμα υπολογίζονται ο εναλλάκτης του εκτονούμενου νερού της στρατσώνας όπως και οι ποσότητες των ρητινών και των αναγεννητικών διαλυμάτων των αποσκληρυντών.

Στο δέκατο κεφάλαιο υπολογίζονται βασικά εξαρτήματα, που αφορούν την κατασκευή του ατμολέβητα και της εγκατάστασης. Πιο αναλυτικά υπολογίζονται διατομές βασικών σωληνώσεων νερού και ατμού, κατασκευαστικά στοιχεία του τυμπάνου του δοχείου απαεριωτή, η ισχύς της αντλίας τροφοδοτικού νερού και κατασκευαστικά στοιχεία του εναλλάκτη εκτόνωσης νερού στρατσώνας.

Τέλος στο ενδέκατο και τελευταίο κεφάλαιο παρατίθενται πίνακες αποτελεσμάτων από τους υπολογισμούς όλων των προηγούμενων κεφαλαίων όπως επίσης και το μονογραμμικό διάγραμμα της εγκατάστασης.

ΠΡΟΛΟΓΟΣ	ii
ΠΕΡΙΛΗΨΗ	iii
ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ	iv
ΕΙΣΑΓΩΓΗ	1
1.ΒΑΣΙΚΕΣ ΕΝΝΟΙΕΣ	
1.1 Η επεξεργασία της ζάχαρης.....	3
1.2 Παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.....	4
1.3 Σταθμοί παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας.....	5
1.4 Ατμολέβητες.....	5
1.4.1 Αρχή λειτουργίας.....	5
1.4.2 Βασικά μέρη ατμολέβητα.....	6
1.4.3 Διαδρομή νερού ατμού.....	7
1.4.4 Τύποι ατμολεβήτων.....	7
1.5 Ατμοστρόβιλος.....	10
1.5.1 Αρχή λειτουργίας – διάταξη.....	10
1.5.2 Θερμοδυναμικός κύκλος ατμοστροβίλου.....	11
1.5.3 Είδη ατμοστροβίλων.....	12
2. ΕΞΟΠΛΙΣΜΟΣ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΕΩΝ ΑΤΜΟΛΕΒΗΤΩΝ	
2.1 Ατμοπαγίδες.....	13
2.1.1 Γενικά.....	13
2.1.2 Τύποι ατμοπαγίδων.....	13
2.2 Ατμοφράκτες.....	17
2.3 Μειωτές πίεσης ατμού.....	18
2.4 Αντλίες.....	18
2.5 Δοχεία πίεσεως.....	19
2.6 Καυστήρες.....	21

2.6.1 Γενικά.....	21
2.6.2 Διάκριση των καυστήρων.....	21
2.7 Εναλλάκτης θερμότητας.....	23
2.7.1 Γενικά.....	23
2.7.2 Διάκριση εναλλακτών θερμότητας.....	24
2.7.3 Είδη εναλλακτών θερμότητας.....	24

3. ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΤΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

3.1 Γενικά.....	27
3.2 Παραδοχές υπολογισμού.....	27
3.3 Στοιχειομετρική σύσταση καυσίμου.....	27
3.4 Κατωτέρα θερμογόνος δύναμη καυσίμου 3500°Red.....	28
3.5 Ποσότητες καπναερίων-αέρα καύσης.....	29

4. ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ

4.1 Γενικά.....	33
4.2 Αρχικά δεδομένα.....	33
4.3 Υπολογισμός ατμοπαραγωγής.....	36
4.4 Διάγραμμα κύκλου Rankine.....	36
4.5 Ωριαία κατανάλωση καυσίμου.....	43
4.6 Υπολογισμός ισχύς ατμοστρόβιλου.....	44
4.7 Υπολογισμός ηλεκτρικής ισχύος.....	46
4.8 Υπολογισμός θερμικής ισχύος.....	46
4.9 Λόγος ηλεκτρικής προς θερμική ισχύς.....	47
4.10 Συνολικός βαθμός απόδοσης της εγκατάστασης.....	47
4.11 Δείκτης F ολικής ισχύος.....	48
4.12 Δείκτης F ηλεκτρικής ισχύος.....	48
4.13 Ισοζύγιο ενεργείας.....	48
4.14 Συνολική απορριπτόμενη θερμότητα στο περιβάλλον.....	51

5. ΕΣΤΙΑ- ΘΕΡΜΑΙΝΟΜΕΝΕΣ ΕΠΙΦΑΝΕΙΕΣ

5.1 Γενικά.....	52
5.2 Θερμότητα που αποδίδεται στον φλογοθάλαμο.....	52
5.3 Διαστάσεις φλογοθαλάμου.....	53
5.4 Θεωρητική θερμοκρασία φλογοθαλάμου.....	54
5.5 Ακτινοβολούμενη επιφάνεια.....	55
5.6 Πραγματική θερμοκρασία φλογοθαλάμου.....	56
5.7 Θερμότητα αποδιδόμενη με ακτινοβολία στον φλογοθάλαμο.....	58
5.8 Συνολική θερμότητα προσδιδόμενη για ατμοποίηση.....	58
5.9 Αρχικό τμήμα.....	60
5.9.1 Θερμαινόμενη επιφάνεια αρχικού τμήματος.....	61
5.10 Υπερθερμαντήρας ατμού.....	63
5.10.1 Θερμότητα που αποδίδεται στον υπερθερμαντήρα ατμού.....	63
5.10.2 Θερμοκρασία καπναερίων μετά τον υπερθερμαντήρα.....	63
5.10.3 Θερμαινόμενη επιφάνεια υπερθερμαντήρα.....	64
5.11 Τελικό τμήμα.....	66
5.11.1 Θερμότητα που αποδίδεται στο τελικό τμήμα του λέβητα.....	66
5.11.2 Θερμοκρασία καπναερίων μετά το τελικό τμήμα.....	66
5.11.3 Θερμαινόμενη επιφάνεια τελικού τμήματος.....	68
5.12 Προθερμαντήρας νερού.....	68
5.12.1 Προσδιδόμενη θερμότητα μέσω του προθερμαντήρα.....	68
5.12.2 Θερμοκρασία καυσαερίων μετά τον προθερμαντήρα.....	68
5.12.3 Θερμαινόμενη επιφάνεια προθερμαντήρα.....	70
5.13 Ειδική ατμοποίηση.....	70
5.14 Πυκνότητα ροής θερμότητας.....	71
5.15 Διάγραμμα επιφανειών και θερμοκρασιών.....	71
5.16 Ισολογισμός θερμότητας.....	73

6.ΔΕΞΑΜΕΝΕΣ-ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΜΑΖΟΥΤ

6.1 Γενικά.....	75
6.2 Μεγέθη δεξαμενών αποθήκευσης καυσίμου.....	76
6.3 Σωλήνας μεταφοράς καυσίμου.....	77
6.4 Αντλία πετρελαίου.....	79
6.5 Δεξαμενή καυσίμου καθημερινής χρήσης.....	80

7.ΧΡΗΣΕΙΣ ΑΤΜΟΥ

7.1 Γενικά.....	81
7.2 Προθέρμανση μαζούτ με χρήση κλωβού.....	81
7.2.1 Παροχή ατμού στον κλωβό- εναλλάκτη.....	82
7.2.2 Παραγωγή δευτερεύοντος ατμού στην ατμοπαγίδα του κλωβού –εναλλάκτη.....	84
7.2.3 Επιφάνεια σερπαντίνας εναλλάκτη κλωβού.....	85
7.3 Προθέρμανση καυσίμου μαζούτ 3500 °Redwood.....	87
7.3.1 Παροχή ατμού στον προθερμαντήρα καυσίμου.....	87
7.3.2 Παραγωγή δευτερεύοντος ατμού μετά την ατμοπαγίδα του προθερμαντήρα καυσίμου.....	88
7.3.3 Επιφάνεια εναλλάκτη προθερμαντήρα καυσίμου.....	89
7.4 Γραμμή συνοδείας.....	90
7.4.1 Απώλειες καυσίμου κατά την λειτουργία.....	91
7.4.2 Θερμότητα προθέρμανσης κατά το ξεκίνημα.....	93
7.4.3 Παροχή μάζας ατμού.....	94
7.4.4 Παραγωγή δευτερεύοντος ατμού στην ατμοπαγίδα της γραμμής συνοδείας.....	95
7.6 Χρήσεις ατμού στο εργοστάσιο ζάχαρης.....	96
7.6.1 Παραγωγή δευτερεύοντος ατμού από τις ατμοπαγίδες των χρήσεων.....	97
7.6.2 Χρήση του ατμού αποτονώσεως.....	98

7.6.3 Παραγωγή δευτερεύον ατμού στην ατμοπαγίδα του εναλλάκτη χρήσης ατμού αποτόνωσης.....	99
7.6.4 Επιφάνεια εναλλάκτη χρήσης ατμού αποτόνωσης	100
8 . ΣΥΜΠΥΚΝΩΜΑΤΑ	
8.1 Γενικά.....	101
8.2 Δοχείο συμπυκνωμάτων Α.....	102
8.3 Δοχείο συμπυκνωμάτων Β.....	104
8.4 Δοχείο συμπυκνωμάτων Γ.....	106
9. ΕΠΕΞΕΡΓΑΣΙΑ ΝΕΡΟΥ-ΣΤΡΑΤΣΩΝΑ	
9.1 Γενικά.....	109
9.2 Υπολογισμός ποσότητας νερού στρατσώνας.....	109
9.3 Υπολογισμός ποσότητας τροφοδοτικού νερού.....	111
9.4 Υπολογισμός ποσότητας αντλούμενου νερού.....	112
9.5 Ισοζύγιο νερού στον ατμολέβητα.....	112
9.6 Εκτόνωση νερού στρατσώνας.....	114
9.7 Υπολογισμός εναλλάκτη νερού στρατσώνας.....	116
9.7.1 Υπολογισμός θερμότητας που μεταβιβάζεται στον εναλλάκτη.....	116
9.7.2 Υπολογισμός θερμοκρασίας εξόδου αποσκληρυσμένου νερού.....	117
9.7.3 Επαλήθευση της θερμοκρασίας εξόδου του απορριπτόμενου νερού....	117
9.7.4 Επιφάνεια εναλλάκτη.....	118
9.8 Αποσκλήρυνση.....	119
9.9 Αποσκληρυντής Α.....	119
9.9.1 Ποσότητα νερού αποσκληρυντή Α από αναγέννηση σε αναγέννηση....	119
9.9.2 Ποσότητα ρητίνης αποσκληρυντή Α.....	120
9.9.3 Ποσότητα αναγεννητικού διαλύματος αποσκληρυντή Α.....	120
9.10 Αποσκληρυντής Β.....	121
9.10.1 Ποσότητα νερού αποσκληρυντή Β από αναγέννηση σε αναγέννηση.....	121
9.10.2 Ποσότητα ρητίνης αποσκληρυντή Β.....	122

9.10.3 Ποσότητα αναγεννητικού διαλύματος αποσκληρυντή Β.....	122
10.ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ	
10.1 Γενικά.....	123
10.2 Υπολογισμός σωληνώσεων ατμού-νερού.....	124
10.2.1 Υπολογισμός κύριου σωλήνα υπέρθερμου ατμού.....	124
10.2.2 Υπολογισμός σωλήνα ατμού μετά την αντίθλιψη του ατμοστρόβιλου.....	126
10.2.3 Υπολογισμός σωλήνα τροφοδοτικού νερού.....	128
10.3 Υπολογισμός κατασκευαστικών στοιχείων τυμπάνου.....	130
10.4 Θερμοτεχνικός και κατασκευαστικός υπολογισμός δοχείου απαεριοτή και δεξαμενής τροφοδοτικού νερού.....	133
10.4.1Κατασκευαστικά στοιχεία δεξαμενής τροφοδοτικού νερού.....	136
10.5 Κατασκευαστικά στοιχεία εναλλάκτη του νερού εκτόνωσης της στρατσώνας....	137
10.6 Υπολογισμός αντλίας τροφοδοτικού νερού.....	140

11.ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΜΕΛΕΤΗΣ

11.1 Γενικά.....	142
11.2 Συγκεντρωτικοί πίνακες αποτελεσμάτων.....	142
11.2.1 Συγκεντρωτικός πίνακας εγκατάστασης.....	142
11.2.2 Συγκεντρωτικός πίνακας θερμοδυναμικών στοιχείων ατμού-νερού.....	143
11.2.3 Πίνακας θερμοτεχνικών και κατασκευαστικών στοιχείων εστίας.....	143
11.2.4 Πίνακας θερμοτεχνικών στοιχείων θερμαινόμενων επιφανειών.....	144
11.2.5 Συγκεντρωτικοί πίνακες ατμού.....	144
11.2.6 Συγκεντρωτικός πίνακας συμπυκνωμάτων.....	145
11.2.7 Πίνακας δοχείων συμπυκνωμάτων.....	146
11.2.8 Πίνακας Αποσκληρυντών Α,Β	147
11.2.9 Πίνακας κατασκευαστικών στοιχείων σωληνώσεων.....	147
11.2.10 Πίνακας κατασκευαστικών στοιχείων τυμπάνου ατμολέβητα.....	148

11.2.11 Συγκεντρωτικός πίνακας θερμοτεχνικών και κατασκευαστικών στοιχείων εναλλάκτου εκτόνωσης νερού στρατσώνας.....	148
11.2.12 Πίνακας Διεργασιών νερού-ατμού.....	149
11.2.13 Πίνακας δεξαμενών καυσίμου.....	149
11.2.14 Πίνακας αντλιών εγκατάστασης.....	150
11.3 Μονογραμμικό διάγραμμα της εγκατάστασης.....	151
11.3.1 Υπόμνημα μονογραμμικού διαγράμματος της εγκατάστασης.....	152
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	153

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Στις μέρες μας μεγάλο μέρος της παγκόσμιας παραγωγής ενέργειας σχετίζεται με την λειτουργία των ατμολεβήτων. Η συμπαραγωγή ηλεκτρισμού και θερμότητας έχει καταστεί απαραίτητη μέθοδος για την εξοικονόμηση ενέργειας σε εργοστασιακές εγκαταστάσεις οι οποίες καταναλώνουν και ηλεκτρική αλλά και θερμική ενέργεια. Το όφελος από την εξοικονόμηση ενέργειας για μια εγκατάσταση –εργοστάσιο με συγκεκριμένα φορτία είναι τέτοιο ώστε να δικαιολογεί την κατασκευή ενός συστήματος συμπαραγωγής ηλεκτρισμού–θερμότητας, την συντήρηση του όπως και την εκπαίδευση εξειδικευμένου προσωπικού που απαιτείται.

Συστήματα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού θερμότητας σήμερα χρησιμοποιούν βιομηχανίες ζάχαρης, κλωστοϋφαντουργίας, γαλακτοκομικών προϊόντων και άλλες που έχουν μεγάλη παράδοση στην βιομηχανική ιστορία της Ελλάδας και εξακολουθούν να αποτελούν μεγάλο μέρος της βιομηχανικής δραστηριότητας της χώρας. Στα πλαίσια αυτά εκπονήθηκε η παρούσα πτυχιακή εργασία με στόχο την εμπάθυνση της γνώσης του σπουδαστή στην θεωρία του ατμού, των τεχνολογιών και των εφαρμογών του.

Για την καλύτερη κατανόηση της μελέτης από τον αναγνώστη παρακάτω δίνεται μια περιγραφή της εγκατάστασης του ατμολέβητα και των περιφερικών εξαρτημάτων του.

Στην παρούσα πτυχιακή εργασία μελετήθηκε εγκατάσταση ατμολέβητα θερμικής ισχύος 100Gj/h υπέρθερμου ατμού πίεσης 60Bar και θερμοκρασίας 450°C για την εξυπηρέτηση των ενεργειακών αναγκών εργοστασίου παραγωγής ζάχαρης. Ο υπέρθερμος ατμός εισέρχεται σε ατμοστρόβιλο όπου και αντιθλίβεται σε πίεση 5 bar. Από εκεί ο ατμός οδηγείται στις κύριες χρήσεις του. Οι κύριες χρήσεις του είναι οι εξής: α) οι χρήσεις ατμού μέσης πίεσης στο εργοστάσιο της ζάχαρης όπου ο ατμός αποδίδει το θερμικό φορτίο που μεταφέρει β) οι βοηθητικές χρήσεις του ατμού για την εγκατάσταση του ατμολέβητα όπως η προθέρμανση του καύσιμου.

Ο ατμολέβητας είναι εφοδιασμένος με υπερθερμαντήρα ατμού και προθερμαντήρα νερού και βέβαια με επιφάνειες ατμοποίησης μέσα στον φλογοθάλαμο και στο κανάλι απαγωγής των καπναερίων.

Ο ατμοστρόβιλος έχει ονομαστική ισχύ 5 MW ενώ η γεννήτρια παράγει ηλεκτρική ισχύ 4,7 MW.

Η εγκατάσταση καταναλώνει καύσιμο μαζούτ. Η αποθήκευση του γίνεται σε δυο υπαίθριες δεξαμενές ώστε να υπάρχει μεγάλη αυτονομία καυσίμου και να διασφαλίζεται μια εφεδρική τροφοδοσία. Οι δεξαμενές αποθήκευσης προθερμαίνονται

με κλωβούς εναλλάκτες ώστε να είναι εφικτή η άντληση του πετρελαίου. Ακόμα η σωλήνα τροφοδοσίας προθερμαίνεται μέσω της γραμμής συνοδείας ώστε να μην παγώνει το καύσιμο μέσα στην σωλήνα κατά την διάρκεια που δεν γίνεται άντληση καυσίμου. Τέλος στον χώρο του ατμολέβητα βρίσκεται δεξαμενή τροφοδοσίας των καυστήρων της εγκατάστασης με καύσιμο.

Ο λέβητας κατά την διάρκεια της λειτουργίας του θα υπόκειται σε στρατσώνα δηλαδή θα αφαιρείται ποσότητα νερού από το τύμπανο του ατμολέβητα η οποία θα οδηγείται σε εκτονωτικό δοχείο. Η στρατσώνα προστατεύει τον λέβητα από την συγκέντρωση λεβητόλιθου. Μετά το εκτονωτικό δοχείο μέρος της ποσότητας της στρατσώνας θα οδηγείται σε εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας και από εκεί στην αποχέτευση. Μέρος του ατμού που παράγεται στην εκτόνωση της στρατσώνας οδηγείται στον απαεριωτή της δεξαμενής τροφοδοσίας, ο υπόλοιπος ρίχνεται στο περιβάλλον.

Η εγκατάσταση για να καλύψει την αναγκαία ποσότητα τροφοδοτικού νερού, αντλεί νερό από πηγή και έπειτα αφού το επεξεργαστεί σε σύστημα αποσκληρυντών το θερμαίνει στον εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας της στρατσώνας. Το αποσκληρυμένο και θερμασμένο νερό ρίχνεται στον απαεριωτή της δεξαμενής τροφοδοσίας.

Η εγκατάσταση διαθέτει ένα εκτεταμένο δίκτυο συμπυκνωμάτων με τρία δοχεία συγκέντρωσης των. Στο δίκτυο των συμπυκνωμάτων των χρήσεων ατμού του εργοστασίου ζάχαρης χρησιμοποιούνται δυο δοχεία συμπυκνωμάτων λόγο ότι η μεγάλη ποσότητα ατμού αποτονώσεως που παράγεται χρήζει εκμετάλλευσης και για αυτό ο ατμός αποτονώσεως του πρώτου δοχείου οδηγείται σε εναλλάκτη ατμού – νερού. Αφού εκμεταλλευτούμε τον δευτερεύοντα ατμό για την θέρμανση ζεστού νερού οδηγούμε τα συμπυκνώματα του σε δεύτερη δεξαμενή. Ο ατμός αποτονώσεως που θα παραχθεί στην ατμοπαγίδα του εναλλάκτη θα ριφθεί στο περιβάλλον. Στο περιβάλλον θα ριφθούν και όλοι οι ατμοί αποτονώσεως που θα παραχθούν στις υπόλοιπες χρήσεις του κυρίως ατμού.

Τέλος όλα τα συμπυκνώματα που θα συλλεχθούν θα οδηγηθούν στην δεξαμενή τροφοδοσίας του ατμολέβητα όπως επίσης και το αποσκληρυμένο νερό και ένα μέρος του ατμού που παράγεται στην εκτόνωση της στρατσώνας. Το τροφοδοτικό νερό τέλος υφίσταται αύξηση της πίεσης από την αντλία και οδηγείται στον προθερμαντήρα νερού.

1. ΒΑΣΙΚΕΣ ΕΝΝΟΙΕΣ

1.1 Η ΕΠΕΞΕΡΓΑΣΙΑ ΤΗΣ ΖΑΧΑΡΗΣ

Η ΖΑΧΑΡΗ

Η ζάχαρη είναι οργανική κρυσταλλική ουσία παραγόμενη από την επεξεργασία διαφόρων φυτών όπως: ζαχαροκάλαμο, ζαχαρότευτλο σφένδαμο, κριθάρι, σόργο και άλλα.

Η επεξεργασία της ζάχαρης

Η επεξεργασία της ζάχαρης λαμβάνει χώρα σε ειδικά εργοστάσια που χαρακτηρίζονται ως βιομηχανίες ζάχαρης. Στην ελληνική βιομηχανία ζάχαρης το φυτό που ως επί το πλείστον επεξεργάζεται για να παραχθεί ζάχαρη είναι το τεύτλο.

Η πορεία που ακολουθεί η ζάχαρη μέχρι να γίνει τεύτλο είναι η εξής:

- Πλύσιμο και τεμαχισμός των τεύτλων
- Εκχύλιση: τα τεμαχισμένα τεύτλα ξεπλένονται με αντιροή ζεστού νερού με αποτέλεσμα στην μια άκρη της σκάφης να έχουμε συλλογή του ζαχαρούχου χυμού και στην άλλη τον εκχυλισμένο πολτό από τεύτλα ο οποίος χρησιμοποιείται στην κτηνοτροφία.
- Ασβέστωση: Ο ζαχαρούχος χυμός καθαρίζεται με την προσθήκη ασβέστη που απομακρύνει τις ξένες ουσίες.
- Κορεσμός: διάσπαση της ζαχαρασβέστου με την διαβίβαση διοξειδίου του άνθρακα. Η άσβεστος και το διοξείδιο του άνθρακα παράγεται στην ασβεστοκάμινο του εργοστασίου που τροφοδοτείται από ασβεστόλιθο και κοκ.
- Εξάτμιση: για την απομάκρυνση του νερού που είναι διαλυμένη η ζάχαρη ο αραιός χυμός αποστέλλεται σε δοχεία εξάτμισης. Τα δοχεία εξάτμισης εργάζονται σε πίεση χαμηλότερης της ατμοσφαιρικής. Ο ατμός που προέρχεται από το πρώτο δοχείο εξάτμισης ανακτάται και χρησιμοποιείται για την θέρμανση του επόμενου. Αυτή η διαδικασία επαναλαμβάνεται πέντε φορές. Ο σταθμός εξάτμισης χρησιμεύει και ως διανομέας ατμού όπου απαιτείται θερμότητα.

- Κρυστάλλωση: ο πυκνός χυμός που προέκυψε συμπυκνώνεται όλο και περισσότερο σε συσκευές που δουλεύουν υπό κενό. Έτσι φτάνει σε κατάσταση υπερκορεσμού με αποτέλεσμα την εμφάνιση στον χυμό των πρώτων κρυστάλλων.
- Φυγοκέντριση –πλύση –ξήρανση: Η ζαχαρομάζα που έχει προκύψει από την κρυστάλλωση οδηγείται στις φυγοκεντρικές μηχανές. Με την επίδραση της φυγοκέντρου δύναμης η λευκή κρυσταλλική ζάχαρη αποτίθεται στα τοιχώματα του καλαθιού. Γίνεται πλύση με ατμό και η λευκή ζάχαρη ξεραίνεται και αποθηκεύεται.

Για την ολοκλήρωση της επεξεργασίας της ζάχαρης από το στάδιο του τεμαχισμού των τεύτλων έως την συσκευασία και αποθήκευση της, απαιτούνται σύμφωνα με την ελληνική βιομηχανία ζάχαρης(E.B.Z) ποσά ισχύος και ενέργειας ανά μάζα:

0,3MWh/τόνο ζάχαρης για την παραγωγή (καθαρής ζάχαρης).

2MWh/τόνο για την ξήρανση παραπροϊόντων.

Άρα από τα παραπάνω μπορούμε να συμπεράνουμε ότι η συμπαραγωγή θερμικής – ηλεκτρικής ενέργειας είναι απαραίτητη για να καλυφθούν τα θερμικά και ηλεκτρικά φορτία που απαιτεί η επεξεργασία της ζάχαρης.

1.2 ΠΑΡΑΓΩΓΗ ΗΛΕΚΤΡΙΚΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ

Η κοινωνική οικονομική και βιομηχανική ανάπτυξη των χωρών του κόσμου βασίζεται άμεσα στην εξασφάλιση φθηνής και άφθονης ηλεκτρικής ενέργειας.

Η παγκόσμια παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας βασίζεται ως επί το πλείστον στην εκμετάλλευση των γαιανθράκων, φυσικού αερίου και του πετρελαίου γνωστά και ως συμβατικά καύσιμα.

Υπολογίζεται ότι το 2020 τα συμβατικά καύσιμα θα παράγουν το 71% της παγκόσμιας παραγωγής ενέργειας με τις ανανεώσιμες πηγές ενέργειας να παράγουν το 20%(συμπεριλαμβάνεται και η υδροηλεκτρική ενέργεια). Την υπόλοιπη ζήτηση την καλύπτει η πυρηνική ενέργεια.

Άρα είναι εμφανές ότι το μεγαλύτερο ποσοστό της παγκόσμιας παραγωγής ενέργειας θα καλύπτεται από τα θερμοηλεκτρικά εργοστάσια που θα καταναλώνουν συμβατικά καύσιμα για αρκετές δεκαετίες ακόμα.

Τα συμβατικά καύσιμα τα τελευταία χρόνια έχουν κατηγορηθεί για την ρύπανση του περιβάλλοντος, το φαινόμενο του θερμοκηπίου και τις κλιματικές αλλαγές.

Θα πρέπει όμως η ανθρωπότητα γνωρίζοντας την εξάρτηση της από αυτές τις μορφές ενέργειας να κάνει ένα βήμα πιο πέρα και να δώσει βάρος όχι μόνο στις τεχνολογίες που θα αντικαταστήσουν τα συμβατικά καύσιμα (αν συμβεί ποτέ κάτι τέτοιο), αλλά και στις τεχνολογίες που θα βελτιώσουν την απόδοση και θα μειώσουν τους ρύπους που παράγει η χρήση τέτοιων καυσίμων.

1.3 ΣΤΑΘΜΟΙ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΗΛΕΚΤΡΙΚΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ

Στους ηλεκτροπαραγωγικούς σταθμούς η ηλεκτρική ενέργεια παράγεται με την μετατροπή άλλων μορφών ενέργειας σε μηχανική. Έτσι περιστρέφοντας μια γεννήτρια έχουμε τελικά την παραγωγή ηλεκτρικού ρεύματος.

Στα θερμοηλεκτρικά εργοστάσια η παραγωγή της ηλεκτρικής ενέργειας βασίζεται στους θερμοδυναμικούς κύκλους που σκοπό έχουν την μετατροπή της θερμότητας σε μηχανική ενέργεια.

1.4 ΑΤΜΟΛΕΒΗΤΕΣ

1.4.1 Αρχή λειτουργίας

Οι ατμολέβητες είναι θερμικά συστήματα στους οποίους παράγεται θερμότητα με την καύση ύλης(στερεάς, υγρής και αέριας μορφής) η οποία μεταφέρεται στο εργαζόμενο μέσω που είναι ο ατμός. Στην ουσία πρόκειται για έναν εναλλακτη θερμότητας με συναλλασσόμενο μέσο το νερό-ατμό και τα θερμά καυσαέρια που παράγονται από την καύση του καυσίμου. Τόσο τα καυσαέρια όσο και το εργαζόμενο μέσο κυκλοφορούν σε συστήματα αγωγών μέσα από τα τοιχώματα των οποίων γίνεται η συναλλαγή της θερμότητας. Οι επιφάνειες που συναλλάσεται η θερμότητα ονομάζονται θερμαινόμενες επιφάνειες. Οι επιφάνειες που ατμοποιούν το νερό ονομάζονται επιφάνειες ατμοποίησης.

Στους βιομηχανικούς ατμολέβητες έχουμε μεταφορά θερμότητας μέσα στον θάλαμο καύσης μέσω κυρίως ακτινοβολίας καθώς ο θάλαμος είναι ντυμένος περιμετρικά από υδραυλους. Η συνολική επιφάνεια των υδραυλών του θαλάμου καύσης ονομάζεται και επιφάνεια ακτινοβολίας. Μετά την έξοδο των καυσαερίων από την εστία τα καυσαέρια ακολουθούν μια διαδρομή μέσα σε κατάλληλο διαμορφωμένο οχετό όπου συναντούν

τις επιφάνειες ατμοποίησης, προθέρμανσης νερού και υπερθέρμανσης ατμού. Οι επιφάνειες αυτές ονομάζονται και επιφάνειες μεταφοράς καθώς ο κύριος μηχανισμός μετάδοσης θερμότητας είναι η μεταφορά. Τέλος τα καυσαέρια χαμηλής πλέον θερμοκρασίας απορρίπτονται στο περιβάλλον, ενώ ο παραγόμενος ατμός συλλέγεται σε ειδικό δοχείο το οποίο ονομάζεται τύμπανο.

1.4.2 Βασικά μέρη ατμολέβητα

ΚΑΥΣΗ: Η καύση γίνεται σε ειδικά σχεδιασμένες εστίες και ως κύριο κριτήριο κατασκευής είναι το είδος του καυσίμου και η ειδική φόρτιση που αντέχουν τα υλικά κατασκευής. Για την καύση χρησιμοποιούνται καυστήρες ειδικά προσαρμοσμένοι στις ανάγκες του χώρου της εστίας. Σε μεγάλες εγκαταστάσεις χρησιμοποιούνται αρκετοί καυστήρες και σε κατάλληλη διάταξη ώστε να παραχθεί φλόγα που θα καλύπτει τις ανάγκες του φλογοθαλάμου. Ακόμα, σε ατμολέβητες που καίνε στερεά καύσιμα τοποθετούνται εσχάρες και συστήματα συλλογής της στάχτης μέσα και κάτω από τον φλογοθάλαμο.

ΜΕΤΑΔΟΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕ ΑΚΤΙΝΟΒΟΛΙΑ:

Τα κύρια στοιχεία μετάδοσης θερμότητας με ακτινοβολία είναι κάθετοι αυλοί που βρίσκονται στον φλογοθάλαμο και καταλήγουν κεκλιμένοι στην οροφή της εστίας σε αυτούς τους αυλούς γίνεται ως επί το πλείστον η ατμοποίηση. Σε πολλές εγκαταστάσεις τοποθετούνται υπερθερμαντήρες ατμού με ακτινοβολία.

ΜΕΤΑΔΟΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕ ΜΕΤΑΦΟΡΑ

Οι υπερθερμαντήρες: αποτελούνται από οριζόντιους αυλούς που επικοινωνούν με το ατμοδοχείο. Σκοπός του υπερθερμαντήρα είναι η μετατροπή του κορεσμένου ατμού σε υπέρθερμο. Βρίσκεται αμέσως μετά από τον φλογοθάλαμο και έρχεται σε επαφή με υψηλών θερμοκρασιών καυσαέρια.



Εικόνα 1.1 Υπερθερμαντήρας ατμού

Προθερμαντήρας νερού: Αποτελείται από πακέτα αυλών που είναι τοποθετημένα στον οχετό των καπναερίων. Έρχεται σε επαφή με καυσαέρια που οδηγούνται στην καμινάδα και πρόκειται να απορριφτούν στο περιβάλλον.

Άλλο βασικό μέρος του ατμολέβητα αποτελεί το τύμπανο (ατμοδοχείο). Το τύμπανο είναι δοχείο το οποίο περιέχει σε ένα ποσοστό κορεσμένο νερό και κορεσμένο ατμό στην ίδια περίπου ποσόστωση. Υπάρχουν τύποι ατμολεβήτων που είναι εφοδιασμένοι με παραπάνω από ένα ατμοδοχείο-τύμπανο.

1.4.3 Διαδρομή νερού-ατμού

Η διαδρομή του νερού-ατμού στον λέβητα γίνεται με δυο τρόπους: είτε με φυσική κυκλοφορία είτε με εξαναγκασμένη:

- Με φυσική κυκλοφορία στον ατμολέβητα η κίνηση του νερού οφείλεται στο θερμοσιφωνικό φαινόμενο και εξαρτάται από την διαφορά πυκνότητας.
- Με βεβιασμένη κυκλοφορία η κίνηση του νερού-ατμού είναι ανεξάρτητη της πυκνότητας και βασίζεται στην ύπαρξη αντλίας κυκλοφορίας.

1.4.4 Τύποι ατμολεβήτων

Οι τύποι των ατμολεβήτων με την εξέλιξη της τεχνολογίας έχουν ακολουθήσει και αυτοί εξελικτική πορεία τους τελευταίους αιώνες. Αυτή η πορεία φαίνεται από την παράθεση των πιο γνωστών τύπων ατμολεβήτων που εμφανίστηκαν τους τρεις τελευταίους αιώνες.

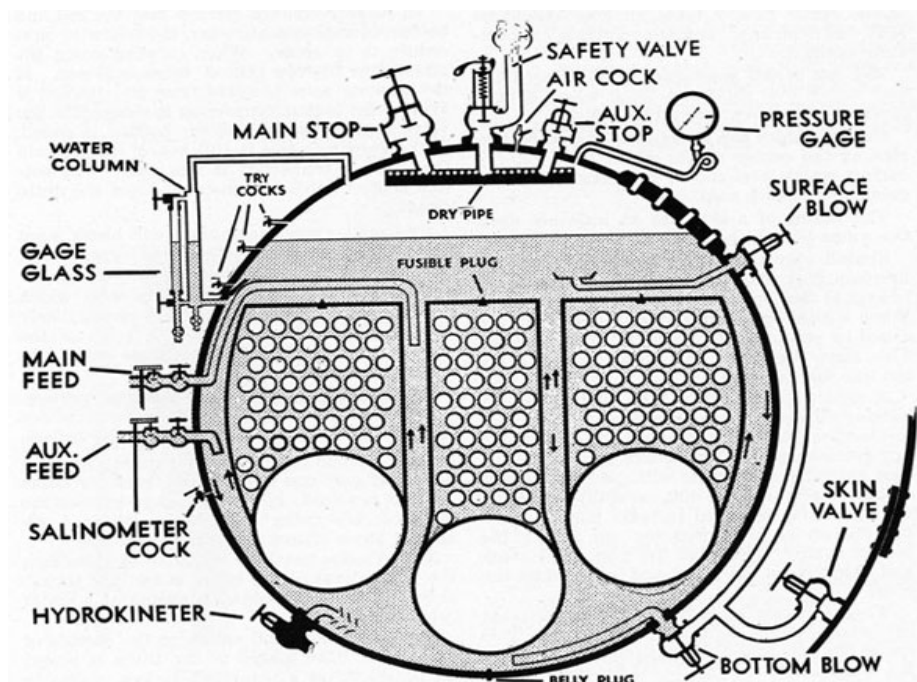
Απλοί κυλινδρικοί ατμολέβητες

Οι πρώτες κατασκευές ήταν απλοί κυλινδρικοί λέβητες και εμφανίστηκαν στις αρχές του 19^{ου} αιώνα. Το εργαζόμενο ρευστό βρίσκεται εσωτερικά ενός διπλότοιχου μεγάλου δοχείου ενώ τα καυσαέρια κυκλοφορούν στην εξωτερική επιφάνεια του δοχείου.

Τα μειονεκτήματα αυτών των πρώτων τύπων ήταν η μικρή θερμική εκμετάλλευση των καυσαερίων, η μικρή ατμοπαραγωγή και η μικρή πίεση και θερμοκρασία ατμού. Γρήγορα οι απλές αυτές κατασκευές ατμολεβήτων αντικαταστάθηκαν με τους πιο αποδοτικούς φλογαυλωτούς ατμολέβητες.

Φλογαυλωτοί ατμολέβητες

Οι φλογαυλωτοί λέβητες χαρακτηρίζονται από την ύπαρξη φλογοσωλήνα που διατρέχει το μήκος του τυμπάνου ενώ ο υδροθάλαμος τον περιέχει. Οι φλογαυλωτοί λέβητες στα τέλη του 19^{ου} αιώνα παρουσίασαν το πλεονέκτημα του υπερθερμαντήρα που έδινε την δυνατότητα για υψηλές θερμοκρασίες ατμού. Χαρακτηριστικό παράδειγμα τέτοιων λεβήτων υπήρξε ο Σκωτικός ατμολέβητας που λόγω των πλεονεκτημάτων του χρησιμοποιήθηκε εντονότατα μέχρι τις αρχές του 20^{ου} αιώνα. Αυτού του είδους οι ατμολέβητες χρησιμοποιούνται και σήμερα όπου απαιτείται μικρή ατμοπαραγωγή και μικρές πιέσεις ατμού λόγω του χαμηλού κόστους κατασκευής.



Εικόνα 1.2 Ατμολέβητας Σκωτικού τύπου

Υδραυλωτοί ατμολέβητες

Οι υδραυλώτοι λέβητες που εμφανίστηκαν στις αρχές του 20^{ου} αιώνα είχαν την εξής αρχή λειτουργίας: ολόκληρη η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας αποτελείτο από σωλήνες μικρής διαμέτρου μέσα στους οποίους έρεε νερό ή ατμός και εξωτερικά θερμά καυσαέρια.

Οι υδραυλωτοί ατμολέβητες έχουν τα εξής πλεονεκτήματα:

- Μεγάλη επιφάνεια συναλλαγής σε μικρό χώρο με συνέπεια μεγάλη ατμοπαραγωγή ατμού.
- Δυνατότητα παραγωγής μεγάλης πίεσης σε σχετικά μικρά πάχη σωλήνων.
- Πληρέστερη εκμετάλλευση καυσαερίων.
- Μικρό κόστος κατασκευής.
- Υψηλός βαθμός απόδοσης.

Ανασταλτικός παράγοντας στην εξέλιξη των υδραυλωτών ατμολεβήτων αποτέλεσε η συσσώρευση αλάτων στις σωληνώσεις που επέφερε και την καταστροφή των λεβήτων. Το πρόβλημα αυτό αντιμετωπίστηκε αργότερα με την χρήση επεξεργασμένου ύδατος με μειωμένη σκληρότητα.

Οι υδραυλωτοί λέβητες έχουν επιφέρει επανάσταση στην παραγωγή ατμού. Παρακάτω αναγράφονται τα κυριότερα σημεία της εξελικτικής πορείας τους.

- Υδραυλωτοί ατμοπαραγωγοί με στοιχειά και ατμοθάλαμο τοποθετημένα κατά μήκος.
- Υδραυλωτοί ατμοπαραγωγοί με όρθιους αυλούς και από ένα έως τρεις ατμοθαλάμους.
- Ατμοπαραγωγοί ακτινοβολίας όπου οι θερμότητα ατμοποίησης δίνεται στους αυλούς μέσω ακτινοβολίας.
- Ατμοπαραγωγοί υπερκρίσιμων πιέσεων τύπου BENSON. Αποτελούν τον πιο εξελιγμένο τύπο ατμολέβητα. Η αρχή λειτουργίας βασίζεται στον θερμοδυναμικό χαρακτήρα του νερού που σε πίεση 221,2 Bar και άνω η θερμότητα ατμοποίησης που απαιτείται είναι μηδενική. Αυτό σημαίνει ότι αν το νερό θερμανθεί σε θερμοκρασία 374°C και σε πίεση υπερκρίσιμη τότε θα μεταβεί από την κατάσταση του υγρού σε ατμό χωρίς να περάσει από την κατάσταση του υγρού ατμού.

Οι σημερινές κατασκευές ατμοπαραγωγών ταξινομούνται σε κατηγορίες με βάση τα εξής κριτήρια:

- Γεωμετρική μορφή (διάταξη θερμαινόμενων επιφανειών, αριθμό διαδρομών καυσαερίων).
- Τρόπο κυκλοφορίας του εργαζόμενου μέσου (φυσική ή εξαναγκασμένη κυκλοφορία).
- Την διαμόρφωση του συστήματος καύσης.

1.5 ΑΤΜΟΣΤΡΟΒΙΛΟΣ

1.5.1 Αρχή λειτουργίας-διάταξη

Ο ατμοστρόβιλος αποτελεί μια θερμική μηχανή που σκοπό έχει να μετατρέψει την ενέργεια του ατμού σε ωφέλιμο έργο μέσω της περιστροφικής κίνησης.

Ο ατμοστρόβιλος αποτελείται από δακτυλίους τοποθετημένους πάνω σε μια άτρακτο. Περιφερειακά της ατράκτου υπάρχουν εγκοπές στις οποίες θα τοποθετηθούν τα πτερύγια του ατμοστρόβιλου. Η άτρακτος αυτή τέλος περιέχεται σε ένα κέλυφος, στα εσωτερικά φέρει πτερύγια και αποτελεί τον στάτη του συστήματος.

Ο ατμός χτυπά με μεγάλη ταχύτητα τα πτερύγια του στροβίλου προκαλώντας την περιστροφική κίνηση του άξονα. Τα πτερύγια του κελύφους έχουν σκοπό να κατευθύνουν την ροή του ατμού υπό σωστή γωνία πρόσκρουσης στα πτερύγια της ατράκτου. Το παραπάνω μηχανικό σύνολο πτερυγίων ατράκτου-κελύφους ονομάζεται βαθμίδα. Σε μια βαθμίδα μπορούμε να εκμεταλλευτούμε ενθαλπική πτώση ατμού της

τάξεως $50 \frac{Kj}{Kg}$.

Λόγω της δυνατότητας του ατμοστρόβιλου να εκμεταλλευτεί από ατμό υπέρθερμης κατάστασης ως μιας χαμηλής υποπίεσης έχει σαν αποτέλεσμα την υψηλή απόδοση και την ύπαρξη ατμοστρόβιλων με ονομαστική ισχύ από 20KW έως 1300MW.

Τα παραπάνω πλεονεκτήματα όπως επίσης και οι περιορισμένες φθορές, το μικρό βάρος ανά μονάδα ισχύος, η απευθείας περιστροφική κίνηση σε υψηλές στροφές κατέστησαν τον ατμοστρόβιλο σαφώς πιο πρακτικό και οικονομικό έναντι των βαριών και ανταποδοτικών εμβολοφόρων ατμομηχανών. Έτσι στις αρχές του 20^{ου} αιώνα σε

συνδυασμό με την εξέλιξη των ατμολεβήτων έχουμε αντικατάσταση των εμβολοφόρων ατμομηχανών σχεδόν σε όλες τις εφαρμογές που χρησιμοποιούνται μηχανές εξωτερικής καύσης.

Στις μέρες μας, οι ατμοστρόβιλοι χρησιμοποιούνται ως επί το πλείστον στην παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας συμβάλλοντας το 80% της παγκόσμιας παραγωγής.



Εικόνα 1.3 Τοποθέτηση ατμοστρόβιλου ισχύος 150 MW

1.5.2 Θερμοδυναμικός κύκλος ατμοστρόβιλου

Οι ατμοστρόβιλοι λειτουργούν με βάση τον θερμοδυναμικό κύκλο Rankine –classius και έχουν ως εργαζόμενο μέσω του κύκλου το νερό-ατμό.

Ο θερμοδυναμικός κύκλος ενός ατμοστρόβιλου θα μπορούσε να παρατεθεί ως εξής:

1. Το εργαζόμενο μέσο λαμβάνει θερμότητα και καταθλίβεται. Έτσι έχουμε αύξηση πίεσης και θερμοκρασίας. Οι παραπάνω διεργασίες λαμβάνουν χώρα στον ατμολέβητα και στο πιεστικό συγκρότημα. Το νερό χαμηλής πίεσης, πλέον έχει μετατραπεί σε ατμό υψηλής πίεσης.
2. Ο ατμός υψηλής πίεσης οδηγείται στον ατμοστρόβιλο όπου η θερμική ισχύς καταναλώνεται παράγοντας μηχανική.
3. Ο ατμός που συλλέγεται από την αντίθλιψη του ατμοστρόβιλου οδηγείται στο σύστημα συμπύκνωσης όπου

μέσω του πύργου ψύξης αποβάλλεται θερμότητα στο περιβάλλον και συλλέγονται τα συμπυκνώματα του.

4. Τα συμπυκνώματα του ατμού οδηγούνται στο πιεστικό συγκρότημα όπου θα συμπιεστούν σε υψηλές πιέσεις ώστε να εισέρθουν στο λέβητα και να ξεκινήσει ο θερμοδυναμικός κύκλος από την αρχή.

1.5.3 Ειδή ατμοστροβίλων

Δυο είναι τα κύρια είδη των ατμοστροβίλων που βρίσκουν σήμερα εφαρμογή:

- Ατμοστρόβιλοι σταθερής πίεσεως
- Ατμοστρόβιλοι υπερπίεσης

Ατμοστρόβιλοι σταθερής πίεσης

Οι στρόβιλοι σταθερής πίεσης ή αλλιώς στρόβιλοι δράσης χαρακτηρίζονται από την παρουσία σταθερής πίεσης σε όλο το μήκος του τροχού Curtis που χρησιμοποιούν αυτοί οι ατμοστρόβιλοι, καθώς τα σταθερά πτερύγια απλά αλλάζουν την κατεύθυνση ροής του ατμού. Ο ατμός προσκρούει στα πτερύγια και αναγκάζεται σε αλλαγή κατεύθυνσης αντίθετη της αρχικής.

Ατμοστρόβιλοι υπερπίεσης

Χαρακτηρίζονται έτσι καθώς η πτώση πίεσης συμβαίνει και στην σταθερή και στην κινητή πτερύγωση. Έτσι έχουμε μια συνεχή πτώση πίεσης του ατμού που στα μεν σταθερά πτερύγια μετατρέπεται σε ταχύτητα στα δε κινητά σε έργο.

2. ΕΞΟΠΛΙΣΜΟΣ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΕΩΝ ΑΤΜΟΛΕΒΗΤΩΝ

2.1 ΑΤΜΟΠΑΓΙΔΕΣ

2.1.1 Γενικά

Οι ατμοπαγίδες αποτελούν απαραίτητα εξαρτήματα για την ομαλή λειτουργία ενός δικτύου ατμού. Η σωστή επιλογή του τύπου της ατμοπαγίδας που θα τοποθετηθεί σε ένα οποιοδήποτε δίκτυο ατμού είναι ζήτημα πρωταρχικής σημασίας ανεξάρτητα από το μέγεθος του.

Οι ατμοπαγίδες τοποθετούνται πάντα μετά την μονάδα –χρήση του ατμού και έχουν ως στόχο την απομάκρυνση των συμπυκνωμάτων αλλά και την παρεμπόδιση του ατμού να διαφύγει πριν συμπυκνωθεί.

Η λανθασμένη επιλογή ατμοπαγίδων σε ένα δίκτυο προκαλεί αύξηση της κατανάλωσης του καυσίμου και μείωση του βαθμού απόδοσης του συστήματος. Έτσι για να γίνει σωστή επιλογή, ο μελετητής του δικτύου πριν προτείνει έναν τύπο ατμοπαγίδας θα πρέπει:

- Να έχει καλή γνώση της αρχής λειτουργίας του κάθε τύπου ατμοπαγίδας.
- Γνώση των πλεονεκτημάτων–μειονεκτημάτων του κάθε τύπου ατμοπαγίδας.
- Να γνωρίζει επακριβώς τις συνθήκες λειτουργίας όπως η πίεση εισόδου και εξόδου του ατμού στην μονάδα κατανάλωσης και η παροχή των συμπυκνωμάτων.

Έτσι στην επόμενη παράγραφο παρατίθενται οι κύριοι τύποι ατμοπαγίδων τα πλεονεκτήματα-μειονεκτήματά τους και η αρχή λειτουργίας τους.

2.1.2 Τύποι ατμοπαγίδων

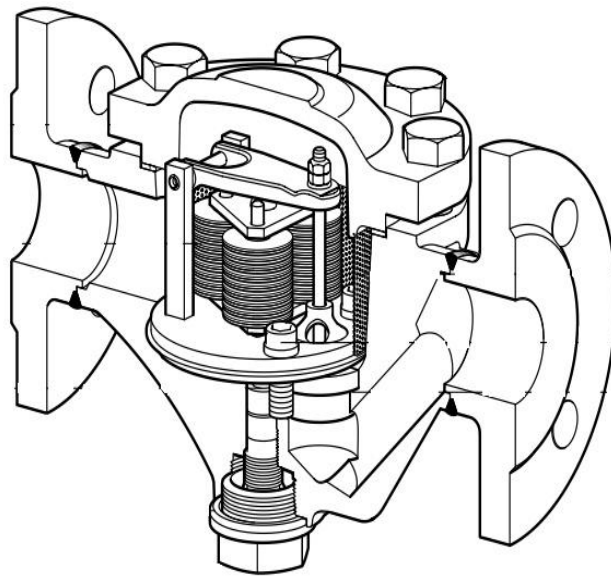
Οι κυριότεροι τύποι ατμοπαγίδων που κυκλοφορούν σήμερα στο εμπόριο είναι οι εξής:

- Θερμοστατικές ατμοπαγίδες.
- Μηχανικές ατμοπαγίδες.

- Θερμοδυναμικές ατμοπαγίδες.

ΘΕΡΜΟΣΤΑΤΙΚΕΣ ΑΤΜΟΠΑΓΙΔΕΣ

Η αρχή λειτουργίας των θερμοστατικών ατμοπαγίδων βασίζεται στο γεγονός ότι η θερμοκρασία των συμπυκνωμάτων είναι μικρότερη από την θερμοκρασία υγροποίησης του ατμού. Έτσι με την χρήση ενός θερμοστατικού στοιχείου επιτρέπεται η απομάκρυνση των συμπυκνωμάτων ενώ κλείνει όταν εισέρθει ατμός. Συνηθίζεται ως θερμοστατικό στοιχείο να χρησιμοποιείται θερμοστατικά στοιχεία λαδιού ή θερμοστατικά στοιχεία διμεταλλικών ελασμάτων.



Εικόνα 2.1 Θερμοστατική ατμοπαγίδα διμεταλλική κατασκευασμένη από χάλυβα

Τα πλεονεκτήματα των θερμοστατικών ατμοπαγίδων είναι τα εξής:

- Χρησιμοποιούνται σε δίκτυα υπέρθερμου ατμού.
- Δεν καταστρέφονται από υδραυλικά πλήγματα.
- Χρησιμοποιούνται σαν εξαερωτικά στην αρχή της λειτουργίας του δικτύου.

Τα μειονεκτήματα των θερμοστατικών ατμοπαγίδων είναι τα εξής:

- Δεν λειτουργούν σωστά στις απότομες μεταβολές του φορτίου και της πίεσης.
- Δεν λειτουργεί όταν η θερμοκρασία των συμπυκνωμάτων είναι μικρότερη των 100 °C.

ΜΗΧΑΝΙΚΕΣ ΑΤΜΟΠΑΓΙΔΕΣ

Η αρχή λειτουργίας των μηχανικών ατμοπαγίδων βασίζεται στην δύναμη της ανώσεως που ασκείται από τα συμπυκνώματα σε έναν πλωτήρα ή από τον ατμό σε έναν ανεστραμμένο κάδο.

Στις ατμοπαγίδες με πλωτήρα, η συγκέντρωση των συμπυκνωμάτων στο δοχείο σηκώνει τον πλωτήρα ο οποίος με την σειρά του ανοίγει την βαλβίδα διαφυγής των συμπυκνωμάτων.

Στις ατμοπαγίδες με ανεστραμμένο κάδο η βαλβίδα διαφυγής είναι συνεχώς ανοικτή έτσι ώστε να απομακρύνονται τα συμπυκνώματα. Η εμφάνιση του ατμού προκαλεί άνωση του κάδου ο οποίος με την βοήθεια μοχλού κλείνει την βαλβίδα.



Εικόνα 2.2 Μηχανική ατμοπαγίδα πλωτήρα

Πλεονεκτήματα ατμοπαγίδων με πλωτήρα

- Συνεχής απομάκρυνση συμπυκνώματος.
- Η λειτουργία της ατμοπαγίδας δεν επηρεάζεται από μεταβολές στο φορτίο ή την πίεση του ατμού.
- Εάν διαθέτουν θερμοστατικό στοιχείο μπορούν να χρησιμοποιηθούν και σαν εξαερωτικά.

Μειονεκτήματα ατμοπαγίδων με πλωτήρα

- Ο πλωτήρας και το θερμοστατικό στοιχείο καταστρέφονται από υδραυλικά πλήγματα.

- Το θερμοστατικό στοιχείο καταστρέφεται από τον υπέρθερμο ατμό και τα διαβρωτικά συμπυκνώματα.



Εικόνα 2.3 Μηχανική ατμοπαγίδα ανεστραμμένου κάδου, μέγιστης διαφορικής πίεσης 4 Bar.

Πλεονεκτήματα ατμοπαγίδων με ανεστραμμένο κάδο

- Λειτουργούν σε υψηλές πιέσεις και θερμοκρασίες ατμού εάν εξοπλιστούν με μια βαλβίδα αντεπιστροφής.
- Δεν καταστρέφονται από υδραυλικά πλήγματα.
- Δεν απαιτούν συντήρηση.

Μειονεκτήματα ατμοπαγίδων με ανεστραμμένο κάδο

- Δεν λειτουργούν όταν το δίκτυο περιέχει αέρα.

ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΕΣ ΑΤΜΟΠΑΓΙΔΕΣ

Η αρχή λειτουργίας της θερμοδυναμικής ατμοπαγίδας βασίζεται στον ατμό αποτονώσεως που παράγεται από τα συμπυκνώματα λόγω της απότομης μεταβολής της πίεσης.



Εικόνα 2.4 Θερμοδυναμική ατμοπαγίδα μέγιστης πίεσης λειτουργίας 32 Bar.

Πλεονεκτήματα θερμοδυναμικών ατμοπαγίδων

- Είναι απλές στην κατασκευή.
- Μικρό μέγεθος και βάρος.
- Λειτουργούν σε μεγάλες πιέσεις και με υπέρθερμο ατμό.
- Δεν καταστρέφονται από υδραυλικά πλήγματα η από διαβρωτικά συμπυκνώματα.

Μειονεκτήματα θερμοδυναμικών ατμοπαγίδων

- Όταν το δίκτυο περιέχει αέρια η ατμοπαγίδα παραμένει κλειστή.
- Δεν λειτουργεί όταν η σχετική πίεση εισόδου είναι μεγαλύτερη των 0,25Bar ή όταν η πίεση εξόδου είναι μεγαλύτερη του 80% της πίεσης εισόδου.

2.2 ΑΤΜΟΦΡΑΚΤΕΣ

Χρησιμοποιούνται σαν διακόπτες παροχής ατμού σε σημεία που θα πρέπει να απομονώνεται το δίκτυο. Τοποθετούνται συνήθως στην κύρια ατμαγωγό σωλήνωση η πριν τις χρήσεις του ατμού στις μονάδες κατανάλωσης. Συνήθως κατασκευάζονται από χάλυβα, χυτοσίδηρο και ορείχαλκο.



Εικόνα 2.5 Ατμοφράκτης

2.3 ΜΕΙΩΤΕΣ ΠΙΕΣΗΣ ΑΤΜΟΥ

Σκοπός των εξαρτημάτων αυτών είναι η πτώση πίεσης στην έξοδο τους όταν η πίεση εισόδου είναι μεγαλύτερη. Ένας μειωτής πίεσης εξασφαλίζει σταθερή πίεση στην έξοδο του, ανεξαρτήτως των αυξομειώσεων της πίεσης εισόδου και της παροχής. Για την λειτουργία ενός μειωτή πίεσης συνήθως δεν απαιτείται συμπληρωματική ενέργεια καθώς χρησιμοποιεί την ενέργεια του εργαζόμενου μέσου. Οι μειωτές πίεσης τοποθετούνται σε δίκτυα ατμού πριν από μονάδες κατανάλωσης που απαιτούν χαμηλή πίεσης λειτουργίας.



Εικόνα 2.6 Χυτοσίδηρος μειωτής πίεσης ατμού με περιοχή λειτουργίας 8-20 Bar.

2.4 ΑΝΤΛΙΕΣ

Οι αντλίες είναι υδροδυναμικές μηχανές οι οποίες διακινούν ρευστά. Αυτό επιτυγχάνεται προσδίδοντας ενέργεια στο ρευστό. Ανάλογα με τον τρόπο λειτουργίας τους οι αντλίες διακρίνονται σε:

- Αντλίες δυναμικού τύπου που χωρίζονται σε αντλίες φυγοκεντρικές και αντλίες ειδικών τύπων.
- Αντλίες εκτοπίσεως οι οποίες περιλαμβάνουν τις παλινδρομικές και τις περιστροφικές.

Κύρια χαρακτηριστικά των αντλιών αποτελούν η ικανότητα ογκομετρικής παροχής και το μανομετρικό ύψος.

Συνηθίζεται από μηχανικούς οι αντλίες να τοποθετούνται εν σειρά ή παράλληλα ανάλογα αν θέλουμε να αυξήσουν το μανομετρικό ή την παροχή του αντλιτικού συγκροτήματος αντίστοιχα.

Στα θερμοηλεκτρικά εργοστάσια και γενικότερα στις εγκαταστάσεις ατμολεβήτων χρησιμοποιούνται στην τροφοδοσία με τροφοδοτικό νερό του ατμολέβητα αλλά και στην άντληση συμπυκνωμάτων τουλάχιστον δυο αντλίες με την μια να είναι εφεδρική. Έτσι εξασφαλίζεται συνεχής άντληση ακόμα και αν η κυρία αντλία παρουσιάσει πρόβλημα. Συνηθίζεται σαν κυρία αντλία να τοποθετείτε μια ατμοκίνητη αντλία ενώ σαν εφεδρική μια ηλεκτροκίνητη.



Εικόνα 2.7 Ατμοκίνητη αντλία συμπυκνωμάτων

2.5 ΔΟΧΕΙΑ ΠΙΕΣΕΩΣ

Τα δοχεία πίεσεως αποτελούν δεξαμενές που αποθηκεύουν ρευστό υπό πίεση. Χρησιμοποιούνται ως αποθηκευτικά μέσα ή ως στοιχεία δικτύων όπου συλλέγεται το κυκλοφορούμενο ρευστό.

Σημαντικά χαρακτηριστικά των δοχείων πίεσεως αποτελούν η χωρητικότητά τους, η πίεση λειτουργίας και αντοχής, το ρευστό που θα τοποθετείται στο δοχείο, ή χρήση για την οποία προορίζεται το δοχείο και η θερμοκρασία του ρευστού.

Ανάλογα με την πίεση λειτουργίας, το είδος και την θερμοκρασία του ρευστού, τα δοχεία κατασκευάζονται με το αντίστοιχο πάχος στο κυλινδρικό τμήμα και την γόβωση στους πυθμένες.

Σαν εξαρτήματα στις εγκαταστάσεις των ατμοπαραγωγών τα δοχεία πίεσεως έχουν τις παρακάτω χρήσεις:

Τύμπανο:

Περιέχει θερμό νερό και ατμό. Αποτελεί απαραίτητο εξάρτημα κάθε ατμολέβητα που δουλεύει κάτω από την υπερκρίσιμη πίεση. Με το θερμό νερό τροφοδοτούνται οι σωληνώσεις της εστίας. Ο κορεσμένος ατμός που περιέχει το δοχείο αυτό θα οδηγηθεί στον υπερθερμαντήρα για την υπερθέρμανση του. Το δοχείο αυτό είναι κατασκευασμένο να αντέχει σε πολύ υψηλές πιέσεις.

Δοχεία συμπυκνωμάτων:

Αποτελούν δοχεία συλλογής των συμπυκνωμάτων από τις έκαστες χρήσεις του ατμού. Λειτουργούν σε χαμηλές και υψηλές υπερπιέσεις(0,5-10 Bar).

Δεξαμενή τροφοδοτικού νερού:

Αποθηκεύει και τροφοδοτεί τον ατμολέβητα με τροφοδοτικό νερό. Οι δεξαμενές αυτές εξοπλίζονται με απαεριωτές που στόχο έχουν την απομάκρυνση των διαβρωτικών αέριων από τα συλλεγμένα συμπυκνώματα. Λειτουργούν σε χαμηλές υπερπιέσεις.



Εικόνα 2.8 Δεξαμενή τροφοδοτικού νερού με απαεριωτή

2.6 ΚΑΥΣΤΗΡΕΣ

2.6.1 Γενικά

Οι καυστήρες χρησιμοποιούνται σε εγκαταστάσεις παραγωγής θερμότητας και σε συνεργασία με τον φλογοθάλαμο τον οποίο θα τοποθετηθούν θα πρέπει να εξασφαλίζουν πλήρη και ασφαλή καύση του καυσίμου. Θα πρέπει ένας καυστήρας να παρέχει την αναγκαία θερμική ισχύ και πίεση κατά την λειτουργία του.

Βασικά χαρακτηριστικά που απαιτούνται για την επιλογή ενός καυστήρα είναι:

- Το είδος του καυσίμου που θα καεί.
- Η παροχή καυσίμου.
- Η αντίθλιψη.
- Η διαμόρφωση του λέβητα στον οποίο θα τοποθετηθεί ο καυστήρας.

2.6.2 Διάκριση των καυστήρων

Η βασική διάκριση των τύπων των καυστήρων αποτελεί η καύσιμη ύλη που καταναλώνεται. Έτσι έχουμε:

- Καυστήρες κονιοποιημένων στερεών καυσίμων.
- Καυστήρες υγρών καυσίμων.
- Καυστήρες αέριων καυσίμων.



Εικόνα 2.9 Καυστήρας πετρελαίου μεγάλων παροχών καυσίμου

Καυστήρες κονιοποιημένων στερεών καυσίμων

Οι καυστήρες αυτού του τύπου προορίζονται για καύση στερεών καυσίμων τα οποία έχουν κονιοποιηθεί σε προηγούμενο στάδιο. Ο καυστήρας τροφοδοτείται από σιλό με την βοήθεια ατέρμονα κοχλία ή με την βοήθεια πνευματικού συστήματος. Συνήθεις εφαρμογές τέτοιων καυστήρων βρίσκονται σε αγροτικές- βιομηχανικές εγκαταστάσεις ή σε θερμοηλεκτρικά εργοστάσια παραγωγής ενέργειας. Στην χώρα μας έχουν βρει μεγάλη εφαρμογή καθώς η πλειονότητα των Θ.Η.Σ καταναλώνουν λιγνίτη.

Συνήθη καύσιμα τέτοιων καυστήρων είναι: ο λιγνίτης, η τύρφη, το κοκ, ο ανθρακίτης το ξύλο, ο ξυλάνθρακας, το pellet, ο λιθάνθρακας, ο γαιάνθρακας.

Καυστήρες υγρών καυσίμων

Οι καυστήρες υγρών καυσίμων είναι οι πιο διαδεδομένοι. Καταναλώνουν ελαφρύ-μέσο και βαρύ(μαζούτ) πετρέλαιο. Η βασική τους λειτουργία συνίσταται, στον διασκορπισμό του καυσίμου σε κατάλληλα για την καύση σταγονίδια, η έντονη ανάμειξη του καυσίμου με τον αέρα καθώς και η διατήρηση της καύσης. Για να υπάρξει αντίδραση του οξυγόνου του αέρα καύσης με το υγρό καύσιμο θα πρέπει το καύσιμο να ατμοποιηθεί. Έτσι διαμορφώνονται διάφοροι τύποι καυστήρων στηριζόμενοι στην παροχή της αναγκαίας θερμότητας προς ατμοποίηση του καυσίμου είτε από την ίδια την φλόγα είτε από εξωτερική πηγή.

Ανάλογα με τον τρόπο λειτουργίας της τροφοδοσίας καυσίμου, οι καυστήρες υγρών καυσίμων διακρίνονται σε:

- Καυστήρες μονοβάθμιοι. Λειτουργούν με ένα μοναδικό σύστημα τροφοδοσίας.
- Καυστήρες πολυβάθμιοι. Λειτουργούν με δυο ή και περισσότερα συστήματα τροφοδοσίας.

Ανάλογα με τις συνθήκες πίεσης στον φλογοθάλαμο των λεβήτων οι καυστήρες υγρών καυσίμων διακρίνονται σε:

- Καυστήρες φυσικού ελκυσμού. Το καύσιμο προσάγεται χωρίς υπερπίεση.
- Καυστήρες πίεσεως. Το καύσιμο προσάγεται υπό πίεση 10-20Bar και εκτοξεύεται στον φλογοθάλαμο.

Καυστήρες αέριων καυσίμων

Λόγω της ιδιότητας του καύσιμου αυτού οι καυστήρες αέριων δεν χρειάζεται να ατμοποιήσουν το καύσιμο. Έτσι στην κατασκευή –μελέτη των καυστήρων αυτών δίνεται προσοχή κυρίως στην ανάμειξη του αερίου καυσίμου και του αέρα καύσης.

Επίσης σημαντικό παράγοντα του συστήματος αυτού αποτελεί η ασφάλεια λόγω της επικινδυνότητας που παρουσιάζουν τα αέρια καύσιμα. Για τον παραπάνω λόγο δίνεται μεγάλη προσοχή στα εξής:

- Ασφαλή έναυση και αποτροπή του αερίου καύσιμου να οδηγηθεί στην εστία εάν δεν εξασφαλιστεί η καύση του.
- Αποτροπή απότομης διακοπής του καυστήρα η οπισθανάφλεξης.

2.7 ΕΝΑΛΛΑΚΤΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

2.7.1 Γενικά

Οι εναλλάκτες θερμότητας είναι συσκευές στις οποίες μεταφέρεται θερμότητα από ένα μέσο σε ένα άλλο.

Η ανταλλαγή ποσοτήτων θερμότητας μεταξύ διαφόρων μέσων είναι μια από τις σπουδαιότερες διαδικασίες μεταφοράς θερμότητας τεχνικού ενδιαφέροντος.

Οι εναλλάκτες θερμότητας χρησιμοποιούνται στους ατμοπαραγωγούς, στους συμπυκνωτές, στους πύργους ψύξης, καθώς και στην χημική βιομηχανία.

2.7.2 Διάκριση εναλλακτών θερμότητας

Θεωρητική ταξινόμηση

Οι εναλλάκτες θερμότητας μπορούν να ταξινομηθούν ανάλογα με την αρχή λειτουργίας τους, στις παρακάτω κατηγορίες :

- **ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ**
Οι εναλλάκτες ανάκτησης χωρίζουν από ένα στερεό μέσο τα δυο ρέοντα ρευστά με διαφορετικές θερμοκρασίες. Θερμότητα μεταφέρεται από το θερμό στο ψυχρό ρευστό με αγωγή και μεταφορά διάμεσου της διαχωριστικής επιφάνειας, καθώς και με ακτινοβολία εάν ένα από τα ρευστά βρίσκεται σε θερμοκρασία αρκετά υψηλή.
- **ΑΝΑΓΕΝΗΤΕΣ**
Οι αναγεννητές είναι εναλλάκτες στους οποίους μια θερμαινόμενη επιφάνεια εκτίθεται εναλλάξ για ορισμένα χρονικά διαστήματα σε θερμό και ψυχρό νερό.
- **ΜΙΞΗΣ**
Στους εναλλάκτες μίξης αναμιγνύονται ρευστά διαφορετικών θερμοκρασιών.

Γεωμετρική ταξινόμηση

Ανάλογα με τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των εναλλακτών μπορούν να ταξινομηθούν σε τύπους εναλλακτών με πιο γνωστούς τους εξής:

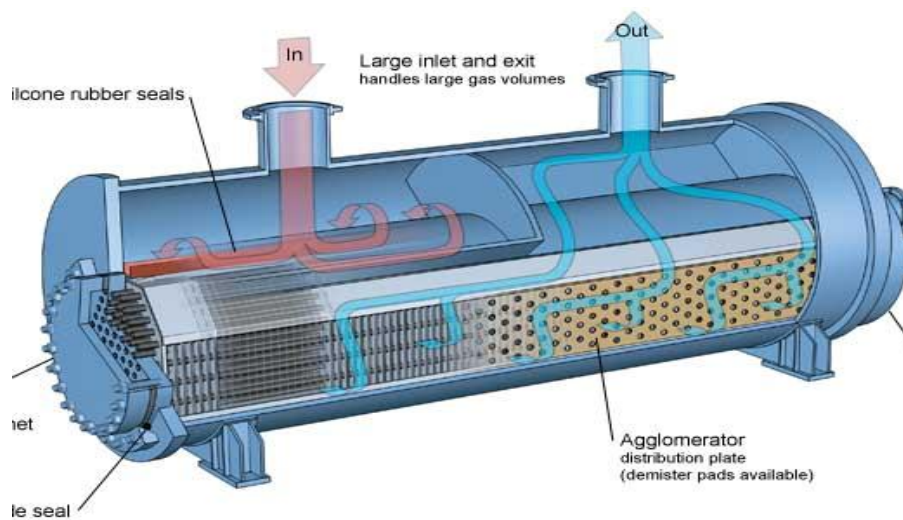
- Εναλλάκτης κέλυφος σωλήνα.
- Πλακοειδής εναλλάκτης.
- Σπειροειδής εναλλάκτης.

2.7.3 Ειδή εναλλακτών θερμότητας

Εναλλάκτης κέλυφος σωλήνα

Ο εναλλάκτης κέλυφος σωλήνα είναι ένας από τους παλιότερου τύπου εναλλάκτες. Η επιφάνεια μετάδοσης της θερμότητας αποτελείται από έναν αριθμό σωλήνων

συνδεδεμένων παράλληλα. Οι σωλήνες περιλαμβάνονται από κέλυφος. Τα δυο ρευστά που ανταλλάσσουν θερμότητα ρέουν αντίστοιχα μέσα και γύρο από τους σωλήνες.



Εικόνα 2.10 Εναλλάκτης κελύφους-σωλήνα αντιπαράλληλης ροής

Ανάλογα την φορά κίνησης των δυο ρευστών οι εναλλάκτες διακρίνονται σε παράλληλης, αντιπαράλληλης και σταυρωτής ροής.

Η χρησιμοποίηση πολλών σωλήνων μικρών διαστάσεων έχει το πλεονέκτημα ότι παρουσιάζει μεγάλη επιφάνεια μετάδοσης θερμότητας σε σχέση με τον όγκο του εναλλάκτη. Με κατάλληλη σύνδεση των σωληνώσεων άλλοτε παράλληλα και άλλοτε σε σειρά μπορούν να σχεδιαστούν εναλλάκτες με βέλτιστη αξιοποίηση του χώρου και μικρό σχετικά κόστος.

Ένας εναλλάκτης μπορεί να χρησιμοποιηθεί για θέρμανση ή και για ψύξη ενός ρευστού.

Πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας

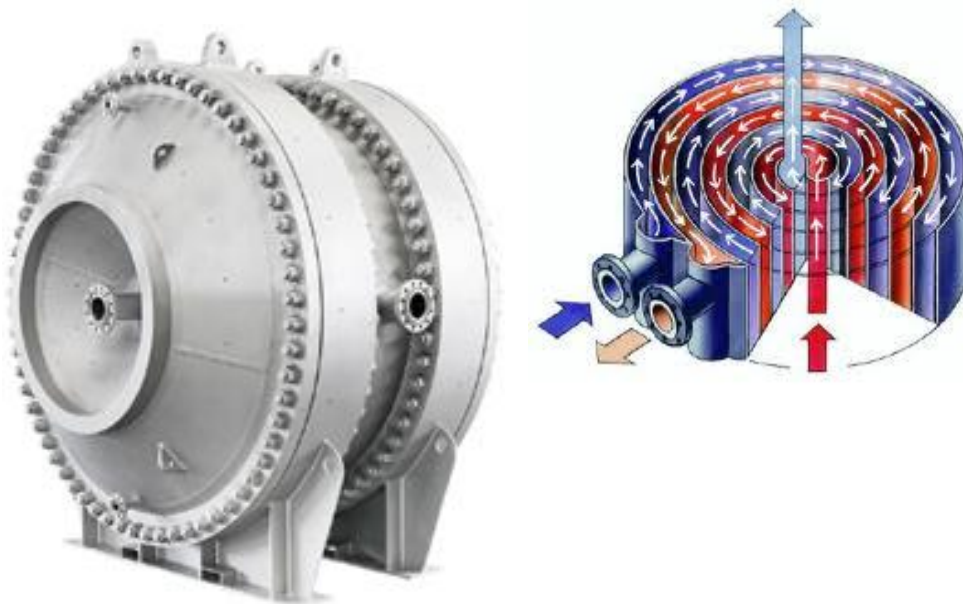
Άλλος ένας τύπος εναλλάκτη αποτελεί ο πλακοειδής ή επίπεδος. Αποτελείται από σειρές πλακών με χαλύβδινες επίπεδες διαβάσεις ροής. Τα θερμά και τα ψυχρά ρευστά διαρρέουν έτσι ώστε κάθε ροή ψυχρού ρευστού να περιβάλλεται από δυο ροές θερμού ρευστού. Τέτοιου είδους εναλλάκτες μπορούν να μεταβιβάσουν μεγάλα ποσά θερμότητας καταλαμβάνοντας μικρό όγκο σε μια εγκατάσταση. Αρνητικό στοιχείο των εναλλακτών αυτών αποτελεί το γεγονός ότι οι θερμές και ψυχρές ροές θα πρέπει να έχουν περίπου την ίδια πίεση.



Εικόνα 2.11 Πλακοειδής εναλλάκτης

Σπειροειδής εναλλάκτης θερμότητας

Το ζεστό ρευστό εισέρχεται στο κέντρο της μονάδας και ρέει σε σπειροειδή αυλάκι προς την περιφέρεια. Το ψυχρό ρευστό εισέρχεται από την περιφέρεια σε σπειροειδή αυλάκι και οδηγείται στο κέντρο της μονάδας από όπου και εξέρχεται.



Εικόνα 2.12 Σπειροειδής εναλλάκτης και ροική αναπαράσταση του

3. ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΤΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

3.1 ΓΕΝΙΚΑ

Σημαντικό στοιχείο για κάθε ενεργειακή εγκατάσταση αποτελεί η ενεργειακή πηγή που την τροφοδοτεί. Σε ενεργειακές μονάδες τέτοιας δυναμικότητας όπως αυτή που εξετάζεται στην παρούσα πτυχιακή εργασία, ο έλεγχος και η ποιότητα της καύσης αποτελούν τομείς σπουδαίας σημασίας. Η εκλογή του καυσίμου γίνεται πάντα κατά το στάδιο της μελέτης μιας εγκατάστασης και εξαρτάται από τεχνικούς και οικονομικούς παράγοντες. Τεχνοοικονομικά και περιβαλλοντικά ζητήματα όπως η εξοικονόμηση καυσίμου, η προστασία του συστήματος από διαβρώσεις και η μείωση των εκπομπών καυσαερίων όπως CO₂ και CO, μπορούν να ελεγχτούν μέσω της γνώσης της θεωρίας της καύσης και των τεχνολογικών εφαρμογών που προκύπτουν από αυτήν.

Για τους παραπάνω λόγους θα εξετάσουμε το καύσιμο με το οποίο τροφοδοτείται η εγκατάσταση μας και τα καπναέρια τα οποία παράγει η καύση του.

3.2 ΠΑΡΑΔΟΧΕΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ

Για τον υπολογισμό στοιχείων της εγκατάστασης θα πρέπει να ληφθούν οι παρακάτω παραδοχές:

Πίνακας 3.1 Πίνακας παραδοχών υπολογισμού.

1	Θερμοκρασία νερού μετά τον προθερμαντήρα	160 °C
2	Θερμοκρασία άντλησης καυσίμου	52 °C
3	Θερμοκρασία καυσίμου μετά τον προθερμαντήρα	125 °C
4	Μέση θερμοκρασία περιβάλλοντος	20 °C
5	Μέση ελάχιστη θερμοκρασία περιβάλλοντος	10 °C
6	Ελάχιστη θερμοκρασία περιβάλλοντος	-1 °C
7	Απόδοση αμολέβητα	85%
8	Απώλειες από ατελή καύση	0,50%

3.3 ΣΤΟΙΧΕΙΟΜΕΤΡΙΚΗ ΣΥΣΤΑΣΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ

Το καύσιμο τροφοδοσίας της εγκατάστασης είναι βαρύ πετρέλαιο/μαζούτ 3500 ° Red . Ανάλογα την περιοχή εξόρυξης και το διυλιστήριο διύλισης του αργού πετρελαίου η

στοιχειομετρική σύσταση του καυσίμου μεταβάλλεται. Για να έχουμε ένα σημείο αναφοράς θα χρησιμοποιήσουμε την σύσταση του βαρέως πετρελαίου που παράγουν τα ελληνικά διυλιστήρια. Έτσι έχουμε:

Πίνακας 3.2 Πίνακας σύστασης καυσίμου

ΣΤΟΙΧΕΙΟ	ΣΥΜΒΟΛΟ	ΠΟΣΟΣΤΟ	%
ΑΝΘΡΑΚΑΣ	C	82,32	
ΥΔΡΟΓΟΝΟ	H	10,83	
ΟΞΥΓΟΝΟ	O	0,37	
ΑΖΩΤΟ	N	0,18	
ΘΕΙΟ	S	3,9	
ΤΕΦΡΑ	A	0,92	
ΥΓΡΑΣΙΑ	W	0,98	
	ΣΥΝΟΛΟ =	100	

3.4 ΚΑΤΩΤΕΡΑ ΘΕΡΜΟΓΟΝΟΣ ΔΥΝΑΜΗ ΜΑΖΟΥΤ 3500 °Red

Για τον υπολογισμό της κατώτερου θερμογόνου δύναμης υγρού καυσίμου δίνεται ο τύπος:

$$H_u = 8130 * C + 24300 * H + 4560 * S - 2350 * O - 600 * W \quad (3.1)$$

$$H_u = 8130 * C + 24300 * H + 4560 * S - 2350 * O - 600 * W \Rightarrow$$

$$H_u = 8130 * 0,8282 + 24300 * 0,1083 + 1500 * 0,0018 + 4560 * 0,039$$

$$- 2350 * 0,0037 - 600 * 0,0098 \Rightarrow$$

$$H_u = 9531 \frac{Kcal}{Kg}$$

Άρα η θερμογόνος δύναμη του καυσίμου μαζούτ 3500 °Red είναι:

$$H_u = 9531 \frac{Kcal}{Kg}$$

3.5 ΠΟΣΟΤΗΤΕΣ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ-ΑΕΡΑ ΚΑΥΣΗΣ

Ελάχιστη ποσότητα αέρα καύσης

Η ελάχιστη ποσότητα αέρα καύσης που απαιτείται από το καύσιμο είναι:

$$L_o = 8,89 * C + 26,7 * (H - \frac{O}{8}) + 3,33 * S \quad (3.2)$$

$$\begin{aligned} L_o &= 8,89 * C + 26,7 * (H - \frac{O}{8}) + 3,33 * S = \\ &= 8,89 * 0,8282 + 26,7 * (0,1083 - \frac{0,0037}{8}) + 3,33 * 0,039 = \\ &= 10,37 Nm^3 / Kg \end{aligned}$$

Άρα η ελάχιστη ποσότητα αέρα που απαιτείται είναι:

$$L_o = 10,37 Nm^3 / Kg$$

Ποσότητα ξηρών καπναερίων

Η ποσότητα των καυσαερίων που παράγονται ανά κιλό καυσίμου και δεν περιέχουν υγρασία δίνεται:

$$V_{tr} = 8,89 * C + 21,1(H - \frac{O}{8}) + 3,33 * S + 0,796 * N \quad (3.3)$$

$$V_{tr} = 8,89 * 0,8282 + 21,1 * (0,1083 - \frac{0,0037}{8}) + 3,33 * 0,039 + 0,796 * 0,0018 =$$

$$V_{tr} = 9,77 Nm^3 / Kg$$

Άρα

$$V_{tr} = 9,77 Nm^3 / Kg$$

Ποσότητα υγρών καπναερίων

Η ποσότητα των καυσαερίων που παράγονται ανά κιλό καύσιμου και περιέχουν υγρασία δίνεται:

$$V_o = 8,89 * C + 32,29 * H - 21,1 * \frac{O}{8} + 3,33 * S + 0,796 * N + 1,244 * W \quad (3.4)$$

$$V_o = 8,89 * C + 32,29 * H - 21,1 * \frac{O}{8} + 3,33 * S + 0,796 * N + 1,244 * W =$$

$$= 8,89 * 0,8282 + 32,29 * 0,1083 - 21,1 * \frac{0,0037}{8} + 3,33 * 0,039$$

$$+ 0,796 * 0,0018 + 1,244 * 0,0098 =$$

$$V_o = 10,99 Nm^3 / Kg$$

Άρα

$$V_o = 10,99 Nm^3 / Kg$$

Μέγιστη περιεκτικότητα σε CO₂

Η μέγιστη περιεκτικότητα των καυσαερίων σε CO₂ δίνεται από τον τύπο:

$$K_{\max} = \frac{1,867 * C}{V_{tr}} \quad (3.5)$$

Στον παραπάνω τύπο τίθεται η ποσότητα των ξηρών καυσαερίων καθώς το μετρητικό όργανο ψύχει τα καυσαέρια πριν μετρήσει το CO₂.

Έτσι έχουμε:

$$K_{\max} = \frac{1,867 * C}{V_{tr}} = \frac{1,867 * 0,8282}{9,77} = 0,158$$

Άρα

$$K_{\max} = 15,8\%$$

Περίσσεια αέρα καύσης

Η περίσσεια αέρα καύσης υπολογίζεται με βάση την περιεκτικότητα των καυσαερίων σε CO₂ από τον τύπο:

$$I = 1 + \left(\frac{K_{\max}}{K} - 1 \right) * \frac{V_{tr}}{L_o} \quad (3.6)$$

$$I = 1 + \left(\frac{K_{\max}}{K} - 1 \right) * \frac{V_{tr}}{L_o} = 1 + \left(\frac{15,8}{13} - 1 \right) * \frac{9,77}{10,37} = 1,2$$

Άρα

$$I = 1,2$$

Ποσότητα πραγματικών ξηρών καπναερίων

Η ποσότητα των πραγματικών ξηρών καπναερίων δίνεται από τον τύπο:

$$V_{R,tr} = V_{tr} + (I - 1) * L_o \quad (3.7)$$

Η ποσότητα αυτή περιέχει και τη περίσσεια αέρα καύσης. Έτσι έχουμε:

$$V_{R,tr} = V_{tr} + (I - 1) * L_o = 9,77 + (1,2 - 1) * 10,37 = \\ = 11,87 Nm^3 / Kg$$

Άρα

$$V_{R,tr} = 11,87 Nm^3 / Kg$$

Ποσότητα πραγματικών υγρών καπναερίων

Η ποσότητα των πραγματικών υγρών καπναερίων δίνεται από τον τύπο:

$$V_R = V_o + (I - 1) * L_o \quad (3.8)$$

Η ποσότητα αυτή περιέχει και τη περίσσεια αέρα καύσης. Έτσι έχουμε:

$$V_R = V_o + (I - 1) * L_o = 10,99 + (1,2 - 1) * 10,37 = \\ = 13,06 Nm^3 / Kg$$

Άρα

$$V_R = 13,06 Nm^3 / Kg$$

4. ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ

4.1 ΓΕΝΙΚΑ

Τα θερμοδυναμικά στοιχεία για την μελέτη μιας θερμικής εγκατάστασης αποτελούν την βάση των δεδομένων από όπου ο μελετητής θα πρέπει να ξεκινήσει. Για μια ατμοπαραγωγό εγκατάσταση συμπαραγωγής τα σημαντικότερα στοιχεία που την χαρακτηρίζουν είναι:

- Η θερμική ισχύς.
- Η ηλεκτρική ισχύς.
- Πίεση και θερμοκρασία υπέρθερμου ατμού.
- Πίεση και θερμοκρασία ατμού μετά τον ατμοστρόβιλο.
- Η ατμοπαραγωγή.

Όλα τα παραπάνω στοιχεία υπολογίζονται στο στάδιο της προμελέτης με βάση πάντα την ανάγκη σε θερμική και ηλεκτρική ενέργεια που ζητεί η εγκατάσταση, που πρόκειται να εξυπηρετήσουμε.

Έτσι στο επόμενο υποκεφάλαιο αναλύονται τα αρχικά δεδομένα της συγκεκριμένης μελέτης. Έπειτα θα ακολουθήσουν βήματα επίλυσης ώστε να βρεθούν οι ποσότητες της ατμοπαραγωγής, της θερμικής και ηλεκτρικής ισχύος, της κατανάλωσης καύσιμου και το αρχικό διάγραμμα Rankine.

Εδώ θα πρέπει να σημειωθεί ότι όλα τα θερμοδυναμικά στοιχεία του ατμού και του νερού που υπολογίζονται στο παρόν κεφάλαιο αλλά και παρακάτω έχουν προκύψει από τους πίνακες κορεσμένων υδρατμών και υπερθέρμων ατμών του βιβλίου του Ν. Παπαγεωργίου Ατμοπαραγωγού Ι.

4.2 ΑΡΧΙΚΑ ΔΕΔΟΜΕΝΑ

Από την περιγραφή της παρούσας πτυχιακής εργασίας αντλούμε τα εξής:

Συνολική θερμική ισχύς: $Q=100\text{GJ/h}=27,7\text{Mw}$

Πίεση υπέρθερμου ατμού:

$$P_5 = 60 \text{Atm} = 60 * 0,981 \text{Bar} + 1,013 \text{Bar} = 59,873 = 60 \text{Bar}$$

Θερμοκρασία υπέρθερμου ατμού : $T_5 = 450^\circ \text{C}$

Αντίθλιψη ατμοστροβίλου: $P_7 = 4 \text{Atm} = (4 * 0,981 + 1,013) = 5 \text{Bar}$

Οι δείκτες στα διάφορα μεγέθη αναφέρονται στα σημεία του διαγράμματος T-S του σχήματος 4.2.

Από πίνακες υπέρθερμων ατμών έχουμε:

Για $P_2 = 60 \text{Bar}$ και $T_5 = 450^\circ \text{C}$

$$h_5 = 3299 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$$

Θεωρούμε ότι κατά την είσοδο των συμπυκνωμάτων στην δεξαμενή τροφοδοτικού νερού έχουν πίεση $P_1 = 1 \text{Bar}$ και θερμοκρασία $T_1 = 100^\circ \text{C}$.

Άρα από πίνακες κορεσμένων υδρατμών έχουμε:

$$\text{Ενθαλπία } h_1 = 419,1 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$$

$$\text{Εντροπία } S_1 = 1,3071 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg} * ^\circ \text{K}}$$

$$\text{Ειδικό όγκο } \hat{V}_1 = 0,0010435 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

Θεωρούμε ότι η μεταβολή που υπόκειται το ρευστό από την αντλία (1-2) με αύξηση της πίεσης $P_2 = 60 \text{Bar}$ είναι ισεντροπική και άρα:

Πίεση $P_2 = 60 \text{Bar}$

$$\text{Εντροπία } S_1 = S_2 = 1,3071 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg} * ^\circ \text{K}}$$

Ξηρότητα $X_2 = 0$

Ειδικός όγκος $\hat{V}_1 = \hat{V}_2 = 0,0010435 \frac{m^3}{Kg}$ (Θεωρούμε το νερό ασυμπίεστο)

Η ενθαλπία στο σημείο 2 δίνεται από τον τύπο:

$$h_2 = h_1 + \hat{V}_1 * \Delta P \quad (4.1)$$

$$h_2 = h_1 + \hat{V}_1 * \Delta P = 419,1 \frac{Kj}{Kg} + 1,0435 * \frac{dcm^3}{Kg} (60-1) Bar * 10^{-1} \Rightarrow$$

$$h_2 = 425,2 \frac{Kj}{Kg}$$

Ο υπολογισμός της θερμοκρασίας του τροφοδοτικού νερού μετά την αντλία δίνεται από τον τύπο:

$$\Delta T = \frac{\hat{V}_1 * \Delta P}{C_P} \quad (4.2)$$

$$\Delta T = \frac{\hat{V}_1 * \Delta P}{C_P} = \frac{1,045 * \frac{dcm^3}{Kg} * (60-1) Bar * 10^{-1}}{4,187 \frac{Kj}{Kg * ^\circ C}} = 1,47^\circ C$$

Άρα η θερμοκρασία του νερού στο σημείο 2 δίνεται:

$$T_2 = 101,5^\circ C$$

Τα νούμερα από 1,2,5,7 που χαρακτήρισαν τα θερμοδυναμικά στοιχεία αναφέρονται στο διάγραμμα του κύκλου Rankine που θα δοθεί σε επόμενο κεφάλαιο

4.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΤΜΟΠΑΡΑΓΩΓΗΣ

Η ποσότητα της ατμοπαραγωγής αναφέρεται στην ικανότητα του ατμολέβητα να παράγει μια συγκεκριμένη ποσότητα ατμού σε συγκεκριμένο χρονικό διάστημα

Η ατμοπαραγωγή δίνεται με βάση την θερμική ισχύ του σταθμού από τον τύπο:

$$\dot{D} = \frac{Q}{\Delta h} \quad (4.3)$$

Όπου $\Delta h = h_5 - h_2 = (3299 - 425,2) \frac{Kj}{Kg} = 2872,8 \frac{Kj}{Kg}$

και $\dot{Q} = 100 * 10^6 \frac{Kj}{h}$

Άρα

$$\dot{D} = \frac{\dot{Q}}{\Delta h} = \frac{100 * 10^6 \frac{Kj}{h}}{2872,8 \frac{Kj}{Kg}} = 34809 \frac{Kg}{h} \Rightarrow$$

$$\dot{D} = 35t / h$$

4.4 ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE

Για την σχεδίαση του διαγράμματος T-S του κύκλου Rankine κάναμε τις παρακάτω παραδοχές:

- Θεωρούμε ότι ο ατμός που καταναλώνεται στην κίνηση του ατμοστροβίλου και στις χρήσεις εισέρχεται ως συμπύκνωμα στην δεξαμενή τροφοδοτικού νερού σε ατμοσφαιρική πίεση $P_1=1\text{Bar}$ και θερμοκρασία $T_1=100\text{ }^\circ\text{C}$. (σημείο 1).
- Η αντλία του τροφοδοτικού νερού ανεβάζει την πίεση στα 60Bar.
- Γίνεται προθέρμανση του νερού μέχρι τους $160\text{ }^\circ\text{C}$ από τον προθερμαντήρα.
- Γίνεται θέρμανση του νερού μέχρι την θερμοκρασία βρασμού $T_3 = 275,5\text{ }^\circ\text{C}$ (σημείο 3).

- Γίνεται ατμοποίηση του νερού μέχρι το σημείο κορεσμού για $T_4 = 275,5^{\circ}C$ (σημείο 4).
- Μετατροπή του ατμού σε υπέρθερμο μέσω του υπερθερμαντήρα στην θερμοκρασία των $T_5 = 450^{\circ}C$ (σημείο 5).
- Εκτόνωση στον ατμοστρόβιλο σε πίεση $P_7 = 5Bar$.
- Λοιπές χρήσεις του ατμού και επιστροφή στο σημείο 1.

Έτσι με χρήση πινάκων κορεσμένων υδρατμών και υπέρθερμων ατμών συμπληρώνουμε τα θερμοδυναμικά στοιχεία των σημείων.

Σημείο 1

$$T_1 = 100^{\circ}C$$

$$P_1 = 1,01Bar$$

$$h_1 = 419,1 \frac{Kj}{Kg}$$

$$S_1 = 1,307 \frac{Kj}{Kg * ^{\circ}C}$$

$$\hat{V}_1 = 0,0010435 \frac{m^3}{Kg}$$

$$X_1 = 0$$

Σημείο 2

$$T_2 = 101,5^{\circ}C$$

$$P_2 = 60Bar$$

$$h_2 = 425 \frac{Kj}{Kg}$$

$$S_2 = 1,307 \frac{Kj}{Kg * ^{\circ}C}$$

$$\hat{V}_2 = 0,0010435 \frac{m^3}{Kg}$$

$$X_2 = 0$$

Σημείο 3

$$T_3 = 275,5^{\circ}C$$

$$P_3 = 60Bar$$

$$h_3 = 1213,9 \frac{Kj}{Kg}$$

$$s_3 = 3,027 \frac{Kj}{Kg * ^{\circ}C}$$

$$\hat{V}_3 = 0,0013185 \frac{m^3}{Kg}$$

$$X_3 = 0$$

Σημείο 4

$$T_4 = 275,5^{\circ}C$$

$$P_4 = 60Bar$$

$$h_4 = 2785 \frac{Kj}{Kg}$$

$$s_4 = 5,89 \frac{Kj}{Kg * ^{\circ}C}$$

$$\hat{V}_4 = 0,032 \frac{m^3}{Kg}$$

$$X_4 = 1$$

Σημείο 5

$$T_5 = 450^{\circ}C$$

$$P_5 = 60Bar$$

$$h_5 = 3299 \frac{Kj}{Kg}$$

$$s_5 = 6,7 \frac{Kj}{Kg * ^{\circ}C}$$

$$\hat{V}_5 = 0,05217 \frac{m^3}{Kg}$$

$$X_5 = 1$$

Σημείο 6

Η μεταβολή (5-6) είναι η θεωρητική ισεντροπική εκτόνωση που θα συνέβαινε σε έναν ιδανικό ατμοστροβίλο. Οι τιμές των θερμοδυναμικών μεγεθών των σημείων 8,9 που χρησιμοποιούνται στις εξισώσεις 4.6 και 4.7 υπολογίζονται παρακάτω.

$$S_6 = S_5 = 6,7 \frac{Kj}{Kg * ^\circ C} \quad (4.6)$$

Η ξηρότητα του ατμού στο σημείο 6 δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$X_6 = \frac{S_6 - S_9}{S_8 - S_9} \quad (4.7)$$

Άρα

$$X_6 = \frac{S_6 - S_9}{S_8 - S_9} = \frac{6,7 - 1,86}{6,82 - 1,86} = 0,975$$

Η ενθαλπία στο σημείο 6 υπολογίζεται με βάση την ξηρότητα του ατμού. Η σχέση δίνεται:

$$h_6 = h_9 + X_6(h_8 - h_9) \quad (4.8)$$

άρα

$$h_6 = h_9 + X_6(h_8 - h_9) = 640,1 + 0,975 * (2749 - 640,1) \Rightarrow$$

$$h_6 = 2696,2 \frac{Kj}{Kg}$$

Σημείο 7

Θεωρούμε ικανοποιητικό ισεντροπικό βαθμό απόδοσης για την εκτόνωση του αμοστρόβιλου $h_i = 0,87$. Έτσι έχουμε:

$$h_7 = h_5 - h_i * (h_5 - h_6) \quad (4.9)$$

Άρα η ενθαλπία στο σημείο 7 δίνεται:

$$h_7 = h_5 - h_i * (h_5 - h_6) = 3299 - 0,87 * (3299 - 2696,2) = 2775,5 \frac{Kj}{Kg}$$

Για την θερμοκρασία στο σημείο 7 αναζητάμε την τιμή της με βάση την ενθαλπία h_7 στους πίνακες υπέρθερμων υδρατμών. Παρατηρούμε ότι για $h_7=2775,5$ Kj/Kg στην πίεση 5 Bar βρίσκουμε τις τιμές :

$$T_1=160^{\circ}C \quad \text{με} \quad h_1=2767\text{Kj/Kg}$$

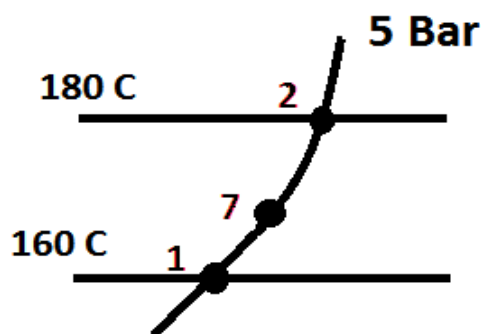
$$T_2=180^{\circ}C \quad \text{με} \quad h_2=2812\text{Kj/Kg}$$

Η ενθαλπία στο σημείο 7 είναι μεταξύ h_1 και h_2 συνεπώς θα προσδιορίσουμε την θερμοκρασία στο σημείο 7 με γραμμική παρεμβολή ως εξής:

$$T_7 = T_1 + \frac{(h_7 - h_1)}{(h_2 - h_1)}(T_2 - T_1) \quad (4.10)$$

$$T_7 = 160 + \frac{(2775 - 2767)}{(2812 - 2767)}(180 - 160) = 163,3^{\circ}C$$

Τα σημεία 1 και 2 αναφέρονται στο σχήμα 4.1 της γραμμικής παρεμβολής.



Σχήμα 4.1

Σημείο 1

$$T_1 = 160^{\circ}C$$

$$P_1 = 5Bar$$

$$h_1 = 2767 \frac{Kj}{Kg}$$

$$S_1 = 6,864 \frac{Kj}{Kg * ^{\circ}C}$$

$$\hat{V}_1 = 0,3839 \frac{m^3}{Kg}$$

$$X_1 = 1$$

Σημείο 2

$$T_2 = 180^{\circ}C$$

$$P_2 = 5Bar$$

$$h_2 = 2812 \frac{Kj}{Kg}$$

$$S_2 = 6,965 \frac{Kj}{Kg * ^{\circ}C}$$

$$\hat{V}_2 = 0,4047 \frac{m^3}{Kg}$$

$$X_2 = 1$$

Η εντροπία στο σημείο 7 δίνεται από τον τύπο:

$$S_7 = S_1 + \frac{(h_7 - h_1) * (S_2 - S_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (4.11)$$

$$S_7 = S_1 + \frac{(h_7 - h_1) * (S_2 - S_1)}{(h_2 - h_1)} = 6,864 + \frac{(2775 - 2767) * (6,94 - 6,864)}{(2812 - 2767)}$$

$$S_7 = 6,88 \frac{Kj}{Kg * ^{\circ}C}$$

Ο ειδικός όγκος στο σημείο 7 δίνεται από τον τύπο:

$$\hat{V}_7 = \hat{V}_1 + \frac{(h_7 - h_1) * (\hat{V}_2 - \hat{V}_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (4.12)$$

Άρα έχουμε:

$$\hat{V}_7 = \hat{V}_1 + \frac{(h_7 - h_1) * (\hat{V}_2 - \hat{V}_1)}{(h_2 - h_1)} = 0,3839 + \frac{(2775 - 2767) * (0,4047 - 0,3839)}{(2812 - 2767)}$$

$$\hat{V}_7 = 0,3875 \frac{m^3}{Kg}$$

Συνοψίζοντας στο σημείο 7 έχουμε:

$$T_7 = 163^{\circ}C$$

$$P_7 = 5Bar$$

$$h_7 = 2775,5 \frac{Kj}{Kg}$$

$$S_7 = 6,88 \frac{Kj}{Kg * ^{\circ}C}$$

$$\hat{V}_7 = 0,3875 \frac{m^3}{Kg}$$

$$X_7 = 1$$

Σημείο 9

$$T_9 = 151,8^{\circ}C$$

$$P_9 = 5Bar$$

$$h_9 = 640,1 \frac{Kj}{Kg}$$

$$S_9 = 1,860 \frac{Kj}{Kg * ^{\circ}C}$$

$$\hat{V}_9 = 0,0010927 \frac{m^3}{Kg}$$

$$X_9 = 1$$

Σημείο 8

$$T_8 = 151,8^{\circ}C$$

$$P_8 = 5Bar$$

$$h_8 = 2749 \frac{Kj}{Kg}$$

$$S_8 = 6,822 \frac{Kj}{Kg * ^{\circ}C}$$

$$\hat{V}_8 = 0,3747 \frac{m^3}{Kg}$$

$$X_8 = 1$$

Σημείο 10

$$T_{10} = 100^{\circ}C$$

$$P_{10} = 1,01Bar$$

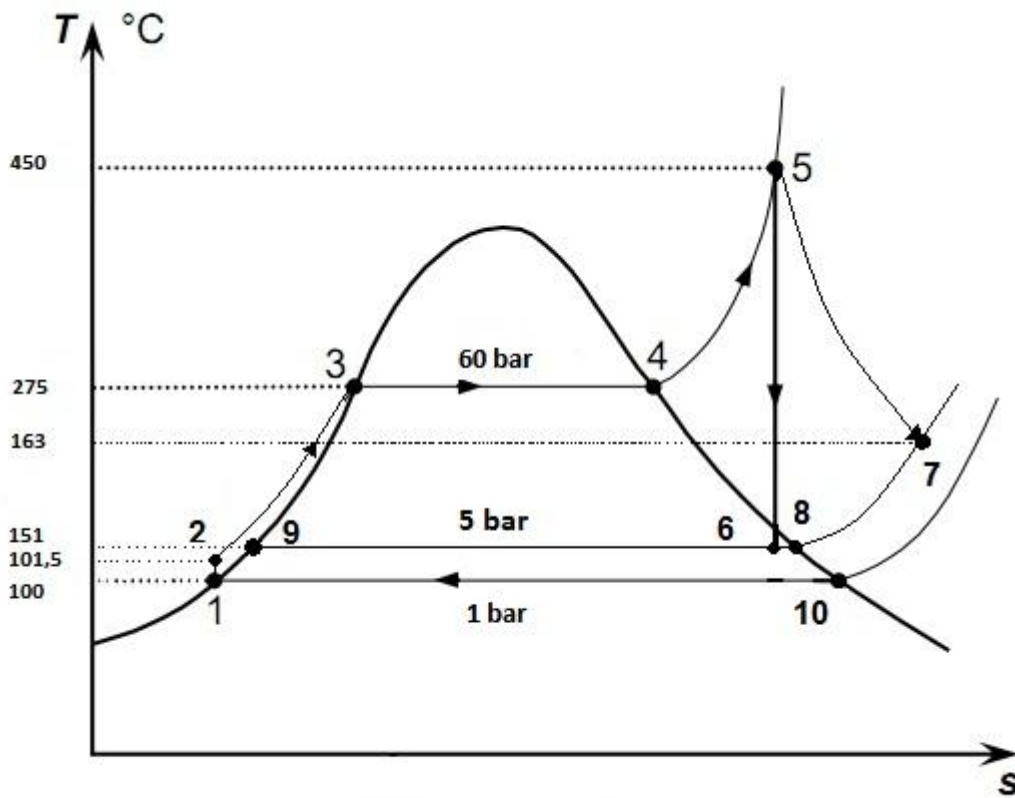
$$h_{10} = 2676 \frac{Kj}{Kg}$$

$$S_{10} = 7,354 \frac{Kj}{Kg * ^{\circ}C}$$

$$\hat{V}_{10} = 1,673 \frac{m^3}{Kg}$$

$$X_{10} = 1$$

Διάγραμμα κύκλου Rankine



Διάγραμμα $T-s$

Σχήμα 4.2

4.5 ΩΡΙΑΙΑ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ

Η κατανάλωση καυσίμου του ατμοπαραγωγού υπολογίζεται με βάση:

- Την προσδιδόμενη θερμότητα στον ατμολέβητα από την καύση του καυσίμου και την θερμότητα προθέρμανσης του ανά μονάδα κιλού καυσίμου.
- Την απαιτούμενη θερμότητα για την παραγωγή ενός κιλού ατμού.
- Την ατμοπαραγωγή ανά μονάδα χρόνου.
- Την απόδοση του ατμολέβητα. Θεωρούμε ικανοποιητική απόδοση για έναν σύγχρονο ατμολέβητα $\eta=0,85$.

Η προσδιδόμενη θερμότητα στον ατμολέβητα από την καύση του καυσίμου και την θερμότητα προθέρμανσης του ανά μονάδα κιλού καυσίμου δίνεται από τον τύπο:

$$\dot{Q}_1 = H_u + q_b \quad (4.13)$$

Η Θερμότητα προθέρμανσης του καυσίμου δίνεται από τον τύπο:

$$q_b = c_p * \Delta T \quad (4.14)$$

Όπου c_p : ειδική θερμότητα πετρελαίου

$$c_p = 0,40 \frac{Kcal}{Kg * C}$$

Και $T_b = 120^{\circ} C$ Θερμοκρασία εισόδου του καυσίμου στον λέβητα

Και $T_l = 10^{\circ} C$ Θερμοκρασία περιβάλλοντος

Έτσι έχουμε:

$$q_b = c_p * \Delta T = c_p * (T_b - T_l) = 0,40 \frac{Kcal}{Kg * C} * (120 - 10) = 44 \frac{Kcal}{Kg}$$

Προσαυξάνουμε τον αριθμό με ένα ποσοστό 20% για να καλύψουμε τυχόν έκτακτες ανάγκες.

Έτσι:

$$q_b = 52 \frac{Kcal}{Kg}$$

Άρα

$$\dot{Q}_1 = H_u + q_b = (9531 + 52) \frac{Kcal}{Kg} = 9583 \frac{Kcal}{Kg}$$

Έτσι από τον βασικό τύπο ισολογισμού θερμότητας υπολογίζεται η κατανάλωση καυσίμου B:

$$B = \frac{D * (h_5 - h_2)}{h * \mathcal{Q}_f} = \frac{\mathcal{Q}}{h * \mathcal{Q}_f} \quad (4.15)$$

$$B = \frac{100Gj / h}{0,85 * 9583 \frac{Kcal}{Kg}} = \frac{23,8 * 10^6 \frac{Kcal}{h}}{0,85 * 9583 \frac{Kcal}{Kg}} = 2932 \frac{Kg}{h}$$

Άρα περίπου:

$$B = 3t / h$$

4.6 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΙΣΧΥΟΣ ΑΤΜΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ

Η αποδιδόμενη ισχύς στον ατμοστρόβιλο δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$$W_t = D * \Delta h_T \quad (4.16)$$

Όπου $\Delta h_T = h_5 - h_7 = 3299 - 2775,5 = 523,5Kj / Kg$ η θερμότητα που αποδίδει ο ατμός στον ατμοστρόβιλο.

Έτσι:

$$W_t = D * \Delta h_T = 34809Kg / h * 523,5Kj / Kg = \frac{18,22 * 10^6 Kj / h}{3600 * 10^3} = 5,06MW$$

$$W_t = 5Mw$$

4.7 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΗΛΕΚΤΡΙΚΗΣ ΙΣΧΥΟΣ

Η ηλεκτρική ισχύς που παράγει η γεννήτρια υπολογίζεται με βάση την ισχύ του ατμοστροβίλου μειούμενη από τις απώλειες στα έδρανα του στροβίλου και την απόδοση της γεννήτριας. Θεωρούμε απώλειες στα έδρανα του στροβίλου και της γεννήτριας 5% και την απόδοση της γεννήτριας 98%. Έτσι έχουμε:

$$W_{hl} = W_t * h_{hl} * h_m \quad (4.17)$$

$$W_{hl} = W_t * h_{hl} * h_m = 5,06 * 0,98 * 0,95 = 4,71 MW$$

4.8 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΘΕΡΜΙΚΗΣ ΙΣΧΥΟΣ

Η θερμική ισχύς αναφέρεται στην παροχή θερμικής ενέργειας ανά μονάδα χρόνου που μεταφέρει ο ατμός μετά την αντίθλιψη του ατμοστροβίλου (σημείο 7) στις διάφορες χρήσεις του και μέχρι την δεξαμενή τροφοδοτικού νερού (σημείο 1). Στον υπολογισμό εισάγουμε και την μείωση λόγω ατμοδιαφυγής σε ποσοστό 3% της ατμοπαραγωγής.

$$W_q = D * (h_7 - h_1) * 0,97 \quad (4.18)$$

$$W_q = D * (h_7 - h_1) * 0,97 = 34809 \frac{Kg}{h} * (2775,5 - 419) \frac{Kj}{Kg} * 0,97 = \frac{80Gj}{3600 * 10^6} = 22,1 MW$$

Οι απώλειες από ατμοδιαφυγή δίνονται:

$$q_s = 3\% * D(h_7 - h_1) = 0,03 * 34809 \frac{Kg}{h} * (2775,5 - 419) \frac{Kj}{Kg} = 2,46 * 10^6 \frac{Kj}{h} = 0,684 MW$$

4.9 ΛΟΓΟΣ ΗΛΕΚΤΡΙΚΗΣ ΠΡΟΣ ΘΕΡΜΙΚΗΣ ΙΣΧΥΟΣ

Ο λόγος της ηλεκτρικής ενέργειας που παράγει μια εγκατάσταση ατμολέβητα-ατμοστροβίλου προς την θερμότητα που διατίθεται για διάφορες χρήσεις είναι ένα πολύ χρήσιμο μέγεθος ως αναφορά την εκλογή ενός τέτοιου συστήματος.

Έτσι ο λόγος ηλεκτρικής-θερμικής ενέργειας δίνεται ως εξής:

$$PHR = \frac{W_{hl}}{W_{\Theta}} = \frac{4,71MW}{22,1MW} = 0,21 \quad (4.19)$$

Έτσι για κατανάλωση 1 μονάδας θερμικής ενέργειας στον ατμό χρήσης παράγουμε 0,2 μονάδες ηλεκτρικής ενέργειας.

4.10 ΣΥΝΟΛΙΚΟΣ ΒΑΘΜΟΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΤΗΣ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ

Ο συνολικός βαθμός απόδοσης της εγκατάστασης θα υπολογιστεί βάση της παραγόμενης ηλεκτρικής και θερμικής ενέργειας προς την προσδιδόμενη στον ατμολέβητα θερμική ισχύ.

$$h_{ol} = \frac{W_{hl} + W_{\Theta}}{B * \cancel{Q_1}} \quad (4.20)$$

$$h_{ol} = \frac{(4,71 + 22,1)MW}{2932 \frac{Kg}{h} * 9583 \frac{Kcal}{Kg}} = \frac{23,05 * 10^6 \frac{Kcal}{h}}{28,097 * 10^6 \frac{Kcal}{h}} = 0,82$$

$$h_{ol} = 82\%$$

4.11 ΔΕΙΚΤΗΣ F ΟΛΙΚΗΣ ΙΣΧΥΟΣ

Ο δείκτης F της ολικής ισχύος αναφέρεται στην ικανότητα παραγωγής θερμικής και ηλεκτρικής ισχύος ανά κιλό καυσίμου.

$$F_{ol} = \frac{W_{hl} + W_{\Theta}}{B} \quad (4.21)$$

$$F_{ol} = \frac{(22,1 + 4,71)MW}{2932Kg} = 9,14 \frac{KWH}{Kg}$$

4.12 ΔΕΙΚΤΗΣ F ΗΛΕΚΤΡΙΚΗΣ ΙΣΧΥΟΣ

Ο δείκτης F της ηλεκτρικής ισχύος μας πληροφορεί για την παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ ανά κιλό καυσίμου στην εγκατάσταση. Έτσι έχουμε:

$$F_{hl} = \frac{W_{hl}}{B} \quad (4.22)$$

$$F_{hl} = \frac{4,71MW}{2932 \frac{Kg}{h}} = 1,6 \frac{KWh}{Kg}$$

4.13 ΙΣΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ

Στην παρακάτω παράγραφο εκτελούνται ενεργειακοί υπολογισμοί βάση του σχήματος 4.3. Στον ενεργειακό ισολογισμό τοποθετούνται οι τιμές των μεγεθών χωρίς στρογγυλοποιήσεις ώστε να προκύψει σωστό αποτέλεσμα.

Υπολογίζουμε την θερμική ισχύ που δίνει το καύσιμο στην εστία:

$$q_1 = B * \dot{Q}_1 = \frac{2932 \text{Kg} / \text{h} * 9583 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} * 4,187}{3600 * 10^3} = 32,68 \text{MW} \quad (4.23)$$

Το q_2 αναφέρεται στην θερμότητα που μεταφέρει ο υπέρθερμος ατμός στον στρόβιλο.

$$q_2 - q_4 = h * q_1 = 0,85 * 32,68 \text{MW} = 27,78 \text{MW} \quad (4.24)$$

Η διάφορα ($q_2 - q_4$) είναι επίσης ίση με την συνολική θερμική ισχύ της εγκατάστασης, άρα:

$$q_2 - q_4 = 100 \text{Gj} / \text{h} = 27,78 \text{MW}$$

Το q_{a1} αποτελεί τις απώλειες θερμότητας στον ατμολέβητα.

$$q_{a1} = (1 - h) * q_1 = (1 - 0,85) * 32,68 \text{MW} = 4,90 \text{MW} \quad (4.25)$$

Το q_{a2} αποτελεί τις μηχανικές απώλειες στα έδρανα του στρόβιλου και τις θερμικές απώλειες αυτού.

$$q_{a2} = (1 - h_{mc}) * W_T = (1 - 0,95) * 5,06 \text{MW} = 0,25 \text{MW} \quad (4.26)$$

Το q_{a3} αναφέρεται στις απώλειες των τυλιγμάτων της γεννήτριας και των εδράνων.

$$q_{a3} = (1 - h_{hl}) * h_{mc} * W_T = (1 - 0,98) * 0,95 * 5,06 \text{MW} = 0,1 \text{MW} \quad (4.27)$$

Το q_3 αναφέρεται στην μεταφερόμενη θερμότητα στις χρήσεις του ατμού.

$$q_3 = q_2 - q_{a2} - W_T = q_2 - 5,06 - 0,25 = q_2 - 5,31MW \quad (4.28)$$

Επαληθεύουμε την ισχύ του αμοστροβίλου.

$$W_T = W_{hl} + q_{a3} + q_{a2} = 4,7 + 0,1 + 0,25 = 5,06MW \quad (4.29)$$

Υπολογίζουμε την θερμότητα που μεταφέρουν τα συμπυκνώματα στον αμολέβητα.

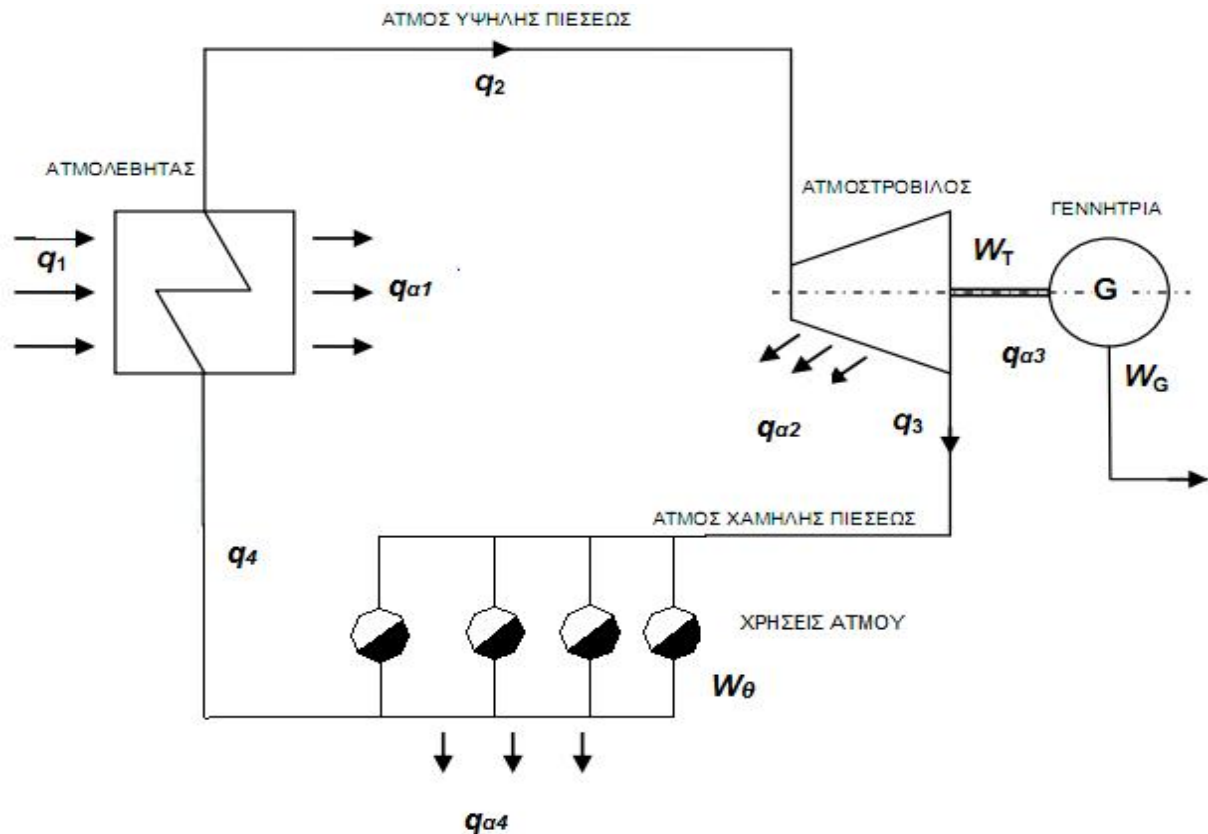
$$q_4 = q_2 + q_{a1} - q_1 = q_2 + 4,90 - 32,68 = q_2 - 27,78MW \quad (4.30)$$

Υπολογισμός απωλειών θερμότητας που χάνεται στις χρήσεις του ατμού. Η απώλεια αυτή οφείλεται στην αμολαφυγή, η οποία εκτιμήθηκε σε ποσοστό 3% της αμολαφυγής.

$$q_{a4} = q_s = 0,68MW \quad (4.31)$$

Υπολογισμός συνολικής απορριπτόμενης θερμότητας.

$$q_{ap} = q_{a1} + q_{a2} + q_{a3} + q_{a4} = 4,90 + 0,25 + 0,10 + 0,68 = 5,93MW \quad (4.32)$$



Σχήμα 4.3

4.14 ΣΥΝΟΛΙΚΗ ΑΠΟΡΡΙΠΤΟΜΕΝΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΣΤΟ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝ

Ο υπολογισμός της συνολικής απορριπτόμενης θερμότητας στο περιβάλλον προκύπτει βάση του συνολικού βαθμού απόδοσης της εγκατάστασης. Ο υπολογισμός είναι θεωρητικός και βασίζεται στις παραδοχές που έχουν ληφθεί για τον συντελεστή απόδοσης του ατμολέβητα και του ατμοστρόβιλου, για τις απώλειες στα έδρανα του ατμοστρόβιλου και της ηλεκτρογεννήτριας όπως επίσης και στο ποσοστό ατμοδιαφυγής και απόρριψης ατμού στο περιβάλλον.

Έτσι έχουμε:

$$q_{ap} = \left(\frac{1}{h_{ol}} - 1 \right) * (W_{\Theta} + W_{hl}) \quad (4.33)$$

$$q_{ap} = \left(\frac{1}{0,82} - 1 \right) * (22,1 + 4,71) MW = 5,89 MW$$

Παρατηρούμαι ότι υπάρχει μικρή απόκλιση των τιμών των σχέσεων (4.32) και (4.33), η οποία οφείλεται σε στρογγυλοποιήσεις.

5. ΕΣΤΙΑ- ΘΕΡΜΑΙΝΟΜΕΝΕΣ ΕΠΙΦΑΝΕΙΕΣ

5.1 ΓΕΝΙΚΑ

Η εστία αποτελεί τον χώρο που συντελείται η καύση. Οι εστίες των ατμολεβήτων που καταναλώνουν υγρά και αέρια καύσιμα δεν απαιτούν ιδιαίτερη μελέτη σε σύγκριση με τις εστίες των ατμολεβήτων που καίγουν στερεά καύσιμα.

Σε ατμολέβητες στερεών καυσίμων οι εστίες απαιτούν εσχάρες στις οποίες θα κατακαθίσει το καύσιμο σε μορφή στάχτης μέχρι να ολοκληρωθεί η καύση του. Ακόμα απαραίτητος είναι ένας μηχανισμός που θα απομακρύνει την στάχτη από το κάτω μέρος της εστίας. Αυτά τα δυο στοιχεία αυξάνουν το κόστος της μελέτης και της κατασκευής τέτοιων εστιών.

Οι εστίες σε υδραυλωτούς ατμολέβητες σαν αυτόν που εξετάζουμε είναι συνήθως ορθογώνιες παραλληλεπίπεδες και στο εσωτερικό τους είναι «ντυμένες» με σωληνώσεις με συγκεκριμένο βήμα απόστασης όπου μέσα τους ατμοποιείται το νερό τροφοδοσίας. Η επιφάνεια αυτή είναι γνωστή και ως ακτινοβολούμενη επιφάνεια φλογοθαλάμου.

Πάνω από την εστία βρίσκεται το αρχικό τμήμα που αποτελεί έναν εναλλάκτη θερμότητας μεταξύ καπναερίων και νερού προς ατμοποίηση. Τα καπναέρια της καύσης εισέρχονται σε κανάλι όπου και οδηγούνται στον υπερθερμαντήρα. Ο υπερθερμαντήρας υπερθερμαίνει τον κορεσμένο ατμό ανεβάζοντας του την θερμοκρασία. Στην συνέχεια τα καπναέρια ανταλλάσσουν θερμότητα με το τελικό τμήμα που οδηγεί τον ατμό στο τύμπανο. Τέλος αφού έχουν πλέον χάσει μεγάλο μέρος της θερμότητας που είχαν στην έξοδο από τον φλογοθάλαμο οδηγούνται στο προθερμαντήρα νερού που προθερμαίνει το τροφοδοτικό νερό και από εκεί οδηγούνται στην καπνοδόχο.

5.2 ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΠΟΥ ΑΠΟΔΙΔΕΤΑΙ ΣΤΟΝ ΦΛΟΓΟΘΑΛΑΜΟ

Η θερμότητα που απελευθερώνεται στο φλογοθάλαμο, μπορεί να διαχωριστεί σε δύο μέρη:

Το πρώτο μέρος σχετίζεται με τη μεταδιδόμενη ακτινοβολία-θερμότητα στους αυλούς του φλογοθαλάμου δημιουργώντας ατμοποίηση, ενώ το δεύτερο μέρος μεταφέρεται με τα θερμά καυσαέρια πέρα από το φλογοθάλαμο στα υπόλοιπα μέρη του λέβητα.

Λόγω απωλειών αγωγιμότητας και ακτινοβολίας, ένα μικρό μέρος της θερμότητας σε καθένα από τα μέρη αυτά χάνεται, σε κάθε τμήμα του λέβητα.

Ο ισολογισμός θερμότητας στο φλογοθάλαμο γράφεται ως εξής:

$$\dot{Q}_f = \dot{Q}_{af} + \dot{Q}_R \quad (5.1)$$

όπου

\dot{Q}_f : η εκλυόμενη θερμότητα στην εστία.

\dot{Q}_{af} : η θερμότητα της ακτινοβολίας στο φλογοθάλαμο.

\dot{Q}_R : η θερμότητα καυσαερίων φλογοθαλάμου.

Η εκλυόμενη θερμότητα στην εστία, για τη γενική περίπτωση καύσης, δύναται να εκφραστεί και ως:

$$\dot{Q}_f = B(H_u + q_b) \quad (5.2)$$

$$\dot{Q}_f = B(H_u + q_b) = 2932 \frac{Kg}{h} (9531 + 52) \frac{Kcal}{Kg} = 28,1 * 10^6 \frac{Kcal}{h}$$

5.3 ΔΙΑΣΤΑΣΕΙΣ ΦΛΟΓΟΘΑΛΑΜΟΥ

Οι διαστάσεις του φλογοθαλάμου θα υπολογιστούν με βάση την ειδική φόρτιση q_f ανά μονάδα όγκου και q_F ανά μονάδα επιφάνειας. Θεωρούμε ειδική φόρτιση όγκου:

$$q_f = 0,4 * 10^6 \text{ Kcal} / \text{h} * \text{m}^3$$

Έτσι ο όγκος του φλογοθαλάμου δίνεται:

$$V_f = \frac{\dot{Q}_f}{q_f} \quad (5.3)$$

$$V_f = \frac{\dot{Q}_f}{q_f} = \frac{28,1 \cdot 10^6 \text{ Kcal} / \text{h}}{0,4 \cdot 10^6 \text{ Kcal} / \text{h} \cdot \text{m}^3} = 70,25 \text{m}^3$$

Θεωρούμε ειδική φόρτιση ανά μονάδα επιφάνειας οριζοντίου διατομής:

$$qF = 1,6 \cdot 10^6 \text{ Kcal} / \text{h} \cdot \text{m}^2$$

Άρα η επιφάνεια της οριζόντιας διατομής του φλογοθαλάμου δίνεται:

$$F_f = \frac{\dot{Q}_f}{qF} \tag{5.4}$$

$$F_f = \frac{28,1 \cdot 10^6 \text{ Kcal} / \text{h}}{1,6 \cdot 10^6 \text{ Kcal} / \text{h} \cdot \text{m}^2} = 17,6 \text{m}^2$$

Λαμβάνουμε αυθαιρέτως πλάτος και ύψος του φλογοθαλάμου ώστε να προκύπτει διατομή $17,6 \text{m}^2$

Πλάτος $B_f = 4 \text{m}$

Μήκος $L_f = 4,5 \text{m}$

Άρα το ύψος του φλογοθαλάμου θα είναι:

$$h_f = \frac{V_f}{F_f} \tag{5.5}$$

$$h_f = \frac{V_f}{F_f} = \frac{70,25 \text{m}^3}{17,6 \text{m}^2} = 4 \text{m}$$

5.4 ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΦΛΟΓΟΘΑΛΑΜΟΥ

Θεωρητική θερμοκρασία ονομάζουμε την θερμοκρασία που θα αναπτυσσόταν εφ' όσον δεν υπήρχε ανταλλαγή θερμότητας με τα τοιχώματα του φλογοθαλάμου, πράγμα το οποίο δεν συμβαίνει, λόγω μετάδοσης με ακτινοβολία.

$$T_U = \frac{H_u + q_b}{C_{pm} * V_R} + T_l \quad (5.6)$$

$$T_U = \frac{(9531 + 52) \text{Kcal} / \text{kg}}{0,37 \frac{\text{Kcal}}{\text{Nm}^3 * ^\circ \text{C}} * 13,06 \frac{\text{Nm}^3}{\text{Kg}}} + 20^\circ \text{C} = 2003^\circ \text{C}$$

5.5 ΑΚΤΙΝΟΒΟΛΟΥΜΕΝΗ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ

Η επιφάνεια αυτή αποτελείται από τους αυλούς περιμετρικά της εστίας και από την πρώτη σειρά των αυλών στην οροφή του φλογοθαλάμου, που προσβάλλεται από την ακτινοβολία.

Όπως αναφέρεται οι αυλοί έχουν διάμετρο $\Phi 82,9 \text{ mm}$, η οποία σημειώνεται ότι έχει αποδειχθεί η πιο κατάλληλη διάμετρος για φλογοθαλάμους. Οι αυλοί αυτοί βρίσκονται σε σειρά, περιμετρικά του φλογοθαλάμου και σε επαφή με το τοίχωμα του.

Η επιφάνεια που προσβάλλεται από ακτινοβολία, είναι:

$$F_s = \sum l_a * d * \left(1 + \frac{t-d}{2 * t}\right) \quad (5.13)$$

Όπου t το βήμα των αυλών, l_a το μήκος των αυλών και d η εξωτερική διάμετρος των αυλών.

$$t \approx \frac{p * d}{2} = \frac{82,9 * 3,14}{2} \Rightarrow t \approx 130 \text{mm} \quad (5.14)$$

Περίμετρος φλογοθαλάμου:

$$\Gamma = 2 * 4m + 2 * 4,5m \Rightarrow \Gamma = 17m \quad (5.15)$$

Βάση του βήματος, οι αυλοί που θα τοποθετηθούν κατακόρυφα, είναι:

$$n = \frac{\Gamma}{t} = \frac{17m}{0,13m} \Rightarrow n = 131 \text{ αυλοί} \quad (5.16)$$

Θεωρώντας το μήκος των αυλών ίσο με το ύψος του φλογοθαλάμου, η προσβαλλόμενη από ακτινοβολία επιφάνεια, είναι:

$$F_S = n * l_a * d * \left(1 + \frac{t-d}{2 * t}\right)$$

$$F_S = 131 * 4m * 0,0829m * \left(1 + \frac{130 - 82,9}{2 * 130}\right)$$

$$F_S = 51,3m^2$$

5.6 ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΗ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΦΛΟΓΟΘΑΛΑΜΟΥ

Η θερμοκρασία t_w του εξωτερικού τοιχώματος λαμβάνεται **10 [°C]** περίπου παραπάνω από τη θερμοκρασία του νερού στο εσωτερικό των αυλών. Γνωρίζοντας ότι η πίεση αυτού ισούται με την πίεση του τυμπάνου $P_t = 60 \text{ bar}$, χρησιμοποιώντας τον πίνακα κορεσμένων υδρατμών, βρίσκουμε τη θερμοκρασία βρασμού του νερού, $t_s = 275,5^\circ\text{C}$. Ως εκ τούτου, είναι:

$$t_w = (t_s + 10^\circ\text{C}) + 273 = 275,5 + 10 + 273 = 558,5^\circ\text{C}$$

Αρχικά, υπολογίζουμε την ανά μονάδα επιφάνειας ακτινοβολούμενη θερμότητα s , ως εξής:

$$S = C * \left[\left(\frac{t_f}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_w}{100} \right)^4 \right] = 4 * \left[\left(\frac{T_f + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{(275,5^\circ C + 10^\circ C) + 273^\circ K}{100} \right)^4 \right]$$

όπου

t_f η θερμοκρασία του φλογοθαλάμου σε [°K].

t_w η θερμοκρασία του εξωτερικού τοιχώματος των αυλών, επίσης σε [°K].

C ο συντελεστής ακτινοβολίας.

Εφαρμόζεται μια επαναληπτική διαδικασία, κατά την οποία υποθέτουμε κάθε φορά μια πιθανή τιμή της T_f , την αντικαθιστούμε στην εξίσωση, εξάγοντας το αποτέλεσμα. Όταν η τιμή που θα προκύψει θα είναι ίση με αυτή της υπόθεσης, η διαδικασία σταματάει και η τιμή αυτή είναι και η ζητούμενη πραγματική θερμοκρασία φλογοθαλάμου. Η εξίσωση εμπεριέχει και στα δυο μελή την θερμοκρασία T_f και είναι της μορφής:

$$T_f = \frac{\dot{Q}_f - S * F_s}{B * C_{pm} * VR} + T_l \quad (5.7)$$

$$T_f = \frac{28,1 * 10^6 \frac{Kcal}{h} - 4 * \left[\left(\frac{T_f + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{558,5^\circ K}{100} \right)^4 \right] * 51,3 m^2}{2932 \frac{Kg}{h} * 0,37 \frac{Kcal}{Nm^3 * ^\circ C} * 13,06 \frac{Nm^3}{Kg}} + 20^\circ C$$

για $T_f = 1240^\circ C$	βρίσκω	$T_f = 1258^\circ C$
για $T_f = 1243^\circ C$	βρίσκω	$T_f = 1252,6^\circ C$
για $T_f = 1250^\circ C$	βρίσκω	$T_f = 1238^\circ C$
για $T_f = 1246^\circ C$	βρίσκω	$T_f = 1246^\circ C$

Μετά την εκτέλεση της παραπάνω διαδικασίας προσεγγίσαμε την τιμή:

$$T_f = 1246^{\circ}\text{C}$$

5.7 ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΑΠΟΔΙΔΟΜΕΝΗ ΜΕ ΑΚΤΙΝΟΒΟΛΙΑ ΣΤΟΝ ΦΛΟΓΟΘΑΛΑΜΟ

Λύνοντας τη σχέση ισολογισμού ως προς Q_{af} και λαμβάνοντας υπόψη το ποσοστό της θερμότητας που χάνεται με αγωγιμότητα και ακτινοβολία στην εστία (x_e), και ότι στην εν λόγω εφαρμογή δεν προθερμαίνεται ο αέρας καύσεως, ισχύει:

$$Q_{af} = (1 - X_c) * B * \left[(H_U + q_b) - V_R * C_{pm} * (T_f - T_l) \right] \quad (5.8)$$

$$Q_{af} = (1 - 0,025) * 2932 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} * \left[9583 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} - 13,06 \frac{\text{Nm}^3}{\text{Kg}} * 0,37 \frac{\text{Kcal}}{\text{Nm}^3 * ^{\circ}\text{C}} * (1246 - 20)^{\circ}\text{C} \right]$$

$$Q_{af} = 10,459 * 10^6 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

5.8 ΣΥΝΟΛΙΚΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΠΡΟΣΔΙΔΟΜΕΝΗ ΓΙΑ ΑΤΜΟΠΟΙΗΣΗ

Η συνολικά προσδιδόμενη θερμότητα για ατμοποίηση από τα καυσαέρια στο αρχικό και τελικό τμήμα του λέβητα, είναι συναρτήσει της αύξησης της ενθαλπίας του εισερχόμενου στο τύμπανο νερού από τον προθερμαντήρα νερού, και της ενθαλπίας του ατμού του τυμπάνου:

$$\Delta h = h_x - q_0 \quad (5.17)$$

Ο ατμός εντός του τυμπάνου δεν είναι κορεσμένος πλήρως, αλλά υγρός με ξηρότητα $x = (0,97 + 0,99)$. Εδώ λαμβάνουμε $x = 0,98$.

Για $P_f = 60 \text{ [bar]}$ είναι $t_f = 275,5 \text{ [}^\circ\text{C]}$ η θερμοκρασία βρασμού. Η ενθαλπία στα σημεία αυτά σε καταστάσεις νερού και ατμού αντίστοιχα είναι:

$$h_x = h_3 + X * (h_4 - h_3) \quad (5.18)$$

$$h_x = h_3 + X * (h_4 - h_3) = 1213,9 + 0,98 * (2785 - 1213,9) = 2753,5 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$$

Το νερό συμπιέζεται και προθερμαίνεται σε πίεση 60 Bar και θερμοκρασία 160 °C. Η ενθαλπία του νερού στο σημείο αυτό είναι με μεγάλη προσέγγιση ίση με αυτήν του κορεσμένου νερού ίδιας θερμοκρασίας. Άρα:

$$q_o = 675,6 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$$

Έτσι η συνολική θερμότητα προς ατμοποίηση δίνεται:

$$\dot{Q}_D = D(h_x - q_o) \quad (5.19)$$

$$\dot{Q}_D = D(h_x - q_o) = 35000 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} * \left(\frac{2753,5 - 675,6}{4,187} \right) \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} = 17,36 * 10^6 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

5.9 ΑΡΧΙΚΟ ΤΜΗΜΑ

Το αρχικό τμήμα ατμοποίησης αποτελείται από οριζόντιους αυλούς, κεκλιμένους ελαφρώς. Το τμήμα αυτό βρίσκεται πάνω από το φλογοθάλαμο, ενώ η θερμοκρασία των καπναερίων κατά την είσοδό τους σ' αυτό είναι αυτή που κατέχουν όταν εγκαταλείπουν το φλογοθάλαμο $T_f=1246$ °C. Από την άλλη, η θερμοκρασία εξόδου τους αντιστοιχεί στη θερμοκρασία εισόδου του υπερθερμαντήρα.

Προκειμένου να αποφεύγεται η καταστροφή του υπερθερμαντήρα (λόγω κακής ψύξης), η θερμοκρασία στην είσοδο του περιορίζεται ανάλογα και με την ποιότητα του χάλυβα κατασκευής του. Η θερμοκρασία αυτή θεωρούμε ότι είναι ίση με **1000 °C**. Προκειμένου να μειωθεί η θερμοκρασία από **1277 °C σε 1000 °C**, απαιτείται προσφορά ανάλογου ποσού θερμότητας στο αρχικό τμήμα ατμοποίησης. Ισχύει:

$$Q_1 = (1 - X_C) * B * V_R * C_{pm} * (T_f - T_2) \quad (5.20)$$

Όπου

$$T_f = 1246^{\circ} C, T_2 = 1000^{\circ} C$$

$x_c = 2,5 \%$ το ποσοστό για απώλειες που οφείλονται σε ακτινοβολία και αγωγιμότητα προς τα τοιχώματα και εν συνεχεία προς το περιβάλλον, μέσα στο αρχικό τμήμα,

B η ωριαία κατανάλωση καυσίμου.

$$V_R = 13,06 \frac{Nm^3}{Kg} \text{ ο όγκος των καυσαερίων.}$$

$c_{pm} = 0,37 \text{ kcal}/Nm^3 \cdot ^{\circ}C$ η μέση ειδική θερμότητα των καπναερίων στο αρχικό τμήμα.

Αντικαθιστώντας, βρίσκουμε:

$$\dot{Q}_1 = (1 - 0,025) * 2932 \frac{Kg}{h} * 13,06 \frac{Nm^3}{Kg} * 0,37 Kcal \frac{Kcal}{Nm^3 * ^\circ C}$$

$$*(1246 - 1000)^\circ C \Rightarrow$$

$$\dot{Q}_1 = 3,39 * 10^6 Kcal / h$$

5.9.1 Θερμαινόμενη επιφάνεια αρχικού τμήματος

Το αρχικό τμήμα ατμοποίησης λειτουργεί σαν εναλλάκτης θερμότητας. Εξωτερικά των αυλών ρέουν τα καπναέρια, ενώ στο εσωτερικό υπάρχει νερό σε κατάσταση βρασμού. Η θερμοκρασία βρασμού του νερού αντιστοιχεί στην πίεση του τυμπάνου και υπολογίστηκε ως $[t_s = 275,5^\circ C]$. Προσδιορίζοντας τη μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας υπολογίζουμε τη θερμαινόμενη επιφάνεια του αρχικού τμήματος, ως εξής:

$$(\Delta T_m)_{\log} = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}} \quad (5.21)$$

Όπου:

ΔT_{\max} η μέγιστη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ των ρευστών στο ένα άκρο του εναλλάκτη.

ΔT_{\min} η ελάχιστη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ των ρευστών στο άλλο άκρο αυτού.



Σχήμα 5.1 Θερμοκρασιακή αναπαράσταση της μετάδοσης θερμότητας στο αρχικό τμήμα

Βάση του σχήματος 5.2, ισχύει:

$$\Delta T_{\max} = T_f - T_s = 1246 - 275,5 \Rightarrow \Delta T_{\max} = 970,5^\circ C$$

$$\Delta T_{\min} = T_2 - T_s = 1000 - 275,5 \Rightarrow \Delta T_{\min} = 724,5^\circ C$$

Μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας:

$$(\Delta T_m)_{\log} = \frac{970,5 - 724,5}{\ln \frac{970,5}{724,5}} = 841,5^\circ C$$

Εν συνεχεία, χρησιμοποιώντας τη βασική σχέση μεταβίβασης θερμότητας εντός εναλλακτών, έχουμε:

$$F_1 = \frac{\dot{Q}_1}{K * (\Delta T_m) \log} = \frac{3,39 * 10^6 \frac{Kcal}{h}}{32 \frac{Kcal}{m^2 * h * ^\circ C} * 841^\circ C} = 125,9 m^2 \quad (5.22)$$

Όπου $K = 32 \frac{Kcal}{m^2 * h * ^\circ C}$ συντελεστής μετάδοσης θερμότητας μεταξύ ζέοντος ύδατος και καπναερίων που προτείνεται από την βιβλιογραφία.

5.10 ΥΠΕΡΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑΣ ΑΤΜΟΥ

5.10.1 Θερμότητα που αποδίδεται στον υπερθερμαντήρα ατμού

Τα καπναέρια που διαρρέουν τον υπερθερμαντήρα (ο οποίος βρίσκεται αμέσως μετά το αρχικό τμήμα ατμοποίησης) έχουν θερμοκρασία στην είσοδο $T_2 = 1000^\circ C$ ενώ στην έξοδο η θερμοκρασία είναι άγνωστη προς το παρόν. Τα καπναέρια προσδίδουν θερμότητα στον υπερθερμαντήρα, ο οποίος μεταβάλλει τη θερμοκρασία του ατμού από $T_s = 275,5^\circ C$ μέσα στο τύμπανο σε $T = 450^\circ C$ θερμοκρασία που κατέχει στην έξοδο ο παραγόμενος, υπέρθερμος ατμός.

Η ζητούμενη θερμότητα, είναι:

$$\dot{Q}_{\text{ατμ}} = D * (h_5 - h_X) = 35000 \frac{Kg}{h} * (786,4 - 657,6) \frac{Kcal}{h} = 4,508 * 10^6 \frac{Kcal}{h} \quad (5.23)$$

$$\dot{Q}_{\text{ατμ}} = 4,508 * 10^6 \frac{Kcal}{h}$$

5.10.2 Θερμοκρασία καπναερίων μετά τον υπερθερμαντήρα

Ο υπερθερμαντήρας παραλαμβάνει θερμότητα Q μέσω των καπναερίων που αποδίδεται στον ατμό για την υπερθέρμανσή του. Έχουμε συνεπώς μείωση της θερμοκρασίας των καπναερίων, και στην έξοδο του υπερθερμαντήρα η T_3 υπολογίζεται ως εξής:

$$T_3 = T_2 - \frac{\dot{Q}_R}{(1 - X_C) * B * V_R * C_{pm}} \quad (5.24)$$

Όπου

$T_2 - T_3$ η διαφορά θερμοκρασίας πριν και μετά τον υπερθερμαντήρα.

$c_{pm} = 0,36 \text{ kcal/Nm}^3 \cdot ^\circ\text{C}$ η μέση ειδική θερμότητα των καπναερίων εντός του υπερθερμαντήρα.

$T_2 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$ η θερμοκρασία στην είσοδο του υπερθερμαντήρα.

$x_c = 2,5 \%$ οι απώλειες από ακτινοβολία και αγωγιμότητα στον υπερθερμαντήρα.

$$T_3 = T_2 - \frac{\dot{Q}_R}{(1 - X_C) * B * V_R * C_{pm}} =$$

$$= 1000^\circ\text{C} - \frac{4,508 * 10^6 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}}{0,975 * 2932 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} * 13,06 \frac{\text{Nm}^3}{\text{Kg}} * 0,36 \frac{\text{Kcal}}{\text{Nm}^3 * ^\circ\text{C}}} = 664,6^\circ\text{C}$$

$$T_3 = 664,6^\circ\text{C}$$

5.10.3 Θερμαινόμενη επιφάνεια υπερθερμαντήρα

Κατά τη λειτουργία του ως εναλλάκτη ατμού, στο εξωτερικό μέρος των αυλών του υπερθερμαντήρα ρέουν τα καπναέρια, ενώ στο εσωτερικό μέρος ρέει ο ατμός. Προκειμένου να υπολογίσουμε τη θερμαινόμενη επιφάνεια του υπερθερμαντήρα, χρησιμοποιούμε εκ νέου τον υπολογισμό κατά Grashof, μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας.

$$\Delta T_{\max} = T_2 - T_5 = 1000 - 450 \Rightarrow \Delta T_{\max} = 550^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{\min} = T_3 - T_4 = 664,6 - 275,5 \Rightarrow \Delta T_{\min} = 389^\circ\text{C}$$

Μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας:

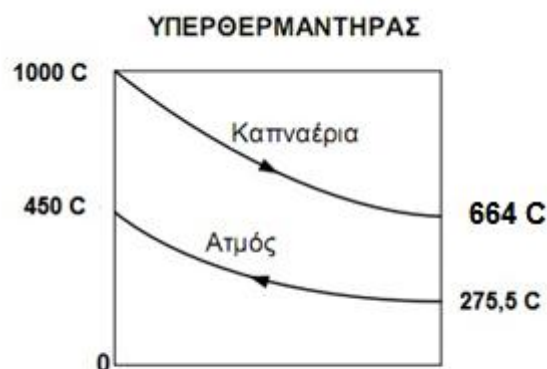
$$(\Delta T_m)_{\log} = \frac{550 - 385,3}{\ln \frac{550}{385,3}} = 463,4^\circ \text{C}$$

Άρα η επιφάνεια του υπερθερμαντήρα δίνεται:

$$F_{\text{α}} = \frac{\dot{Q}_{\text{α}}}{K * (\Delta T_m)_{\log}} = \frac{4,508 * 10^6 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}}{25 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 * \text{h} * ^\circ \text{C}} * 463,5^\circ \text{C}} = 393,6 \text{m}^2 \quad (5.25)$$

Όπου $K = 25 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 * \text{h} * ^\circ \text{C}}$ συντελεστής μετάδοσης θερμότητας μεταξύ υπέρθερμου ατμού και καπναερίων που προτείνεται από την βιβλιογραφία.

Το σχήμα απεικονίζει την συναλλαγή της θερμότητας μεταξύ καπναερίων και ατμού.



Σχημα 5.2 Θερμοκρασιακή αναπαράσταση της μετάδοσης θερμότητας στον υπερθερμαντήρα

5.11 ΤΕΛΙΚΟ ΤΜΗΜΑ

5.11.1 Θερμότητα που αποδίδεται στο τελικό τμήμα του λέβητα

Το τελικό τμήμα αποτελείται από σωληνώσεις οι οποίες ξεκινούν από το άνω μέρος του φλογοθαλάμου και καταλήγουν στο τύμπανο. Το τελικό τμήμα διατρέχεται από νερό που βρίσκεται σε κατάσταση ατμοποίησης. Στο τελικό τμήμα αποδίδεται ποσό θερμότητας από τα καπναέρια που διέρχονται μέσα από αυτό και το οποίο υπολογίζεται βάση του ενεργειακού ισολογισμού.

$$\dot{Q}_2 = \dot{Q}_D - \dot{Q}_{af} - \dot{Q}_1 \quad (5.26)$$

και με αντικατάσταση:

$$\dot{Q}_2 = 17,36 * 10^6 \frac{Kcal}{h} - 10,459 * 10^6 \frac{Kcal}{h} - 3,39 * 10^6 \frac{Kcal}{h} = 3,51 * 10^6 \frac{Kcal}{h}$$

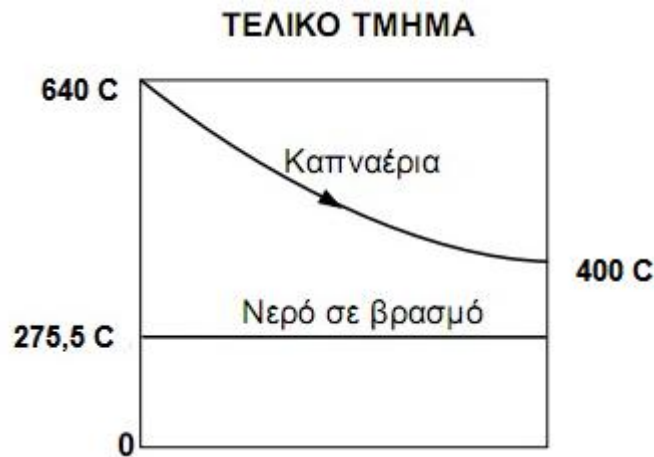
5.11.2 Θερμοκρασία καπναερίων μετά το τελικό τμήμα

Το τελικό τμήμα παραλαμβάνει θερμότητα \dot{Q}_2 μέσω των καπναερίων που αποδίδεται στον νερό για την υπερθέρμανσή του. Έχουμε συνεπώς μείωση της θερμοκρασίας των καπναερίων, και στην έξοδο το τελικό τμήμα η T_4 υπολογίζεται ως εξής:

$$T_4 = T_3 - \frac{\dot{Q}_2}{(1 - X_C) * B * V_R * C_{pm}} \quad (5.27)$$

$$T_4 = 664,6^\circ C - \frac{3,51 * 10^6 \frac{Kcal}{h}}{(1 - 0,025) * 2932 Kg / h * 13,06 \frac{Nm^3}{Kg} * 0,36 \frac{Kcal}{Nm^3 * ^\circ C}} = 403,4^\circ C$$

Το σχήμα απεικονίζει την συναλλαγή της θερμότητας μεταξύ καπναερίων και του νερού σε βρασμό.



Σχήμα 5.3 Θερμοκρασιακή αναπαράσταση της μετάδοσης θερμότητας στο τελικό τμήμα

5.11.3 Θερμαινόμενη επιφάνεια τελικού τμήματος

Ο υπολογισμός της επιφάνειας αυτής θα γίνει μετά τον προσδιορισμό κατά Grashof. Οι διαφορές θερμοκρασίας στα δύο άκρα του εναλλάκτη, είναι:

$$\Delta T_{\max} = T_3 - T_s = 664,6 - 275,5 = 389,1^\circ C$$

$$\Delta T_{\min} = T_4 - T_s = 403,4 - 275,5 = 127,9^\circ C$$

Η μέση λογαριθμική διαφορά δίνεται:

$$\Delta T_m(\log) = \frac{389,1 - 127,9}{\ln \frac{389,1}{127,9}} = 234,7^\circ C$$

Άρα η θερμαινόμενη επιφάνεια του τελικού τμήματος δίνεται:

$$F_2 = \frac{\dot{Q}_2}{K * (\Delta T_m) \log} = \frac{3,51 * 10^6 \frac{Kcal}{h}}{35 \frac{Kcal}{m^2 * h * ^\circ C} * 234,7^\circ C} = 427,2 m^2$$

Όπου $K = 35 \frac{Kcal}{m^2 * h * ^\circ C}$ συντελεστής μετάδοσης θερμότητας μεταξύ ζέοντος ύδατος και καπναερίων που προτείνεται από την βιβλιογραφία.

5.12 ΠΡΟΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑΣ ΝΕΡΟΥ

Ο προθερμαντήρας αποτελεί τον τελευταίο εναλλάκτη που συναντούν τα καπναέρια πριν οδηγηθούν στην καπνοδόχο. Προσδίδουν θερμότητα Q_v με στόχο την αύξηση της απόδοσης του λέβητα και της εξοικονόμησης καύσιμου.

5.12.1 Προσδιδόμενη θερμότητα μέσω του προθερμαντήρα

Η θερμότητα που προσδίδεται στο τροφοδοτικό νερό δίνεται:

$$\dot{Q}_V = \dot{m}_f * \Delta h \quad (5.28)$$

$$\dot{Q}_V = \dot{m}_f * \Delta h = \dot{m}_f * (h_o - h_w) = 37613 \frac{Kg}{h} * (160 - 101,5) \frac{Kcal}{Kg}$$

$$\dot{Q}_V = 2,249 * 10^6 \frac{Kcal}{h}$$

Όπου h_o και h_w είναι η ενθαλπία του προθερμασμένου νερού και του τροφοδοτικού νερού αντίστοιχα.

5.12.2 Θερμοκρασία καπναερίων μετά τον προθερμαντήρα

Ο προθερμαντήρας παραλαμβάνει θερμότητα \dot{Q}_v μέσω των καπναερίων που αποδίδεται στον νερό για την υπερθέρμανση του. Έχουμε συνεπώς μείωση της

θερμοκρασίας των καπναερίων στην έξοδο από τον προθερμαντήρα. Η T_5 υπολογίζεται ως εξής:

$$T_5 = T_4 - \frac{\dot{Q}_V}{(1 - X_C) * B * V_R * C_{pm}} \quad (5.29)$$

$$T_5 = 403,4^\circ C - \frac{2,249 * 10^6 \frac{Kcal}{h}}{(1 - 0,025) * 2932 Kg / h * 13,06 \frac{Nm^3}{Kg} * 0,36 \frac{Kcal}{Nm^3 * ^\circ C}} = 236^\circ C$$

$$T_5 = 236^\circ C$$

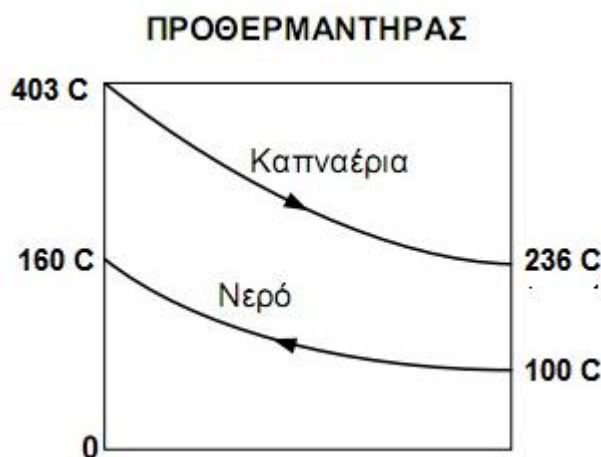
Υπολογίζουμε την μέση λογαριθμική διάφορα :

$$\Delta T_{max} = T_4 - T_0 = 403,4 - 160 \Rightarrow \Delta T_{max} = 243,4^\circ C$$

$$\Delta T_{min} = T_5 - T_w = 236 - 100 \Rightarrow \Delta T_{min} = 136^\circ C$$

$$(\Delta T_m)_{log} = \frac{243,4 - 136}{\ln\left(\frac{243,4}{136}\right)} = 184,5^\circ C$$

Το σχήμα απεικονίζει την συναλλαγή της θερμότητας μεταξύ καπναερίων και του νερού.



Σχήμα 5.4 Θερμοκρασιακή αναπαράσταση της μετάδοσης θερμότητας στον προθερμαντήρα

5.12.3 Θερμαινόμενη επιφάνεια προθερμαντήρα

Η θερμαινόμενη επιφάνεια προθερμαντήρα δίνεται από τον τύπο μεταφοράς θερμότητας.

$$\dot{Q}_V = F_V * K * (\Delta T_m) \log \quad (5.31)$$

$$F_V = \frac{\dot{Q}_V}{K * (\Delta T_m) \log} = \frac{2,249 * 10^6 \frac{Kcal}{h}}{21 * \frac{Kcal}{m^2 * h * ^\circ C} * 184,5^\circ C}$$

$$F_V = 580,4 m^2$$

Όπου $K = 21 \frac{Kcal}{m^2 * h * ^\circ C}$ συντελεστής μετάδοσης θερμότητας μεταξύ νερού και καπναερίων που προτείνεται από την βιβλιογραφία.

5.13 ΕΙΔΙΚΗ ΑΤΜΟΠΟΙΗΣΗ

Η ειδική ατμοποίηση αποτελεί ένα μέγεθος που μας πληροφορεί για την ικανότητα των επιφανειών του ατμολέβητα να παράγουν ατμό. Οι επιφάνειες του ατμού που μας ενδιαφέρουν είναι οι επιφάνειες ατμοποίησης. Αυτές είναι: η επιφάνεια του αρχικού τμήματος F_1 , η επιφάνεια του τελικού τμήματος F_2 και η ακτινοβολούμενη επιφάνεια F_S . Έτσι έχουμε:

$$q_D = \frac{D}{F_D} = \frac{D}{F_S + F_1 + F_2} \quad (5.32)$$

$$q_D = \frac{35000 \frac{Kg}{h}}{(51,3 + 125,9 + 427,2)m^2} = 58 \frac{Kg}{m^2 * h}$$

5.14 ΠΥΚΝΟΤΗΤΑ ΡΟΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Η πυκνότητα ροής θερμότητας είναι ένα υπολογίσιμο μέγεθος που μας πληροφορεί για την ικανότητα του ατμολέβητα να παράγει θερμότητα ανά μονάδα θερμαινόμενης επιφάνειας. Στον υπολογισμό του μεγέθους αυτού εισέρχεται όλη η συναλλασσόμενη θερμότητα στον ατμολέβητα και όλες οι θερμαινόμενες επιφάνειες. Έτσι έχουμε:

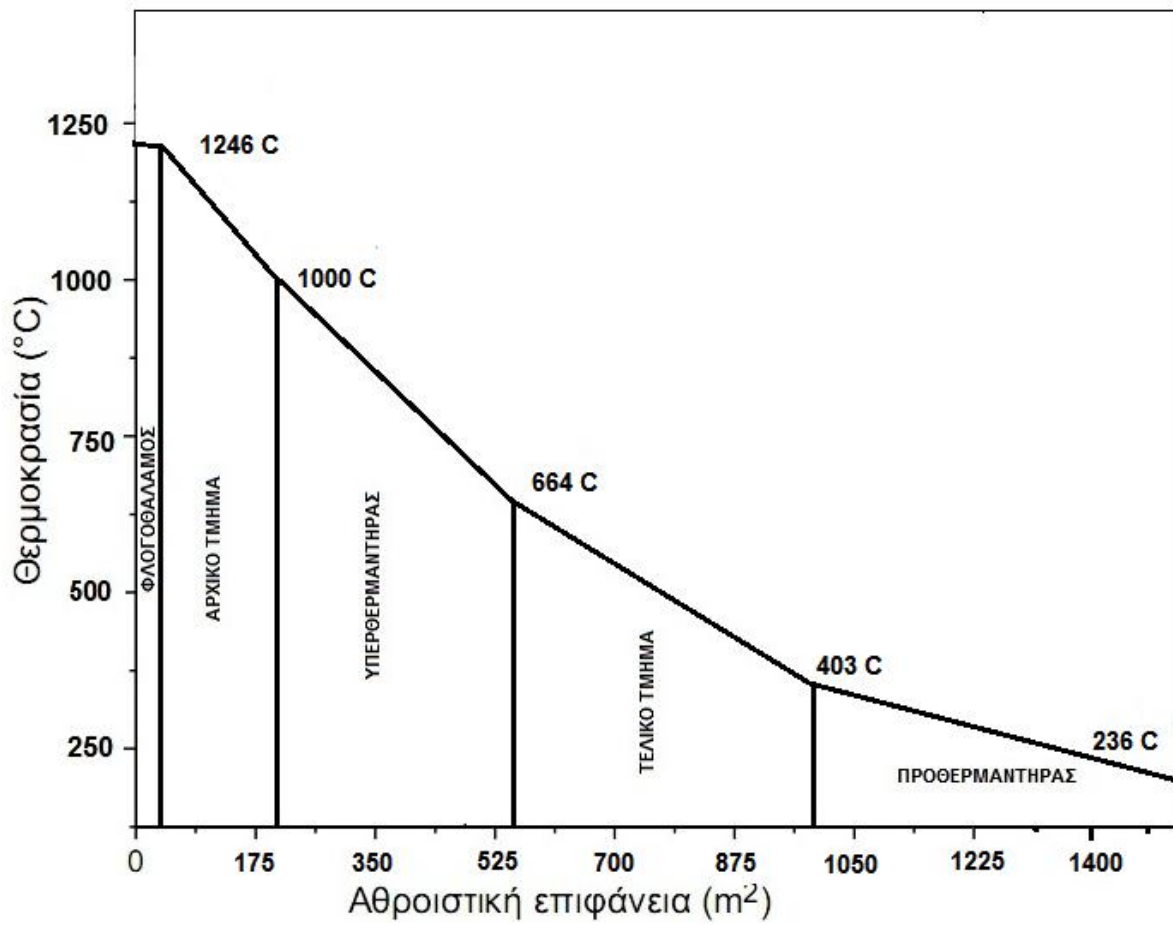
$$q_{th} = \frac{Q_{ol}}{A_{ol}} = \frac{Q_{af} + Q_1 + Q_2 + Q_{\mu} + Q_V}{F_S + F_1 + F_2 + F_{\mu} + F_V} \quad (5.31)$$

$$q_{th} = \frac{(10,45 + 3,39 + 3,51 + 4,508 + 2,249) * 10^6 \frac{Kcal}{h}}{(51,3 + 125,9 + 436,2 + 393,6 + 582,4)m^2} = \frac{24,107 * 10^6 \frac{Kcal}{h}}{1589,4m^2} = 15167 \frac{Kcal}{h * m^2}$$

5.15 ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ ΕΠΙΦΑΝΕΙΩΝ ΚΑΙ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΩΝ

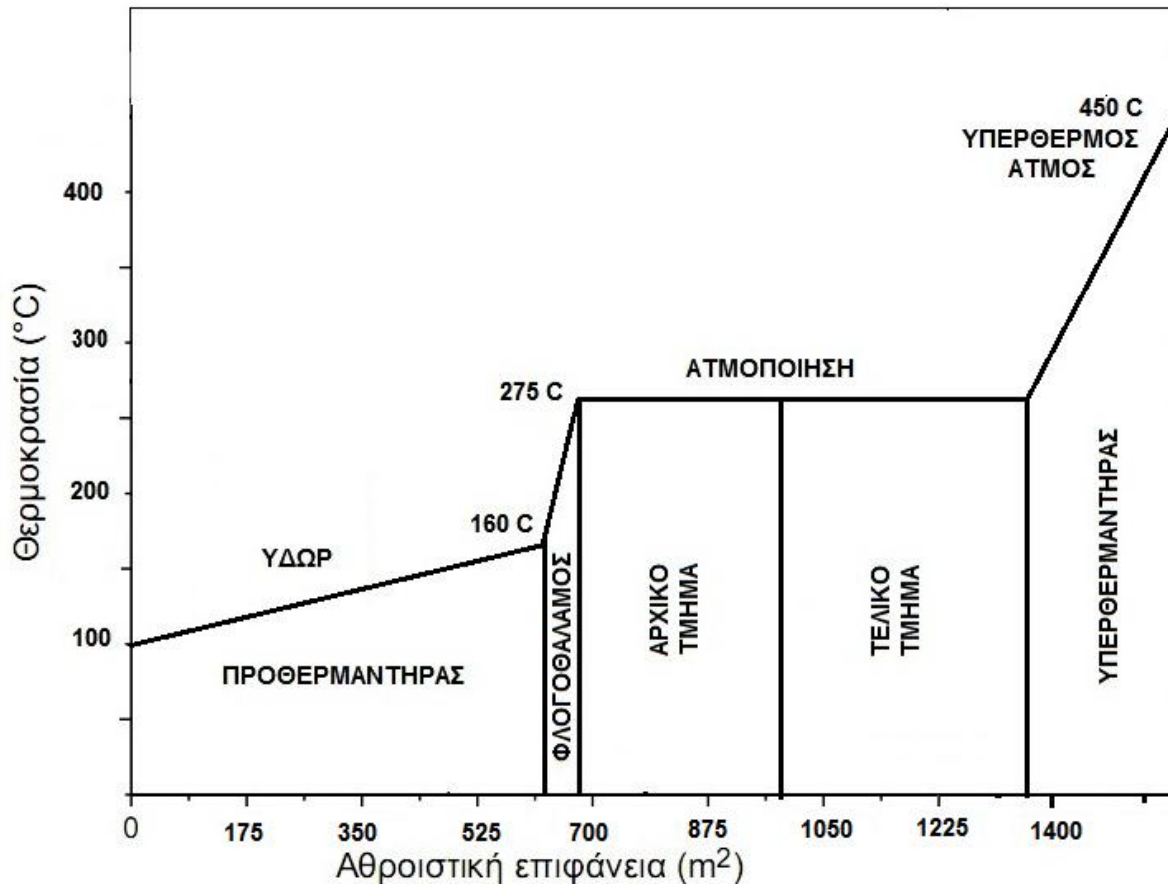
Η θερμοκρασιακή άνοδος και πτώση του εργαζόμενου μέσου και των καπναερίων μπορεί να παρασταθεί σε διαγράμματα συναρτήσεως των θερμαινόμενων επιφανειών. Συγκεκριμένα στο διάγραμμα των καπναερίων θέτουμε ως αφετηρία την επιφάνεια του φλογοθαλάμου και κλείνουμε με την επιφάνεια του προθερμαντήρα ακολουθώντας την πραγματική διαδρομή των, μέσα στον καπναγωγό. Στο διάγραμμα του εργαζόμενου μέσου νερού-ατμού, ακολουθούμε την θερμοκρασιακή αύξηση από την προθέρμανση του τροφοδοτικού νερού έως την υπερθέρμανση του ατμού.

ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ



Σχήμα 5.5 Διάγραμμα θερμοκρασίας καπναερίων συναρτήσει των επιφανειών μετάδοσης θερμότητας

ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΩΝ ΥΔΑΤΟΣ-ΑΤΜΟΥ



Σχήμα 5.6 Διάγραμμα θερμοκρασίας νερού-ατμού συναρτήσει των επιφανειών μετάδοσης θερμότητας

5.16 ΙΣΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ

Για να ολοκληρωθεί το κεφάλαιο των θερμαινόμενων επιφανειών θα πρέπει να γίνει ένας ισολογισμός θερμότητας των καπναερίων.

Υπολογίζουμε την απώλεια θερμότητας από ατελή καύση άνθρακα:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{CO} &= 0,5\% * q_{CO} * V_{R,tr} * B = 0,5\% * 3040 \frac{Kcal}{Nm^3} * 11,87 \frac{Nm^3}{Kg} * 2932 \frac{Kg}{h} = \\ &= 529 * 10^3 \frac{Kcal}{h} \end{aligned} \quad (5.32)$$

Όπου

0,5% η περιεκτικότητα των καπναερίων σε μονοξείδιο του άνθρακα.

$q_{CO} = 3040 \frac{Kcal}{Nm^3}$ η θερμότητα που αποδίδει το CO όταν καίγεται σαν CO₂.

Υπολογίζουμε την θερμότητα που απορρίπτεται στο περιβάλλον από τα θερμά καυσαέρια της καπνοδόχου:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_R &= B * C_{pm} * V_R * (T_5 - T_l) = \\ &= 2932 \frac{Kg}{h} * 0,34 \frac{Kcal}{Nm^3 * ^\circ C} * 13,06 \frac{Nm^3}{Kg} * (236 - 20) ^\circ C = \\ &= 2,812 * 10^6 Kcal / h \end{aligned} \quad (5.33)$$

Για την θερμότητα των καπναερίων θα πρέπει να ισχύει ο παρακάτω ισολογισμός:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_f &= \frac{\dot{Q}_{af} + \dot{Q}_1 + \dot{Q}_{\dot{m}} + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_V + \dot{Q}_R + \dot{Q}_{CO}}{(1 - X_C)} \\ \dot{Q}_f &= \frac{(10,45 + 3,39 + 4,5 + 3,51 + 2,249 + 2,81 + 0,529) * 10^6 \frac{Kcal}{h}}{1 - 0,025} = \\ \dot{Q}_f &= 28,14 * 10^6 \frac{Kcal}{h} = 28,1 * 10^6 \frac{Kcal}{h} \end{aligned} \quad (5.34)$$

Ο ισολογισμός ως προς την θερμότητα που παράγεται από την καύση Q_f είναι αρκετά ακριβής σύμφωνα με το αποτέλεσμα της εξίσωσης (5.2).

6.ΔΕΞΑΜΕΝΕΣ-ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΜΑΖΟΥΤ

6.1 ΓΕΝΙΚΑ

Στις δεξαμενές μαζούτ αποθηκεύεται το καύσιμο που καταναλώνει η εγκατάσταση. Οι δεξαμενές μαζούτ μεγάλης χωρητικότητας κατασκευάζονται από χάλυβα. Συνήθης γεωμετρία των μεγάλων δεξαμενών είναι κυλινδρική λόγω της μεγαλύτερης αντοχής σε πίεση, έναντι των ορθογώνιων δεξαμενών. Στην παρούσα πτυχιακή εργασία θα εξετάσουμε:

- την απαιτούμενη χωρητικότητα σε μαζούτ, της εγκατάστασης.
- τις διαστάσεις της δεξαμενής.
- τον σωλήνα μεταφοράς από τις δεξαμενές στον προθερμαντήρα καυσίμου.
- την αντλία πετρελαίου.
- την δεξαμενή καθημερινής χρήσης.

Σε επόμενο κεφάλαιο θα μελετηθούν ο εναλλάκτης-κλωβός του καυσίμου, ο προθερμαντήρας καυσίμου και ο σωλήνας συνοδείας.

Προσοχή θα πρέπει να δοθεί στο γεγονός ότι μια μόνο δεξαμενή αποθήκευσης αποτελεί επισφαλή επιλογή καθώς σε κάποια έκτακτη περίπτωση η εγκατάσταση κινδυνεύει να μείνει χωρίς καύσιμο. Ακόμα θα πρέπει να τονισθεί ότι το σύνολο της εγκατάστασης μιας δεξαμενής θα πρέπει να υπόκειται σε τακτικούς ελέγχους και συντηρήσεις.

Για τους παραπάνω λόγους η ύπαρξη μιας δεύτερης εφεδρικής δεξαμενής ίδιας χωρητικότητας είναι απαραίτητη. Η εφεδρική δεξαμενή θα είναι εξοπλισμένη με ξεχωριστή αντλία πετρελαίου και κλωβό προθέρμανσης.

Για τον υπολογισμό των μεγεθών θα πρέπει να λάβουμε τις παρακάτω παραδοχές:

Θεωρούμε ότι οι δεξαμενές τροφοδοτούνται κάθε 7 μέρες.

Το εργοστάσιο λειτουργεί δυο βάρδιες δηλαδή 16 h συνολικά την ημέρα 6 μέρες την εβδομάδα.

Ιδανική θερμοκρασία άντλησης του μαζούτ 52 °C.

Πυκνότητα μαζούτ $r = 940 \frac{Kg}{m^3}$ στο θερμοκρασιακό εύρος (10-50) °C.

6.2 ΜΕΓΕΘΗ ΔΕΞΑΜΕΝΩΝ ΑΠΟΘΗΚΕΥΣΗΣ

Ο όγκος μιας κυλινδρικής δεξαμενής δίνεται από τον τύπο:

$$V = \frac{p * D^2}{4} * H \quad (6.1)$$

Η εβδομαδιαία κατανάλωση καυσίμου δίνεται από τον τύπο:

$$B_{6hm} = D * T * \frac{B}{r} \quad (6.2)$$

$$B_{6hm} = 6hm * 16h * \frac{3000 \frac{Kg}{h}}{940 \frac{Kg}{m^3}} = 306m^3$$

Άρα θα απαιτηθούν δυο δεξαμενές $500m^3$ η κάθε μια.

Αν θέσουμε ύψος δεξαμενής $H= 8m$ και λύσουμε ως προς D :

$$D = \sqrt{4 * \frac{V}{p * H}} = 2\sqrt{\frac{500m^3}{p * 8m}} = 8,9m \quad (6.3)$$

Άρα οι διαστάσεις της δεξαμενής δίνονται:

$$H = 8m$$

$$D = 8,9m$$

6.3 ΣΩΛΗΝΑΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ

Θεωρούμε :

- Ταχύτητα ρευστού μέσα στον αγωγό $U = 1,4m / s = 5040m / h$.
- Μήκος αγωγού $l=100m$, από την δεξαμενή πετρελαίου μέχρι την δεξαμενή ημερήσιας κατανάλωσης.
- Παροχή $Q = 3 * \frac{B}{r} = \frac{2932 \frac{Kg}{h}}{940 \frac{Kg}{m^3}} = 10 \frac{m^3}{h} = 44 gal / min$, δηλαδή παροχή τριπλάσια από την κατανάλωση καύσιμου ώστε να γεμίζει συντομα η δεξαμενή ημερήσιας κατανάλωσης.
- Κινηματικό ιξώδες $V = 400SSU$ για θερμοκρασία ρευστού $50^\circ C$.

Επιλύουμε την εξίσωση συνεχείας ως προς d:

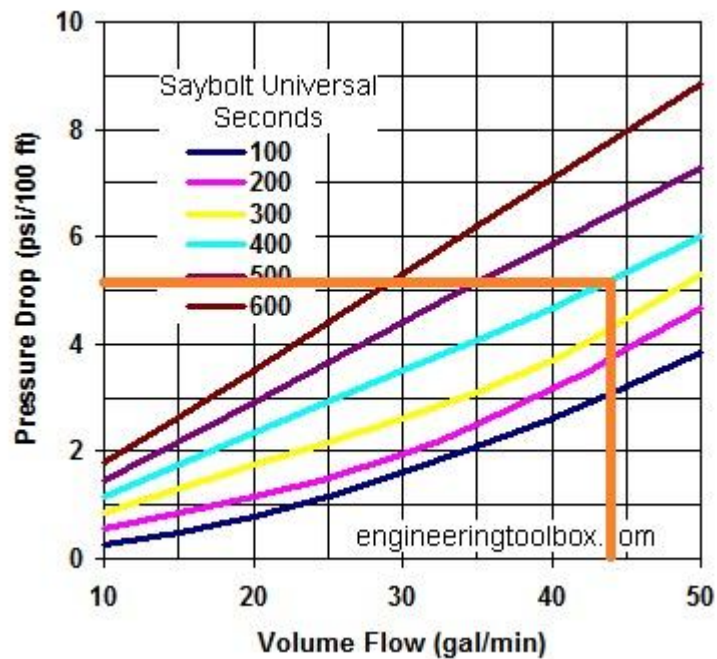
$$d = \sqrt{\frac{4 * Q}{U * p}} \quad (6.4)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * Q}{U * p}} = \sqrt{\frac{4 * 10 \frac{m^3}{h}}{1,4 * 3600 \frac{m}{h} * 3,14}} = 0,0502m$$

Άρα εκλέγουμε διάμετρο αγωγού $d=50mm$ ή 2'.

Από το διάγραμμα πτώσης πίεσης του σχηματος 6.1 για διάμετρο σωλήνα 2' παροχή $Q = 44 gal / min$ και κινηματικό ιξώδες $V = 400SSU$ έχουμε πτώση πίεσης:

$$R = 5,1 \frac{PSI}{100ft} = 11,77 \frac{mH_2O}{100m}$$



Σχήμα 6.1 Διάγραμμα πτώσης πίεσης σε αγωγό πετρελαίου 2'

Άρα η γραμμική πτώση πίεσης δίνεται :

$$\Delta P_{gr} = R * L = 11,77 \frac{mH_2O}{100m} * 100m = 11,77mH_2O \quad (6.5)$$

Θεωρούμε τοπικές απώλειες πίεσης 70% των γραμμικών.

Άρα η ολική πτώση πίεσης δίνεται:

$$\Delta P_{ol} = \Delta P_{gr} + \Delta P_{top} = (1 + 0,7)\Delta P_{gr} = 20,01mH_2O \quad (6.6)$$

6.4 ΑΝΤΛΙΑ ΠΕΤΡΕΛΑΙΟΥ

Για τον υπολογισμό του μανομετρικού της αντλίας θα πρέπει να αφαιρέσουμε την υδροστατική πίεση της δεξαμενής.

Έχουμε υποθέσει ότι έχουμε τροφοδοσία των δεξαμενών κάθε 7 ημερες. Έτσι θα έχουμε και μια πτώση της στάθμης της δεξαμενής η όποια είναι:

$$\Delta H = \frac{4 * (V - B_{6hm})}{p * D^2}$$
$$\Delta H = \frac{4 * (500 - 306)}{3,14 * (8,9m)^2} = 3,11m \quad (6.7)$$

Η αντλία και ο κλωβός θα πρέπει να τοποθετηθούν τουλάχιστον 1m από τον πυθμένα της δεξαμενής ώστε να μην αντλείται το ίζημα της δεξαμενής.

Αρα η υδροστατική πίεση δίνεται:

$$P_{Y\Delta} = r * (\Delta H - 1m) * g \quad (6.8)$$

$$P_{Y\Delta} = 940 \frac{Kg}{m^3} * (3,1 - 1)m * 9,81 \frac{m}{s^2} = 19,36KPa = 1,9mH_2O$$

Η Ισχύς της αντλίας δίνεται από τον παρακάτω τύπο προσαυξημένη κατά 50% για την απόδοση $h_a = 50\%$ της αντλίας. Ο χαμηλός βαθμός απόδοσης οφείλεται στο ότι η αντλίες πετρελαίου είναι γραναζωτές ή κοχλιωτές.

$$P_{ant} = \frac{Q * h * g * r}{h_a} \quad (6.9)$$

$$P_{ant} = \frac{10 \frac{m^3}{h} * (20 - 1,9)m * 9,81 \frac{m}{s^2} * 940 \frac{Kg}{m^3}}{0,5} = 927,2 watt$$

6.5 ΔΕΞΑΜΕΝΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ ΚΑΘΗΜΕΡΙΝΗΣ ΧΡΗΣΗΣ

Αποτελεί τον χώρο αποθήκευσης του καύσιμου πριν αυτό οδηγηθεί στην τελική προθέρμανση και τέλος στους καυστήρες του λεβητα. Η δεξαμενή καυσίμου καθημερινής χρήσης βρίσκεται μέσα στο εργοστάσιο και κοντά στον ατμοπαραγωγό. Είναι μικρότερης χωρητικότητας σε σύγκριση με τις δεξαμενές αποθήκευσης.

Η δεξαμενή καθημερινής χρήσης θα πρέπει να υπολογιστεί έτσι ώστε να καλύπτει τις ανάγκες σε καύσιμο του ατμολέβητα. Ακόμα η δεξαμενή θα πρέπει να εξασφαλίζει αυτονομία καύσιμου στον ατμοπαραγωγό για κάποιο συγκεκριμένο χρονικό διάστημα σε περίπτωση βλάβης στο δίκτυο μεταφοράς του καύσιμου από τις κύριες δεξαμενές.

Θεωρούμε χρόνο αυτονομίας 3h.

Άρα ο όγκος σε χωρητικότητα της δεξαμενής καθημερινής χρήσης δίνεται βάση της ωριαίας κατανάλωσης καύσιμου:

$$V_{\Delta.X.} = \frac{2932 \frac{Kg}{h}}{940 \frac{Kg}{m^3}} * 3h = 3,2m^3 * 3h = 9,6m^3$$

Αν το ύψος της δεξαμενής θεωρηθεί 3 m τότε η διάμετρος της δίνεται :

$$D = \sqrt{4 * \frac{V}{p * H}} = 2 \sqrt{\frac{9,6m^3}{p * 3m}} = 2m \quad (6.10)$$

Οι διαστάσεις της δεξαμενής δίνονται 2000ΦΧ3000mm.

7.ΧΡΗΣΕΙΣ ΑΤΜΟΥ

7.1 ΓΕΝΙΚΑ

Οι χρήσεις του ατμού χαμηλής πίεσης, που παίρνουμε από την αντίθλιψη του στροβίλου θα εξεταστούν κατά τις δυο κύριες περιπτώσεις:

ΧΡΗΣΕΙΣ ΑΤΜΟΥ ΣΤΟΝ ΑΤΜΟΛΕΒΗΤΑ.

Οι απαραίτητες εφαρμογές του ατμολέβητα που καταναλώνουν ατμό είναι οι εξής:

- προθέρμανση μαζούτ με χρήση κλωβού εναλλάκτη στους 52 °C.
- θέρμανση αγωγού μεταφοράς καυσίμου μέσω σωλήνα συνοδείας.
- προθέρμανση καυσίμου μαζούτ πριν την καύση στους 120 °C.

ΧΡΗΣΕΙΣ ΑΤΜΟΥ ΣΤΟ ΕΡΓΟΣΤΑΣΙΟ ΖΑΧΑΡΗΣ

Ο ατμός χαμηλής πίεσης τροφοδοτεί το εργοστάσιο ζάχαρης με την απαιτούμενη θερμική ενέργεια, μέσω εναλλακτών θερμότητας χωρίς την κατανάλωση ζωντανού ατμού.

Η παρούσα πτυχιακή εργασία δεν θα ασχοληθεί με τις χρήσεις του ατμού κατά την επεξεργασία της ζάχαρης. Θα ασχοληθεί κυρίως με τις χρήσεις του ατμού που είναι απαραίτητες για την λειτουργία του ατμολέβητα.

Ακόμα θα υπολογιστούν οι επιφάνειες μετάδοσης θερμότητας του κλωβού εναλλάκτη του προθερμαντήρα καυσίμου και του σωλήνα συνοδείας.

7.2 ΠΡΟΘΕΡΜΑΝΣΗ ΜΑΖΟΥΤ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΚΛΩΒΟΥ

Η προθέρμανση του καυσίμου μαζούτ 3500 °Redwood στην δεξαμενή αποθήκευσης είναι απαραίτητη ώστε να εξασφαλιστεί η ρευστότητα του. Η προθέρμανση όλης της δεξαμενής αποθήκευσης των 500 m³ είναι εξαιρετικά δαπανηρή σε ποσά θερμότητας και για αυτό τον λόγο θα επιλέξουμε την προθέρμανση του καυσίμου μέσα σε κλωβό εναλλάκτη που θα είναι τοποθετημένος στην περιφέρεια της δεξαμενής και σε ύψος 1 m.

Ο κλωβός-εναλλάκτης αποτελεί ένα είδος εναλλάκτη θερμότητας, και είναι εξοπλισμένος με σερπατίνα στο εσωτερικό της οποίας ρέει το θερμό μέσο, στην περίπτωση μας ατμός. Η σερπατίνα περιβρέχεται από το ρευστό προς θέρμανση. Όλη η εφαρμογή περιβάλλεται από μεταλλικές επιφάνειες που δημιουργούν ένα κλωβό ενώ στο κάτω μέρος υπάρχει κενό ώστε να εισέρχεται το προς θέρμανση καύσιμο. Το ρευστό αφού θερμανθεί εγκλωβίζεται στο πάνω μέρος του κλωβού από όπου και αντλείται. Με τον τρόπο αυτό αποφεύγεται η άσκοπη θέρμανση όλης της ποσότητας καυσίμου της δεξαμενής και επιτυγχάνεται εξοικονόμηση ενέργειας.

Ιδανική θερμοκρασία άντλησης σύμφωνα με την βιβλιογραφία το μαζούτ 3500 °Redwood είναι οι 52 °C. Μέση θερμοκρασία δεξαμενής αποθήκευσης για όλο το διάστημα του έτους μπορεί να θεωρηθεί 10 °C.

Χωρητικότητα κλωβού $V_K = 2m^3$

Επειδή η αντλία πετρελαίου που υπολογίστηκε σε προηγούμενο βήμα έχει παροχή

$Q_{A.K} = 10 \frac{m^3}{h}$ η ποσότητα καύσιμου που αντλείται σε μια ώρα ξεπερνάει κατά πολύ την χωρητικότητα του κλωβού γεγονός που θα προκαλέσει μειωμένη προθέρμανση. Για αυτόν τον λόγο η απαιτούμενη θερμότητα θα πρέπει να υπολογιστεί για παροχή καυσίμου που αντιστοιχεί στα 10m³/h. Έτσι έχουμε:

$$\dot{Q}_K = Q_{A.K} * C_{pm} * r * \Delta T \quad (7.1)$$

$$\dot{Q}_K = 10 \frac{m^3}{h} * 0,40 \frac{Kcal}{Kg * C} * 940 \frac{Kg}{m^3} * (52 - 10)^o C =$$

$$\dot{Q}_K = 157920 \frac{Kcal}{h}$$

7.2.1 Παροχή ατμού στον κλωβό- εναλλακτη

Η παροχή του ατμού στην σερπατίνα του κλωβού θα υπολογιστεί βάσει της απαιτούμενης θερμικής ισχύος .

Στον εναλλάκτη κλωβού θα έχουμε παροχή υπέρθερμου ατμού 2 bar. Δεν είναι κατάλληλος ο υπέρθερμος ατμός για θέρμανση γενικά. Όμως επειδή διαθέτουμε ατμό από την αντίθλιψη το αμοστρόβιλου ο οποίος είναι ελαφρά υπέρθερμος μπορεί να χρησιμοποιηθεί με χρήση μειωτή πίεσης. Μέσω ενός μειωτή πίεσης θα εξασφαλίσουμε ισενθαλπική πτώση πίεσης από υπέρθερμο ατμό της αντίθλιψης του

στροβίλου με πίεση $P_7 = 5\text{Bar}$ θερμοκρασίας $T_7 = 163^\circ\text{C}$ και ενθαλπίας $h_7 = 2775,5 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ σε υπέρθερμο ατμό πίεσης $P = 2\text{Bar}$, ενθαλπίας $h_{11} = 2775,5 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ και θερμοκρασίας $T_{11} = 153^\circ\text{C}$ (πίνακας υπερθέρμων ατμών). Ο ατμός θα συμπυκνώνεται καθώς θα μεταφέρει θερμότητα. Το συμπύκνωμα που θα συγκεντρώνεται θα έχει ενθαλπία $h_{12} = 503,7 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ και θερμοκρασία $T_{12} = 120^\circ\text{C}$, και θα απομακρύνεται από την ατμοπαγίδα.

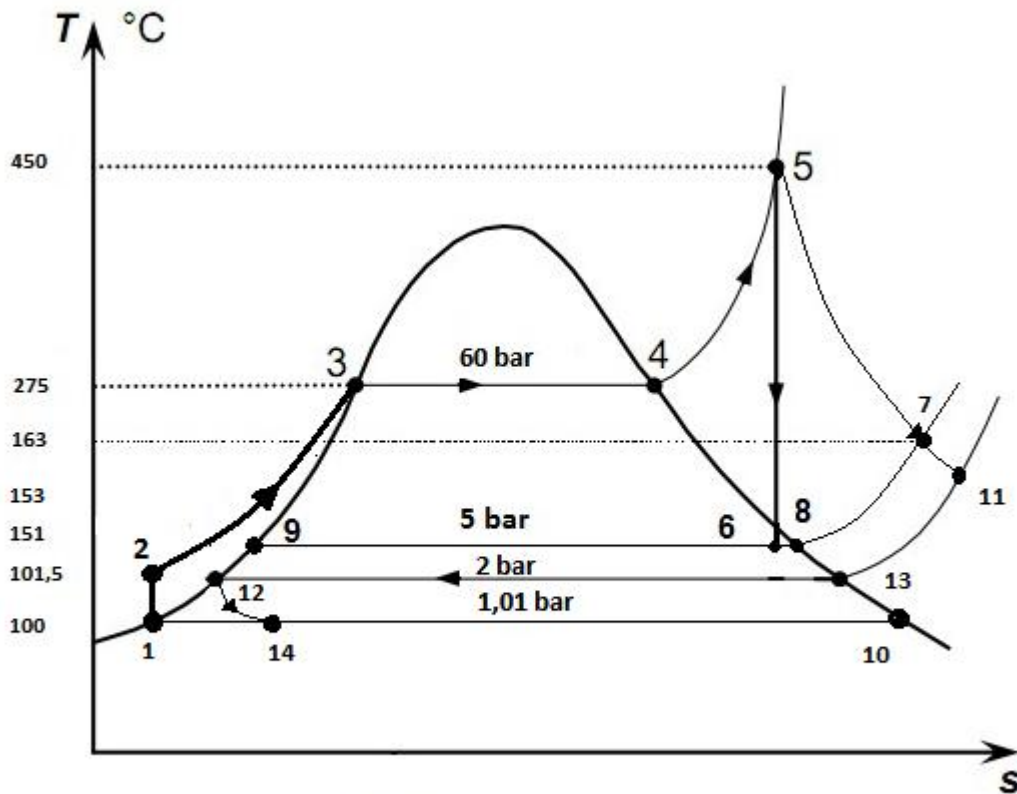
Μετά την ατμοπαγίδα θα έχουμε συμπυκνώματα πίεσης $P_{14} = 1,01\text{ Bar}$, θερμοκρασίας $T_{14} = 100^\circ\text{C}$ και ενθαλπίας $h_{14} = 419,1 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ (πίνακες κορεσμένων υδρατμών).

Η θερμοκρασία του ατμού μετά τον μειωτή πίεσης δίνεται με γραμμική παρεμβολή από στοιχεία που παίρνουμε από τους πίνακες υπέρθερμων ατμών.

Άρα η παροχή ατμού δίνεται:

$$\dot{m}_{fs1} = \frac{\dot{Q}_{A.K}}{\Delta h} \quad (7.2)$$

$$\dot{m}_{fs1} = \frac{157920 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}}{\frac{2775,5 - 503,7 \text{ Kcal}}{4,187 \text{ Kg}}} = 290 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$



Διάγραμμα T-s

Σχήμα 7.1 ολοκληρωμένο διάγραμμα Rankine.

7.2.2 Παραγωγή δευτερεύοντος ατμού στην ατμοπαγίδα του κλωβού – εναλλάκτη

Λόγω της διαφοράς ενθαλπίας στην έξοδο της ατμοπαγίδας, μεταξύ της φέρουσας από το συμπύκνωμα ενθαλπίας ίσης με $h_{14} = h_{ct1} = 503,7 \frac{Kj}{Kg}$ (κορεσμένο νερό σε

πίεση 2 Bar) και της ενθαλπίας ίσης με $h_1 = 419,1 \frac{Kj}{Kg}$ που έχει το κορεσμένο νερό

πίεσης 1,01 Bar, θερμοκρασίας 100 °C (βάση των πινάκων κορεσμένων υδρατμών), έχουμε παραγωγή δευτερεύοντος ατμού.

Η αρίθμηση 1 και 2 που δίνεται δεν αναφέρεται στην αρίθμηση του κύκλου Rankine του σχήματος 4.2 αλλά στην θερμοδυναμική κατάσταση του κορεσμένου νερού και του κορεσμένου ατμού για πίεση 1,01 bar αντίστοιχα.

Για να υπολογιστεί η παροχή δευτερεύοντος ατμού θα πρέπει να βρεθεί η ξηρότητα του συμπυκνώματος. Η αλλαγή κατάστασης του νερού μέσα από την ατμοπαγίδα

γίνεται ισενθαλπικά, δηλαδή $h_{12} = h_{ct1} = 503,7 \frac{Kj}{Kg}$.

Έτσι έχουμε:

$$X_{ct1} = \frac{h_{ct1} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{503,7 - 419,1}{2676 - 419,1} \frac{Kj}{Kg} = 0,037 \quad (7.3)$$

Άρα η παροχή δευτερεύοντος ατμού δίνεται:

$$\dot{m}_{ss1} = X_{ct1} * \dot{m}_{fs1} = 0,037 * 290 \frac{Kg}{h} = 10,87 \frac{Kg}{h} \quad (7.4)$$

Με Ενθαλπία $h_{ss1} = 2676 \frac{Kj}{Kg}$

Όλη η ποσότητα του δευτερεύοντος ατμού θα απορριφθεί στο περιβάλλον.

7.2.3 Επιφάνεια σερπαντίνας εναλλάκτη κλωβού

Για να υπολογιστεί η επιφάνεια της σερπατίνας θα πρέπει πρώτα να υπολογιστεί η μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας.

$$\Delta T_{\max} = T_{fs1} - T_d = 153 - 10 = 143^{\circ} C$$

$$\Delta T_{\min} = T_{ct1} - T_{A,K} = 120 - 52 = 68^{\circ} C$$

$$\Delta T_{m(LOG)} = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}} = \frac{143 - 68}{\ln \frac{143}{68}} = 100,8^{\circ} C$$



Σχήμα 7.2 θερμοκρασιακή αναπαράσταση προθερμαντήρα κλωβού.

Η επιφάνεια μετάδοσης θερμότητας της σερπατίνας δίνεται από τον τύπο μεταφοράς θερμότητας. Θεωρούμε ότι ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας K έχει τιμή

$$K = 490 \frac{Kcal}{h * m^2 * ^{\circ}C} \text{ σύμφωνα με την βιβλιογραφία.}$$

$$\dot{Q}_K = A * K * \Delta T_{m(LOG)} \Rightarrow \tag{7.5}$$

$$A = \frac{\dot{Q}_K}{K * (\Delta T_{m})_{LOG}} = \frac{157920 \frac{Kcal}{h}}{490 \frac{Kcal}{h * m^2 * ^{\circ}C} * 100,8^{\circ}C} = 3,19 m^2$$

7.3 ΠΡΟΘΕΡΜΑΝΣΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ ΜΑΖΟΥΤ 3500° Redwood

Η εφαρμογή της προθέρμανσης του καυσίμου πριν αυτό εισέλθει στον λέβητα είναι απαραίτητη για την αποδοτικότερη καύση του. Το καύσιμο όταν προθερμαίνεται αναμειγνύεται πιο εύκολα με τον αέρα καύσης και διασκορπίζεται καλύτερα από τον καυστήρα στον χώρο καύσης.

Κατάλληλη θερμοκρασία προθέρμανσης δίνεται από την βιβλιογραφία οι 120 °C.

Η προθέρμανση των υγρών καυσίμων λαμβάνει χώρα σε εναλλάκτη θερμότητας ατμού η μέσω ηλεκτρικών αντιστάσεων. Στην παρούσα εφαρμογή η προθέρμανση του μαζούτ θα γίνει με την χρήση ατμού.

7.3.1 Παροχή ατμού στον προθερμαντήρα καυσίμου

Η απαιτούμενη θερμική ισχύς για την προθέρμανση του καυσίμου δίνεται από τον τύπο:

$$\dot{Q}_{\text{Π.Κ}} = C_{pm} * B * (T_{\text{Π.Κ}} - T_{\text{Α.Κ}}) \quad (7.6)$$

$$\dot{Q}_{\text{Π.Κ}} = 0,4 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg} * ^\circ\text{C}} * 2932 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} * (120 - 52) ^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q}_{\text{Π.Κ}} = 79750 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

Για την κάλυψη της θερμικής ισχύος θα χρησιμοποιηθεί υπέρθερμος ατμός πίεσης

$P = 2\text{Bar}$ ενθαλπίας $h = 2775,5 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ θερμοκρασίας $T = 153^\circ\text{C}$.

Στην έξοδο το συμπύκνωμα που θα συγκεντρώνεται θα έχει ενθαλπία $503,7 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ και

θερμοκρασία 120 °C, και θα απομακρύνεται από την ατμοπαγίδα του προθερμαντήρα καυσίμου.

Η παροχή ατμού δίνεται:

$$\dot{m}_{fs2} = \frac{\dot{Q}_K}{\Delta h} \quad (7.7)$$

$$\dot{m}_{fs2} = \frac{79750 \frac{Kcal}{h}}{\frac{2775,5 - 503,7}{4,187} \frac{Kcal}{Kg}} = 140,7 \frac{Kg}{h}$$

Μετά την ατμοπαγίδα θα έχουμε συμπυκνώματα πίεσης 1,01 Bar, θερμοκρασίας 100 °C και ενθαλπίας $419,1 \frac{Kj}{Kg}$ (πίνακες κορεσμένων υδρατμών).

7.3.2 Παραγωγή δευτερεύοντος ατμού μετά την ατμοπαγίδα του προθερμαντήρα καυσίμου

Λόγω της διαφοράς ενθαλπίας στην έξοδο της ατμοπαγίδας, μεταξύ της φέρουσας από το συμπύκνωμα ενθαλπίας ίσης με $h_{ct2} = 503,7 \frac{Kj}{Kg}$ (κορεσμένο νερό σε πίεση

2 Bar) και της ενθαλπίας ίσης με $h_1 = 419,1 \frac{Kj}{Kg}$ που έχει το κορεσμένο νερό πίεσης

1,01 Bar, θερμοκρασίας 100 °C (βάση των πινάκων κορεσμένων υδρατμών), έχουμε παραγωγή δευτερεύοντος ατμού.

Η αρίθμηση 1 και 2 που δίνεται δεν αναφέρεται στην αρίθμηση του κύκλου Rankine του σχήματος 4.2 αλλά στην θερμοδυναμική κατάσταση του κορεσμένου νερού και του κορεσμένου ατμού για πίεση 1,01 bar.

Για να υπολογιστεί η παροχή δευτερεύοντος ατμού θα πρέπει να βρεθεί η ξηρότητα του συμπυκνώματος.

Έτσι όπως στην σχέση (7.3) έχουμε:

$$X_{ct2} = \frac{h_{ct2} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{503,7 - 419,1}{2676 - 419,1} \frac{Kj}{Kg} = 0,037$$

Άρα η παροχή δευτερεύοντος ατμού δίνεται:

$$\dot{m}_{ss2} = X_{ct2} * \dot{m}_{fs2} = 0,037 * 140,7 \frac{Kg}{h} = 5,2 \frac{Kg}{h} \quad (7.8)$$

Με ενθαλπία $h_{ss2} = 2676 \frac{Kj}{Kg}$

Όλη η ποσότητα του δευτερεύοντος ατμού θα απορριφθεί στο περιβάλλον.

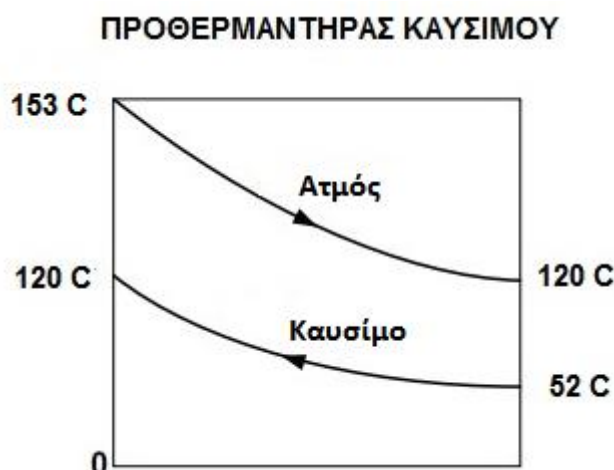
7.3.3 Επιφάνεια εναλλάκτη προθερμαντήρα καυσίμου

Για να υπολογιστεί η επιφάνεια του εναλλάκτη που θα θερμαίνει το υγρό καύσιμο από τους 52 °C της δεξαμενής τροφοδοσίας στους 120 °C όπου εισάγεται στον καυστήρα θα πρέπει πρώτα να υπολογιστεί η μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας.

$$\Delta T_{max} = T_{ct2} - T_{A.K} = 120 - 52 = 68^{\circ} C$$

$$\Delta T_{min} = T_{fs2} - T_{\Pi.K} = 153 - 120 = 33^{\circ} C$$

$$(\Delta T_m)_{LOG} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} = \frac{68 - 33}{\ln \frac{68}{33}} = 48,4^{\circ} C$$



Σχήμα 7.2 Θερμοκρασιακή αναπαράσταση της μετάδοσης θερμότητας στον προθερμαντήρα καυσίμου

Η επιφάνεια μετάδοσης θερμότητας της σερπαντίνας δίνεται από τον τύπο μεταφοράς θερμότητας:

$$\dot{Q}_{\Pi,K} = A * K * (\Delta T_m) LOG \Rightarrow \quad (7.9)$$

$$A = \frac{\dot{Q}_{\Pi,K}}{K * (\Delta T_m) LOG} = \frac{79750 \frac{Kcal}{h}}{490 \frac{Kcal}{h * m^2 * ^\circ C} * 48,4^\circ C} = 3,36 m^2$$

Θεωρούμε ότι ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας K έχει τιμή $K = 490 \frac{Kcal}{h * m^2 * ^\circ C}$ σύμφωνα με την βιβλιογραφία.

7.4 ΓΡΑΜΜΗ ΣΥΝΟΔΕΙΑΣ

Για να διατηρηθεί η θερμοκρασία άντλησης του και εμμέσως η ευρυστη κατάσταση του υγρού καυσίμου κατά την μεταφορά του από την δεξαμενή αποθήκευσης στην δεξαμενή καθημερινής χρήσης θα πρέπει να αντισταθμιστούν οι απώλειες θερμότητας από τον αγωγό τροφοδοσίας στο περιβάλλον. Ιδιαίτερα κατά την διακοπή της λειτουργίας της εγκατάστασης σε συνδυασμό με πολύ χαμηλή θερμοκρασία περιβάλλοντος το καύσιμο που θα εγκλωβιστεί μέσα στον αγωγό θα παγώσει.

Έτσι κατά την εναυση του ατμολέβητα και κατά την διάρκεια της λειτουργίας του ο αγωγός μεταφοράς καυσίμου θα πρέπει να θερμαίνεται.

Μια εφαρμογή που μας δίνει αυτή την δυνατότητα είναι η γραμμή συνοδείας δηλαδή ένας ατμαγωγός σωλήνας ο οποίος έρχεται σε επαφή με τον αγωγό τροφοδοσίας καυσίμου και τον θερμαίνει. Ο σωλήνας συνοδείας εφάπτεται καθ' όλο το μήκος του αγωγού τροφοδοσίας καυσίμου και επενδύονται μαζί με ισχυρή μόνωση.

Ο σωλήνας συνοδείας που προτείνει η βιβλιογραφία για διάμετρο αγωγού 54,5mm με πάχος $\delta_s=2,9$ mm δίνεται 17,3mm με εξωτερικό πάχος μόνωσης $\delta_m=60$ mm.

7.4.1 Απώλειες θερμότητας καυσίμου κατά την λειτουργία

Για να υπολογίσουμε τις απώλειες του καυσίμου κατά την λειτουργία θα πρέπει να υπολογιστεί η αντιστάση μετάδοσης θερμότητας R. Για τον υπολογισμό του δίνονται τα παρακάτω στοιχεία.

Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας με αγωγή στον χάλυβα του σωλήνα :

$$I_c = 47 \frac{Kcal}{m * h * ^\circ C}$$

Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας με αγωγή στο μονωτικό:

$$I_m = 0,035 \frac{Kcal}{m * h * ^\circ C}$$

Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας με μεταφορά στο καύσιμο:

$$a_K = 400 \frac{Kcal}{m^2 * h * ^\circ C}$$

Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας με μεταφορά στον αέρα:

$$a_a = 8 \frac{Kcal}{m^2 * h * ^\circ C}$$

Για μήκος αγωγού μεταφοράς καυσίμου L=100m τυποποίησης 60,3Φ2,9mm και ατμαγωγό 21,3Φ2mm και συνολική διάμετρο αγωγού με ατμαγωγό και μόνωση D=60,3mm+21,3mm+60mm*2=0,201 m έχουμε:

$$r_1 = 0,027m$$

$$r_2 = 0,03015m$$

$$r_3 = 0,1008m$$

Ο συντελεστής θερμικής αντίστασης του καύσιμου στον σωλήνα δίνεται:

$$R_K = \frac{1}{2p * r_1 * L * a_K} = \frac{1}{2p * 0,027m * 100m * 400 \frac{Kcal}{h * m^2 * ^\circ C}} = 1,47 * 10^{-4} \frac{h * ^\circ C}{Kcal} \quad (7.10)$$

Ο συντελεστής θερμικής αντίστασης της μόνωσης στον αέρα δίνεται όπως στην σχέση (7.10):

$$R_a = \frac{1}{2p * r_3 * L * a_a} = \frac{1}{2p * 0,1008m * 100m * 8 \frac{Kcal}{h * m^2 * ^\circ C}} = 1,97 * 10^{-3} \frac{h * ^\circ C}{Kcal}$$

Ο συντελεστής θερμικής αντίστασης του χάλυβα του σωλήνα δίνεται:

$$R_c = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2p * L * l_c} = \frac{\ln \frac{0,03015}{0,027}}{2p * 100m * 47 \frac{Kcal}{m * h * ^\circ C}} = 3,738 * 10^{-6} \frac{h * ^\circ C}{Kcal} \quad (7.11)$$

Ο συντελεστής θερμικής αντίστασης της μόνωσης του σωλήνα δίνεται όπως στην σχέση (7.11):

$$R_m = \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2p * L * l_m} = \frac{\ln \frac{0,100}{0,0301}}{2p * 100m * 0,035 \frac{Kcal}{m * h * ^\circ C}} = 0,0546 \frac{h * ^\circ C}{Kcal}$$

Ο ολικός συντελεστής θερμικής αντίστασης του σωλήνα δίνεται:

$$R_{ol} = R_K + R_C + R_m + R_a \quad (7.12)$$

$$R_{ol} = (1,474 * 10^{-4} + 1,97 * 10^{-3} + 3,73 * 10^{-6} + 0,0546) \frac{h^{\circ}C}{Kcal} =$$

$$R_{ol} = 0,057 \frac{h^{\circ}C}{Kcal}$$

Άρα οι απώλειες θερμότητας κατά την λειτουργία δίνονται:

$$\dot{Q}_{a.K} = \frac{(T_{A.K} - T_{\Pi})}{R_{ol}} = \frac{(52 - 10)^{\circ}C}{0,057 \frac{h^{\circ}C}{Kcal}} = 736,84 \frac{Kcal}{h} \quad (7.13)$$

7.4.2 Θερμότητα προθέρμανσης κατά το ξεκίνημα

Αν θεωρήσουμε ότι κατά την διακοπή της λειτουργίας της εγκατάστασης, η θερμοκρασία του καυσίμου που είναι εγκλωβισμένο στον αγωγό μεταφοράς είναι στην δυσμενέστερη περίπτωση $-1^{\circ}C$, θα πρέπει να βρεθεί η απαιτούμενη θερμότητα που χρειάζεται αυτή η μάζα να προθερμανθεί σε χρονικό διάστημα 20min.

Ο όγκος του εγκλωβισμένου καυσίμου δίνεται:

$$V_{E.K} = \frac{p * d_{ag.K}^2 * L}{4} = \frac{3,14 * (0,05m)^2 * 100m}{4} = 0,196m^3 \quad (7.14)$$

Η μάζα εγκλωβισμένου καυσίμου δίνεται:

$$m_{E.K} = V_{E.K} * r = 0,196m^3 * 940 \frac{Kg}{m^3} = 184,24Kg / h \quad (7.15)$$

Άρα η απαιτούμενη θερμότητα του εγκλωβισμένου καυσίμου για να αυξηθεί η θερμοκρασία του από τους $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ στους $52\text{ }^{\circ}\text{C}$ δίνεται:

$$q = m_{E.K} * C_{pm} * \Delta T \quad (7.16)$$

$$q = 184,24\text{Kg} * 0,4 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg} * ^{\circ}\text{C}} * [52 - (-1)]^{\circ}\text{C} = 3905\text{Kcal}$$

Άρα η θερμική ισχύς της προθέρμανσης των 20min κατά το ξεκίνημα δίνεται:

$$\dot{Q}_{g.s} = \frac{q}{t} = \frac{3905\text{Kcal}}{\frac{1}{3}\text{h}} = 11715 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \quad (7.17)$$

7.4.3 Παροχή μάζας ατμού

Βάσει των παραπάνω παραγράφων προκύπτει η ανάγκη να υπολογίσουμε δυο παροχές μάζας ατμού. Η μια θα εξυπηρετεί την προθέρμανση του αγωγού καυσίμου κατά το ξεκίνημα της εγκατάστασης για το χρονικό όριο που απαιτείται και η άλλη την κανονική λειτουργία.

Για την κάλυψη της θερμικής ισχύος θα χρησιμοποιηθεί υπέρθερμος ατμός πίεσης $P = 2\text{Bar}$ ενθαλπίας $h = 2775,5 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ θερμοκρασίας $T = 153^{\circ}\text{C}$. Στην έξοδο το

συμπύκνωμα που θα συγκεντρώνεται θα έχει ενθαλπία $503,7 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ και θερμοκρασία

$120\text{ }^{\circ}\text{C}$, και θα απομακρύνεται από την ατμοπαγίδα του προθερμαντήρα καυσίμου.

Έτσι για το ξεκίνημα της εγκατάστασης απαιτείται παροχή ατμού:

$$m'_{fs3} = \frac{\dot{Q}_{g.s}}{\Delta h} = \frac{11715 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}}{\frac{2775,5 - 503,7 \text{Kcal}}{4,187 \text{Kg}}} = 21,6 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \quad (7.18)$$

Για την κανονική λειτουργία απαιτείται παροχή ατμού:

$$m_{fs3} = \frac{\dot{Q}_{a.K}}{\Delta h} = \frac{736,8 \frac{Kcal}{h}}{\frac{2775,5 - 503,7}{4,187} \frac{Kcal}{Kg}} = 1,35 \frac{Kg}{h} \quad (7.19)$$

7.4.4 Παραγωγή δευτερεύοντος ατμού στην ατμοπαγίδα της γραμμής συνοδείας

Λόγω της διαφοράς ενθαλπίας στην έξοδο της ατμοπαγίδας, μεταξύ της φέρουσας από το συμπύκνωμα ενθαλπίας ίσης με $h_{ct3} = 503,7 \frac{Kj}{Kg}$ (κορεσμένο νερό σε πίεση

2 Bar), και της ενθαλπίας ίσης με $h_1 = 419,1 \frac{Kj}{Kg}$ που έχει το κορεσμένο νερό πίεσης

1,01 Bar , θερμοκρασίας 100 °C (βάση των πινάκων κορεσμένων υδρατμών), έχουμε παραγωγή δευτερεύοντος ατμού.

Η αρίθμηση 1 και 2 που δίνεται δεν αναφέρεται στην αρίθμηση του κύκλου Rankine του σχήματος 4.2 αλλά στην θερμοδυναμική κατάσταση του κορεσμένου νερού και του κορεσμένου ατμού για πίεση 1,01 bar.

Για να υπολογιστεί η παροχή δευτερεύοντος ατμού θα πρέπει να βρεθεί η ξηρότητα του συμπυκνώματος.

Έτσι έχουμε όπως και στην σχέση (7.3):

$$X_{ct3} = \frac{h_{ct3} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{503,7 - 419,1}{2676 - 419,1} \frac{Kj}{Kg} = 0,037$$

Άρα η παροχή δευτερεύοντος ατμού στην ατμοπαγίδα της γραμμής συνοδείας κατά το ξεκίνημα της εγκατάστασης δίνεται:

$$\dot{m}_{ss3'} = X_{ct3} * \dot{m}_{fs3'} = 0,037 * 21,6 \frac{Kg}{h} = 0,80 \frac{Kg}{h} \quad (7.20)$$

Ενώ η παροχή δευτερεύοντος ατμού στην ατμοπαγίδα της γραμμής συνοδείας κατά την κανονική λειτουργία δίνεται:

$$\dot{m}_{ss3} = X_{ct3} * \dot{m}_{fs3} = 0,037 * 1,35 \frac{Kg}{h} = 0,05 \frac{Kg}{h} \quad (7.21)$$

Ο δευτερεύον ατμός που παράγεται θα έχει ενθαλπία $h_{ss3} = 2676 \frac{Kj}{Kg}$

Όλη η ποσότητα του δευτερεύοντος ατμού θα απορριφθεί στο περιβάλλον.

7.6 ΧΡΗΣΕΙΣ ΑΤΜΟΥ ΣΤΟ ΕΡΓΟΣΤΑΣΙΟ

Για να υπάρξει μια ολοκληρωμένη μελέτη του συστήματος συμπυκνωμάτων και τροφοδοσίας του νερού θα θεωρήσουμε προσεγγιστικά ότι οι χρήσεις του εργοστασίου ζάχαρης είναι:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{a.e} &= D - 3\% D - \dot{m}_{fs1} - \dot{m}_{fs2} - \dot{m}_{fs3} = \\ &= (35000 - 1050 - 290 - 140,7 - 21,6) Kg / h = 33497 Kg / h \end{aligned}$$

$$\dot{m}_{a.e} = 33,5 t / h$$

υπέρθερμου ατμού πίεσης $P_{a.e} = 5bar$ θερμοκρασίας $T_{a.e} = 163^{\circ}C$ και ενθαλπίας

$$h_{a.e} = 2775,5 \frac{Kj}{Kg}$$

Τα συμπυκνώματα του ατμού μετά τις ατμοπαγίδες θα έχουν πίεση $P_{ct1} = 1,5bar$ και θερμοκρασία $T_{ct1} = 111^{\circ}C$.

7.6.1 Παραγωγή δευτερεύοντος ατμού από τις ατμοπαγίδες των χρήσεων

Λόγω της διαφοράς ενθαλπίας στην έξοδο των ατμοπαγίδων , μεταξύ της φέρουσας από το συμπύκνωμα ενθαλπίας ίσης με $h_{ct4} = 640,1 \frac{Kj}{Kg}$ (κορεσμένο νερό σε πίεση 5 Bar) και της ενθαλπίας ίσης με $h_1 = 467,2 \frac{Kj}{Kg}$ που έχει το κορεσμένο νερό πίεσης 1,5 Bar, θερμοκρασίας 111 °C (βάση των πινάκων κορεσμένων υδρατμών), έχουμε παραγωγή δευτερεύοντος ατμού.

Η αρίθμηση 1 και 2 που δίνεται δεν αναφέρεται στην αρίθμηση του κύκλου Rankine αλλά στην θερμοδυναμική κατάσταση του κορεσμένου νερού και του κορεσμένου ατμού για πίεση 1,5 bar.

Για να υπολογιστεί η παροχή δευτερεύοντος ατμού που παράγουν οι ατμοπαγίδες των χρήσεων του ατμού στο εργοστάσιο ζάχαρης θα πρέπει να βρεθεί η ξηρότητα του συμπυκνώματος.

Έτσι έχουμε:

$$X_{ct4} = \frac{h_{ct4} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{640,1 - 467,2}{2693 - 467,2} \frac{Kj}{Kg} = 0,077 \quad (7.22)$$

Έτσι λοιπόν ο συνολικός ατμός αποτονώσεως που παράγεται από τις ατμοπαγίδες του εργοστασίου δίνεται:

$$\dot{m}_{ss4} = X_{ct4} * \dot{m}_{a.e} = 0,077 * 33500 \frac{Kg}{h} = 2579 \frac{Kg}{h}$$

Με ενθαλπία $h_{ss4} = 2693 \frac{Kj}{Kg}$

Η ποσότητα του ατμού αποτονώσεως που προκύπτει θα χρησιμοποιηθεί για την θέρμανση ζεστού νερού για την κάλυψη διαφόρων αναγκών.

7.6.2 Χρήση του ατμού αποτονωσεως

Η μεγάλη ποσότητα του δευτερεύοντος ατμού αποτονωσεως που παράγεται από τις ατμοπαγίδες του εργοστασίου ζάχαρης μας επιτρέπει να τον χρησιμοποιήσουμε για να καλύψουμε άλλες θερμικές καταναλώσεις που μπορεί να έχει η εγκατάσταση. Αυτές μπορεί να είναι η θέρμανση του κτιρίου, η παραγωγή ζεστού νερού χρήσης και διάφορες άλλες χρήσεις που απαιτεί η επεξεργασία της ζάχαρης όπως είναι το πλύσιμο και η εκχύλιση των ζαχαρότευτλων. Η εκμετάλλευση του ατμού αποτονωσεως θα γίνει με την χρήση εναλλάκτη. Ο ατμός αποτονωσεως έχει πίεση 1,5 Bar, θερμοκρασία 111 °C και ενθαλπία 2693Kj/h.

Η θερμότητα που προσδίδει ο ατμός αποτονωσεως υπολογίζεται με βάση την σχέση:

$$\dot{Q}_{a.a} = \dot{m}_{ss4} * (h_{ss4} - h_{ct5}) \quad (7.23)$$

Όπου

$h_{ct5} = 467,2 \frac{Kj}{Kg}$ η ενθαλπία του συμπυκνώματος στην έξοδο της ατμοπαγίδας

Άρα έχουμε:

$$\dot{Q}_{a.a} = 2579 \frac{Kg}{h} * (2693 - 467,2) \frac{Kj}{Kg} = 5,740 * 10^6 \frac{Kj}{h} = 1,370 * 10^6 \frac{Kcal}{h}$$

Θεωρούμε θερμοκρασία εισόδου του νερού προς θέρμανση 16 °C και εξόδου 90 °C.

Άρα η μάζα του θερμαινόμενου νερού είναι:

$$\dot{m}_{H.W} = \frac{\dot{Q}_{a.a}}{c_p * \Delta T} \quad (7.24)$$

$$\dot{m}_{H.W} = \frac{1,370 * 10^6 \frac{Kcal}{h}}{1 \frac{Kcal}{Kg * ^\circ C} * (90 - 16) ^\circ C} = 18513 \frac{Kg}{h}$$

7.6.3 Παραγωγή δευτερεύοντος ατμού στην ατμοπαγίδα του εναλλάκτη χρήσης ατμού αποτόνωσης

Λόγω της διαφοράς ενθαλπίας στην έξοδο της ατμοπαγίδας, μεταξύ της φέρουσας από το συμπύκνωμα ενθαλπίας ίσης με $h_{ct5} = 467,2 \frac{Kj}{Kg}$ (κορεσμένο νερό σε πίεση 1,5 Bar) και της ενθαλπίας ίσης με $h_1 = 419,1 \frac{Kj}{Kg}$ που έχει το κορεσμένο νερό πίεσης 1,01 Bar, θερμοκρασίας 100 °C (βάση των πινάκων κορεσμένων υδρατμών), έχουμε παραγωγή δευτερεύοντος ατμού.

Η αρίθμηση 1 και 2 που δίνεται δεν αναφέρεται στην αρίθμηση του κύκλου Rankine του σχήματος 4.2 αλλά στην θερμοδυναμική κατάσταση του κορεσμένου νερού και του κορεσμένου ατμού για πίεση 1,01 bar.

Για να υπολογιστεί η παροχή δευτερεύοντος ατμού θα πρέπει να βρεθεί η ξηρότητα του συμπυκνώματος.

Έτσι έχουμε:

$$X_{ct5} = \frac{h_{ct5} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{467,2 - 419,1 \frac{Kj}{Kg}}{2676 - 419,1 \frac{Kj}{Kg}} = 0,021 \quad (7.25)$$

Άρα η παροχή δευτερεύοντος ατμού στην ατμοπαγίδα του εναλλάκτη χρήσης ατμού αποτονώσεως δίνεται:

$$\dot{m}_{ss5} = X_{ct5} * \dot{m}_{ss4} = 0,021 * 2579 \frac{Kg}{h} = 54,96 \frac{Kg}{h} \quad (7.26)$$

Ο δευτερεύων ατμός που παράγεται θα έχει ενθαλπία $h_{ss5} = 2676 \frac{Kj}{Kg}$

Όλη η ποσότητα του δευτερεύοντος ατμού θα απορριφθεί στο περιβάλλον.

7.6.4 Επιφάνεια εναλλάκτη χρήσης ατμού αποτόνωσης

Για να υπολογιστεί η επιφάνεια του εναλλάκτη που θα θερμάνει το νερό από τους 16 °C θερμοκρασίας δικτύου στους 90 °C θα πρέπει πρώτα να υπολογιστεί η μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας.

$$\Delta T_{\max} = T_{ss4} - 16 = 111 - 16 = 95^{\circ} C$$

$$\Delta T_{\min} = T_{ct5} - 90 = 111 - 90 = 21^{\circ} C$$

$$(\Delta T_m)_{LOG} = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}} = \frac{95 - 21}{\ln \frac{95}{21}} = 49,02^{\circ} C$$

ΕΝΑΛΛΑΚΤΗΣ ΑΤΜΟΥ ΑΠΟΤΟΝΩΣΗΣ



Σχήμα 7.3 Θερμοκρασιακή αναπαράσταση της μετάδοσης θερμότητας στον εναλλάκτη ατμού αποτόνωσης

Η επιφάνεια μετάδοσης θερμότητας του εναλλάκτη δίνεται από τύπο μεταφοράς θερμότητας:

$$Q_{\Pi,K} = A * K * (\Delta T_m)_{LOG} \Rightarrow \quad (7.27)$$

$$A = \frac{\dot{Q}_{a,a}}{K * (\Delta T_m) LOG} = \frac{1,370 * 10^6 \frac{Kcal}{h}}{490 \frac{Kcal}{h * m^2 * ^\circ C} * 49,02^\circ C} = 57 m^2$$

8 . ΣΥΜΠΥΚΝΩΜΑΤΑ

8.1 ΓΕΝΙΚΑ

Είναι απόλυτα αποδεκτή η θεώρηση ότι για να έχεις υψηλή απόδοση σε έναν λέβητα και ο λέβητας σου να έχει μακρά διάρκεια ζωής θα πρέπει το εργαζόμενο μέσο να επαναχρησιμοποιείται και να μην απορρίπτεται στο περιβάλλον, δημιουργώντας έτσι έναν θερμοδυναμικό κύκλο. Το ίδιο ισχύει και για τους ατμολέβητες οι οποίοι δουλεύουν βάση του θερμοδυναμικού κύκλου Rankine.

Έτσι εύκολα καταλαβαίνουμε την μεγάλη σημασία των δικτύων συμπυκνωμάτων του ατμού που έχει για την μελέτη, κατασκευή και λειτουργία των ατμολεβήτων.

Τα δίκτυα συμπυκνωμάτων συγκεντρώνονται κατά τμήματα σε σταθμούς συμπυκνωμάτων πριν καταλήξουν στον απαεριωτή της δεξαμενής τροφοδοτικού νερού.

Οι σταθμοί συμπυκνωμάτων αποτελούνται από δοχεία συμπυκνωμάτων και αντλίες θερμού νερού. Εάν το δοχείο συγκοινωνεί με την ατμόσφαιρα μέσω αγωγού χάνουμε τους δευτερογενείς ατμούς. Σε άλλη περίπτωση ο δευτερεύον ατμός μπορεί να χρησιμοποιηθεί για να καλύψει τυχόν άλλες ανάγκες.

Τα συμπυκνώματα που προέρχονται από τις χρήσεις του ατμού θα οδηγούνται σε τρία δοχεία συμπυκνωμάτων:

- Στο δοχείο Α, τα συμπυκνώματα από τις χρήσεις ατμού του εργοστασίου ζάχαρης.
- Στο δοχείο Β, τα συμπυκνώματα από την χρήση των δευτερογενών ατμών της δεξαμενής Α.
- Στο δοχείο Γ, τα συμπυκνώματα από τις χρήσεις του ατμού στο κλωβό-εναλλάκτη, στο προθερμαντήρα καυσίμου και στην γραμμή συνοδείας.

8.2 ΔΟΧΕΙΟ ΣΥΜΠΥΚΝΩΜΑΤΩΝ Α

Στο δοχείο συμπυκνωμάτων Α θα συγκεντρωθούν τα συμπυκνώματα του ατμού χρήσης του εργοστασίου ζάχαρης. Ο δευτερογενής ατμός που παράγεται λόγω διαφοράς πίεσης μετά τις ατμοπαγίδες θα μεταφερθεί μέσα από το δοχείο συμπυκνωμάτων σε εναλλακτική ατμού-νερού.

Για τον υπολογισμό του όγκου του δοχείου συμπυκνωμάτων θα πρέπει να ληφθούν οι παρακάτω παραδοχές:

- Ο χρόνος παραμονής του συμπυκνώματος στο δοχείο είναι περίπου 5min=300 sec (που θεωρείται καλή προσέγγιση στον σχεδιασμό των αντίστοιχων δοχείων).
- Το συμπύκνωμα καλύπτει το 40 % του συνολικού όγκου του δοχείου.

Ως εκ τούτου ο χρόνος παραμονής υγρού συμπυκνώματος στο δοχείο:

$$t = \frac{V_{DCA}}{\dot{m}_{ct_4}} \quad (8.1)$$

Όπου : V_{DCA} ο όγκος νερού του δοχείου σε m^3

t ο χρόνος παραμονής σε sec.

\dot{m}_{ct_4} η παραγωγή των συμπυκνωμάτων σε Kg/h.

Ο ειδικός όγκος των συμπυκνωμάτων σε πίεση 1,5 Bar δίνεται

$$\hat{V}_{ct_4} = 0,0010527 \frac{m^3}{Kg}$$

Η παροχή συμπυκνωμάτων δίνεται:

$$\dot{m}_{ct_4} = \dot{m}_{a.e} - \dot{m}_{ss4} = 33500 - 2579 = 30921 \frac{Kg}{h}$$

Ο όγκος νερού του δοχείου είναι:

$$V_{DC_A} = t \cdot \hat{r}_{ct_4} \cdot V_{ct_4} = \frac{300s \cdot 30921 \frac{Kg}{h} \cdot 0,0010527 \frac{m^3}{Kg}}{3600} = 2,71 m^3 \quad (8.2)$$

Ο συνολικός όγκος του δοχείου συμπυκνωμάτων είναι:

$$V_{DP_A} = \frac{V_{DC_A}}{0,40} = \frac{2,71}{0,40} = 6,77 m^3 \quad (8.3)$$

Θεωρούμε ότι ο λόγος μήκους L_{DC_A} δοχείου προς την διάμετρο D_{DC_A} αυτού είναι:

$$\frac{L_{DC_A}}{D_{DC_A}} = 2 \quad (8.4)$$

Η διάμετρος του δοχείου υπολογίζεται με τον εξής τύπο:

$$D_{DC_A} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot V_{DP_A}}{\rho}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 6,77 m^3}{3,14}} = 1,62 m \quad (8.5)$$

Το μήκος είναι :

$$L_{DC_A} = 2 * D_{DP_A} = 2 * 1,62m = 3,24m \quad (8.6)$$

Τοποθετείται δοχείο διαμέτρου $D = 1620mm$, μήκους $L = 3240mm$.

8.3 ΔΟΧΕΙΟ ΣΥΜΠΥΚΝΩΜΑΤΩΝ Β

Τα συμπυκνώματα που θα προκύψουν από τον εναλλάκτη ατμού–νερού που θερμαίνει νερό χρήσης, θα βρίσκονται σε πίεση 1,01Bar. Ο δευτερογενής ατμός που εκ νέου παράγεται λόγω διαφοράς πίεσης μετά τις ατμοπαγίδες θα απορριφθεί στο περιβάλλον από το εξαεριστικό του δοχείου συμπυκνωμάτων Β.

Για τον υπολογισμό του όγκου του δοχείου συμπυκνωμάτων θα πρέπει να ληφθούν οι παρακάτω παραδοχές:

- Ο χρόνος παραμονής του συμπυκνώματος στο δοχείο είναι περίπου 5min=300 sec που θεωρείται καλή προσέγγιση στον σχεδιασμό των αντίστοιχων δοχείων.
- Το συμπύκνωμα καλύπτει το 40 % του συνολικού όγκου του δοχείου.

Ως εκ τούτου ο χρόνος παραμονής υγρού συμπυκνώματος στο δοχείο:

$$t = \frac{V_{DC_B}}{\dot{m}_{ct_5}} \quad (8.7)$$

Όπου : V_{DC_B} ο όγκος νερού του δοχείου σε m^3

t ο χρόνος παραμονής σε sec.

\dot{m}_{ct_5} η παραγωγή των συμπυκνωμάτων σε Kg/h.

Ο ειδικός όγκος των συμπυκνωμάτων δίνεται $\hat{V}_{ct_5} = 0,0010435 \frac{m^3}{Kg}$

Η παροχή συμπυκνωμάτων δίνεται:

$$\dot{m}_{ct_5} = \dot{m}_{ss4} - \dot{m}_{ss5} = 2579 - 54,96 = 2524 \frac{Kg}{h}$$

Ο όγκος νερού του δοχείου είναι:

$$V_{DC_B} = t * \dot{m}_{ct_5} * \hat{V}_{ct_5} = \frac{300s \cdot 2524 \frac{Kg}{h} \cdot 0,0010435 \frac{m^3}{Kg}}{3600} = 0,22 m^3 \quad (8.8)$$

Ο συνολικός όγκος του δοχείου συμπυκνωμάτων είναι:

$$V_{DP_B} = \frac{V_{DC_B}}{0,40} = \frac{0,22}{0,40} = 0,54 m^3$$

Θεωρούμε ότι ο λόγος μήκους L_{DC_B} δοχείου προς την διάμετρο D_{DC_B} αυτού είναι:

$$\frac{L_{DC_B}}{D_{DC_B}} = 2 \quad (8.9)$$

Η διάμετρος του δοχείου υπολογίζεται με τον εξής τύπο:

$$D_{DC_B} = \sqrt[3]{\frac{2 * V_{DP_B}}{p}} = \sqrt[3]{\frac{2 * 0,54 m^3}{3,14}} = 0,7 m \quad (8.10)$$

Το μήκος είναι :

$$L_{DC_B} = 2 * D_{DP_B} = 2 * 0,7m = 1,4m$$

Τοποθετείται δοχείο διαμέτρου $D = 700 \text{ mm}$, μήκους $L = 1400 \text{ mm}$.

8.4 ΔΟΧΕΙΟ ΣΥΜΠΥΚΝΩΜΑΤΩΝ Γ

Στο δοχείο Γ θα καταλήξουν τα συμπυκνώματα των χρήσεων ατμού:

- τα συμπυκνώματα από τις χρήσεις του ατμού στο κλωβό-εναλλάκτη π_{ct_1} .
- τα συμπυκνώματα στο προθερμαντήρα καυσίμου π_{ct_2} .
- τα συμπυκνώματα στην γραμμή συνοδείας π_{ct_3} .

Τα συμπυκνώματα που θα προκύψουν από τις χρήσεις ατμού στο ατμολέβητα, θα βρίσκονται σε πίεση 1,01Bar. Ο δευτερογενής ατμός που εκ νέου παράγεται λόγω διαφοράς πίεσης μετά τις ατμοπαγίδες των χρήσεων θα απορριφθεί στο περιβάλλον από το εξαεριστικό του δοχείου συμπυκνωμάτων Γ.

Για τον υπολογισμό του όγκου του δοχείου συμπυκνωμάτων θα πρέπει να ληφθούν οι παρακάτω παραδοχές:

- Ο χρόνος παραμονής του συμπυκνώματος στο δοχείο είναι περίπου $5 \text{ min} = 300 \text{ sec}$ (που θεωρείται καλή προσέγγιση στον σχεδιασμό των αντίστοιχων δοχείων).

- Το συμπύκνωμα καλύπτει το 40 % του συνολικού όγκου του δοχείου.

Ως εκ τούτου: Χρόνος παραμονής υγρού συμπυκνώματος στο δοχείο δίνεται :

$$t = \frac{V_{DCG}}{F_{CG}} \quad (8.11)$$

Όπου : V_{DCG} ο όγκος νερού του δοχείου σε m^3

t ο χρόνος παραμονής σε sec.

$m_{ct_1} + m_{ct_2} + m_{ct_3}$ το άθροισμα της παραγωγής των συμπυκνωμάτων

σε Kg/h.

Ο ειδικός όγκος όλων των συμπυκνωμάτων σε πίεση 1,01 Bar δίνεται

$$\hat{V}_{ct_3} = 0,0010435 \frac{m^3}{Kg}$$

Οι παροχές των συμπυκνωμάτων δίνονται:

$$m_{ct_1} = m_{fs1} - m_{ss1} = 290 - 10,87 = 279,13 \frac{Kg}{h}$$

$$m_{ct_2} = m_{fs2} - m_{ss2} = 140,7 - 5,2 = 135,5 \frac{Kg}{h}$$

$$m_{ct_3} = m_{fs3} - m_{ss3} = 21,6 - 0,8 = 20,8 \frac{Kg}{h}$$

Ο όγκος νερού του δοχείου είναι:

$$V_{DCG} = t * (m_{ct_1} + m_{ct_2} + m_{ct_3}) * \hat{V}_{ct_3} \quad (8.12)$$

$$V_{DC_G} = \frac{300s \cdot (279,13 + 135,5 + 20,8) \frac{Kg}{h} \cdot 0,0010435 \frac{m^3}{Kg}}{3600} = 0,038m^3$$

Ο συνολικός όγκος του δοχείου συμπυκνωμάτων είναι:

$$V_{DP_G} = \frac{V_{DC_G}}{0,40} = \frac{0,038}{0,40} = 0,095m^3 \quad (8.13)$$

Θεωρούμε ότι ο λόγος μήκους L_{DC_G} δοχείου προς την διάμετρο D_{DC_G} αυτού είναι:

$$\frac{L_{DC_G}}{D_{DC_G}} = 2 \quad (8.14)$$

Η διάμετρος του δοχείου υπολογίζεται με τον εξής τύπο:

$$D_{DC_G} = \sqrt[3]{\frac{2 * V_{DP_G}}{\rho}} = \sqrt[3]{\frac{2 * 0,095}{3,14}} = 0,49m \quad (8.15)$$

Το μήκος είναι :

$$L_{DC_B} = 2 * D_{DP_B} = 2 * 0,49m = 1m \quad (8.16)$$

Τοποθετείται δοχείο διαμέτρου $D = 490 \text{ mm}$, μήκους $L = 1000mm$.

9. ΕΠΕΞΕΡΓΑΣΙΑ ΝΕΡΟΥ-ΣΤΡΑΤΣΩΝΑ

9.1 ΓΕΝΙΚΑ

Για να αντιμετωπιστεί το πρόβλημα των καθαλατώσεων στον ατμολέβητα θα πρέπει ανά τακτά χρονικά διαστήματα ή συνέχεια, να αφαιρείται νερό από το τύμπανο. Ο λεβητόλιθος σχηματίζεται εξαιτίας των αλάτων του νερού που ατμοποιείται συνεχώς στο τύμπανο. Το σύστημα του ατμολέβητα είναι γνωστό ότι τροφοδοτείται από επεξεργασμένο νερό και καλύπτει την ατμοδιαφυγή από τα δίκτυα αλλά και την ποσότητα δευτερεύοντος ατμού που ρίχνεται στο περιβάλλον. Ωστόσο το σύστημα αποσκλήρυνσης που τοποθετούμε στην εγκατάσταση δεν απομακρύνει τα πυριτικά (SiO_2) και για αυτόν τον λόγο η συγκέντρωση των πυριτικών αποτελεί χαρακτηριστικό στοιχείο για το υπολογισμό της ποσότητας νερού που θα απομακρύνεται κατά την στρατσωνα.

Πριν το νερό της στρατσωνας απορριφθεί στην αποχέτευση εκμεταλλευόμαστε την θερμότητα του για να θερμάνουμε την ποσότητα του αποσκληρυμένου νερού που συμπληρώνεται.

Η αύξηση του φαινομένου των καθαλατώσεων προκαλεί παρασυρμό στερεών με τον ατμό με καταστροφικές συνέπειες για τον εξοπλισμό, τον ατμοστρόβιλο και τον ατμολέβητα.

9.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΟΣΟΤΗΤΑΣ ΝΕΡΟΥ ΣΤΡΑΤΣΩΝΑΣ

Η ποσότητα του νερού στρατσώνας δίνεται από τον τύπο:

$$m_b = (D - m_{ct}) \frac{X_1}{X_2 - X_1} \frac{Kg}{h} \quad (9.1)$$

Όπου :

X_1 η συγκέντρωση πυριτικών στο αντλούμενο νερό. Λαμβάνεται 7ppmSiO₂ για την συγκεκριμένη εγκατάσταση.

X_2 η ανώτατη επιτρεπόμενη συγκέντρωση στο τύμπανο. Λαμβάνεται 10 ppmSiO₂, διότι σύμφωνα με τους κανονισμούς για πίεση μέχρι 64 bar αυτή είναι η μέγιστη τιμή που επιτρέπεται στο τύμπανο.

D η ατμοπαραγωγή.

\dot{m}_{ct} σύνολο συμπυκνωμάτων.

m_b η ποσότητα νερού στρατσώνας (Kg/h).

$$\dot{m}_{ct} = \dot{m}_{ct1} + \dot{m}_{ct2} + \dot{m}_{ct3} + \dot{m}_{ct4} + \dot{m}_{ct5}$$

$$\dot{m}_{ct} = 279,1 + 135,5 + 20,8 + 30921 + 2524 = 33880 \text{ Kg} / h$$

$$\dot{m}_b = (35000 - 33880) \frac{7}{10 - 7} = 2613 \frac{\text{Kg}}{h} \quad (9.2)$$

Το νερό της στρατσώνας βρίσκεται σε κατάσταση κορεσμού που αντιστοιχεί στο σημείο 3 του κύκλου Rankine καθώς λαμβάνεται από το τύμπανο του ατμολέβητα. Έτσι τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του δίνονται:

$$T_b = 275,5^\circ\text{C}$$

$$P_b = 60 \text{ Bar}$$

$$h_b = 1213,9 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$$

$$s_b = 3,027 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg} * ^\circ\text{C}}$$

$$\hat{V}_b = 0,0013185 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

Άρα η ογκομετρική παροχή δίνεται:

$$\dot{Q}_b = \hat{V}_b * m_b = 0,0013185 \frac{m^3}{Kg} * 2613 \frac{Kg}{h} = 3,44 \frac{m^3}{h} \quad (9.3)$$

9.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΟΣΟΤΗΤΑΣ ΤΡΟΦΟΔΟΤΙΚΟΥ ΝΕΡΟΥ

Η ποσότητα του νερού που εισάγεται στον λέβητα δίνεται από το άθροισμα της ατμοπαραγωγής και της ποσότητας στρατσώνας.

Έτσι :

$$\dot{m}_F = D + \dot{m}_b = 35000 + 2613 = 37613 \frac{Kg}{h} \quad (9.4)$$

Η κατάσταση του τροφοδοτικού νερού είναι αυτή που αντιστοιχεί στο σημείο 2 του κύκλου Rankine δηλαδή μετά την αντλία. Έτσι έχουμε:

$$T_F = 101,5^\circ C$$

$$P_F = 60 Bar$$

$$h_F = 425 \frac{Kj}{Kg}$$

$$S_F = 1,307 \frac{Kj}{Kg * ^\circ C}$$

$$\hat{V}_F = 0,0010435 \frac{m^3}{Kg}$$

Η θερμοκρασία του τροφοδοτικού νερού στην πράξη είναι υψηλότερη (106-110 °C) διότι θερμαίνεται με ατμό προκειμένου να λειτουργεί σωστά ο απαεριωτής.

Άρα η ογκομετρική παροχή δίνεται:

$$\dot{Q}_F = \hat{V}_F * \dot{m}_F = 0,0010435 \frac{m^3}{Kg} * 37613 \frac{Kg}{h} = 39,24 \frac{m^3}{h} \quad (9.5)$$

9.4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΟΣΟΤΗΤΑΣ ΑΝΤΛΟΥΜΕΝΟΥ ΝΕΡΟΥ

Η ποσότητα αυτή αναφέρεται στο αποσκληρυμένο νερό που θα συμπληρώσει το τροφοδοτικό νερό και θα αντληθεί από το δίκτυο ή κάποια γεώτρηση. Η ποσότητα αυτή προκύπτει από τον ισολογισμό στην δεξαμενή τροφοδοσίας.

$$\dot{m}_w = D + \dot{m}_b - \dot{m}_{ct} = 35000 + 2613 - 33880 = 3733 \frac{Kg}{h} \quad (9.6)$$

Το αντλούμενο νερό θεωρούμε ότι έχει θερμοκρασία 16 °C και ο ειδικός όγκος δίνεται:

$$\hat{V}_w = 0,001000 \frac{m^3}{Kg}$$

Άρα η ογκομετρική παροχή δίνεται:

$$\dot{Q}_w = \hat{V}_w * \dot{m}_w = 0,001000 \frac{m^3}{Kg} * 3660 \frac{Kg}{h} = 3,6 \frac{m^3}{h} \quad (9.7)$$

9.5 ΙΣΟΖΥΓΙΟ ΝΕΡΟΥ ΣΤΟΝ ΑΤΜΟΛΕΒΗΤΑ

Ισοζύγιο νερού στον ατμολέβητα

Το ισοζύγιο νερού γίνεται στον ατμολέβητα. Στον παρακάτω πίνακα τοποθετούνται οι διεργασίες του νερού και του ατμού και οι ποσότητες τους με θετικά και αρνητικά

πρόσημα. Οι ποσότητες με τα αρνητικά πρόσημα αντιστοιχούν στις ποσότητες του ατμού και του νερού και απορρίπτονται στο περιβάλλον. Οι ποσότητες με τα θετικά πρόσημα αντιστοιχούν στις ποσότητες ατμού και νερού που επανεισάγονται στον απαεριωτή.

Πίνακας 9.1 Ισοζύγιο νερού στον ατμολέβητα

Διεργασίες νερού-ατμού	ποσότητα Kg/h
Τροφοδοτικό νερό	37613
Ατμοδιαφυγή -3%D	-1050
Νερό στρατσώνας	-2613
Χρήσεις ατμού στο εργοστάσιο	-33500
Χρήσεις ατμού στον ατμολέβητα	-451,7
ΣΥΝΟΛΟ	0

Ισοζύγιο νερού στην εγκατάσταση

Για να υπολογιστεί σωστά το ισοζύγιο νερού θα πρέπει πρώτα να υπολογιστεί η ποσότητα ατμού που χάνεται από το εξαιρεριστικό του απαεριωτή της δεξαμενής τροφοδοτικού νερού.

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{ap} &= (\dot{m}_{ct1} + \dot{m}_{ct2} + \dot{m}_{ct3} + \dot{m}_{ct4} + \dot{m}_{ct5}) + \dot{m}_{sb} + \dot{m}_w - \dot{m}_f = \\
 &= (279,3 + 135,5 + 20,8 + 30921 + 2524) + 640,4 + 3733 - 37613 = \\
 &= 640,4 \text{ Kg / h}
 \end{aligned} \tag{9.8}$$

Υπολογίζουμε το ισοζύγιο νερού μετά τον ατμοστρόβιλο:

$$\begin{aligned}
 D &= \dot{m}_{fs1} + \dot{m}_{fs2} + \dot{m}_{fs3} + \dot{m}_{a.e} + 3\% D = \\
 &= 290 + 140,7 + 21,6 + 33500 + 3\% 35000 = \\
 &= 35002 \text{ Kg / h}
 \end{aligned} \tag{9.9}$$

Συγκρίνοντας τα αποτελέσματα των εξισώσεων (9.8) και (4.3) παρατηρούμε μικρή απόκλιση στην τιμή της ατμοπαραγωγής. Αυτό οφείλεται στις στρογγυλοποιήσεις των τιμών των αποτελεσμάτων.

Υπολογίζουμε το ισοζύγιο νερού στην δεξαμενή συμπυκνωμάτων A:

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{cterg.} &= \dot{m}_{ct4} + \dot{m}_{ss4} - \dot{m}_{ss5} = 30921 + 2579 - 54,96 = \\
 \dot{m}_{cterg.} &= 33445,6 \text{ Kg / h}
 \end{aligned} \tag{9.10}$$

Υπολογίζουμε το ισοζύγιο νερού στις χρήσεις του εργοστασίου :

$$\dot{m}_{a.e} = \dot{m}_{ct4} + \dot{m}_{ss4} = 30921 + 2579 = 33500 \text{ Kg} / \text{h} \quad (9.11)$$

Συγκρίνοντας το αποτέλεσμα των τιμών της (9.11) με την (7.22) παίρνουμε ίσα αποτελέσματα.

9.6 ΕΚΤΟΝΩΣΗ ΝΕΡΟΥ ΣΤΡΑΤΣΩΝΑΣ

Το νερό της στρατσώνας βρίσκεται σε υψηλή πίεση, σε πίεση 60 Bar που έχει και το τύμπανο του ατμολέβητα. Για λόγους εξοικονόμησης θερμικής ενέργειας αλλά και προστασίας του περιβάλλοντος από θερμική μόλυνση το νερό της στρατσώνας πριν ριφθεί στην αποχέτευση θα εκτονωθεί και θα οδηγηθεί σε εναλλάκτη ώστε να ανακτηθεί μέρος της ενέργειας που διαθέτει.

Το νερό της στρατσώνας θα εκτονωθεί σε κατάλληλο εκτονωτικό δοχείο το οποίο θα προκύψει ύστερα από υπολογισμό. Κατά την εκτόνωση του επίσης θα προκύψει δευτερεύον ατμός ο οποίος θα επαναχρησιμοποιηθεί.

Θεωρούμε ότι η εκτόνωση του νερού της στρατσώνας θα γίνει σε πίεση 1,25 Bar.

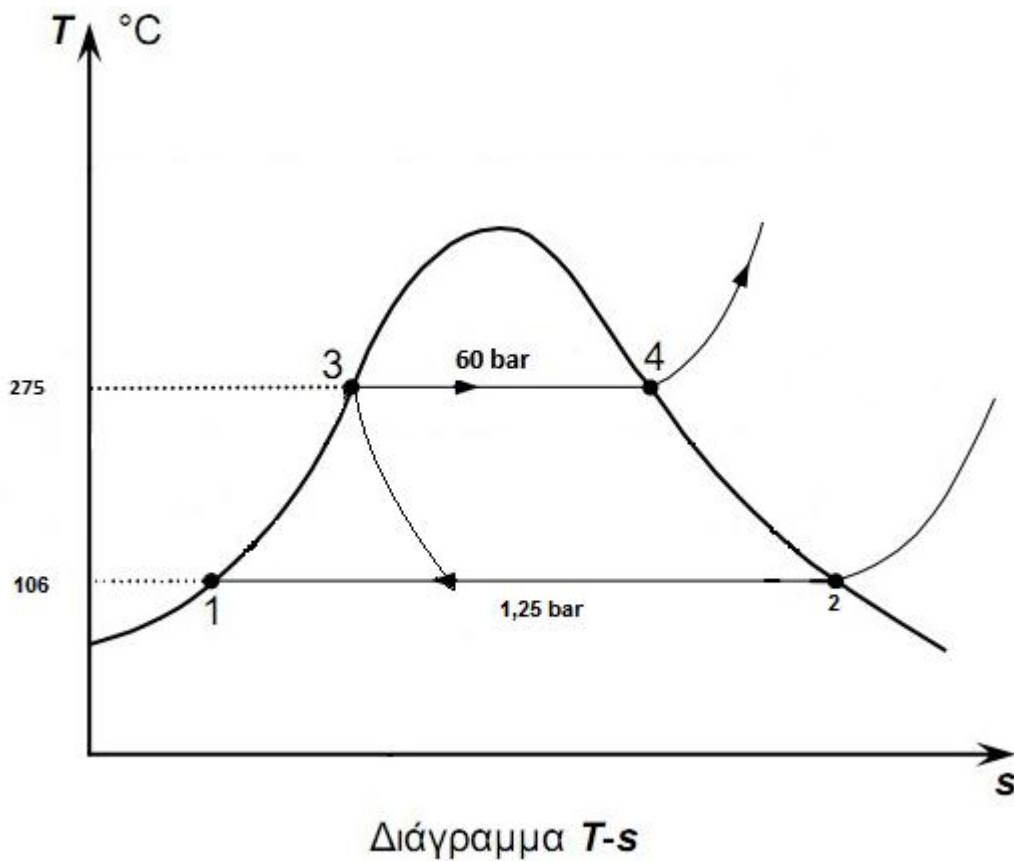
Λόγω της διαφοράς ενθαλπίας στο εκτονωτικό δοχείο, μεταξύ της φέρουσας από το νερό της στρατσώνας ενθαλπίας ίσης με $h_b = 1213,9 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ (κορεσμένο νερό σε πίεση

60 Bar) και της ενθαλπίας ίσης με $h_1 = 444,4 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$ που έχει το κορεσμένο νερό

πίεσης 1,25 Bar , θερμοκρασίας 106 °C (βάσει των πινάκων κορεσμένων υδρατμών), έχουμε παραγωγή δευτερεύοντος ατμού.

Η αρίθμηση 1 και 2 που δίνεται αναφέρεται στην αρίθμηση του κύκλου Rankine του σχήματος 9.1.

Για να υπολογιστεί η παροχή δευτερεύοντος ατμού που παράγεται στο εκτονωτικό δοχείο θα πρέπει να υπολογιστεί η ξηρότητα του νερού στρατσώνας υπό πίεση 1,25 Bar.



Σχήμα 9.1 Θερμοδυναμική αναπαράσταση της εκτόνωσης της στρατσώνας

Έτσι έχουμε:

$$X_{b_{1,25\text{Bar}}} = \frac{h_b - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{1213,9 - 444,4 \text{ KJ}}{2685 - 444,4 \text{ Kg}} = 0,343 \quad (9.12)$$

Έτσι λοιπόν ο συνολικός ατμός αποτονώσεως που παράγεται στο εκτονωτικό δοχείο δίνεται :

$$\dot{m}_{Sb} = X_{b_{1,25\text{Bar}}} * \dot{m}_b = 0,343 * 2613 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} = 896,9 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \quad (9.13)$$

Με ενθαλπία $h_{sb} = 2685 \frac{Kj}{Kg}$

Η ποσότητα του ατμού αποτονώσεως που προκύπτει θα χρησιμοποιηθεί για την θέρμανση των συμπυκνωμάτων της δεξαμενής τροφοδοτικού νερού.

Άρα το νερό της στρατσώνας που θα οδηγηθεί στον εναλλάκτη και μετά στην αποχέτευση θα είναι λιγότερο και δίνεται :

$$\dot{m}_{b,1,25Bar} = \dot{m}_b - \dot{m}_{sb} = 2613 - 896,2,8 = 1716,8 \frac{Kg}{h} \quad (9.14)$$

9.7 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ ΝΕΡΟΥ ΣΤΡΑΤΣΩΝΑΣ

Ο εναλλάκτης νερού στρατσώνας είναι ένας σωληνωτός εναλλάκτης αντιπαράλληλης ροής ανάκτησης θερμότητας και σκοπό έχει να προσδώσει μέρος της απορριπτόμενης θερμότητας του νερού στρατσώνας στο αποσκληρυμένο νερό της πηγής που αντλείται για να καλύψει τις ανάγκες του ατμολέβητα.

9.7.1 Υπολογισμός θερμότητας που μεταβιβάζεται στον εναλλάκτη

Θεωρούμε ότι η θερμοκρασία που το νερό της στρατσώνας οδηγείται στην αποχέτευση είναι 30 °C. Άρα η ενθαλπία του δίνεται από πίνακες κορεσμένων υδρατμών είτε από τον εμπειρικό τύπο:

$$h_{30^{\circ}C} = 30^{\circ}C * 4,187 \frac{Kj}{Kg * ^{\circ}C} = 125,6 \frac{Kj}{Kg} \quad (9.15)$$

Το ποσό της θερμότητας που μεταβιβάζεται στον εναλλάκτη υπολογίζεται με βάση τον τύπο:

$$\dot{Q}_{h.e} = \dot{m}_{b,1,25Bar} * (h_{b,1,25Bar} - h_{30^{\circ}C}) \quad (9.16)$$

$$\dot{Q}_{h.e} = 1716,8 \frac{Kg}{h} \left(\frac{444,4 - 125,6}{4,187 \frac{Kj}{Kcal}} \right) * \frac{Kj}{Kg} = 130672 Kcal / h$$

9.7.2 Υπολογισμός θερμοκρασίας εξόδου αποσκληρυμένου νερού

Για τον υπολογισμό της θερμοκρασίας του απορριπτόμενου νερού χρησιμοποιούμε τον ενεργειακό ισολογισμό:

$$\dot{Q}_{h.e} = \dot{m}_w * Cp * (T_O - T_W) \Rightarrow \quad (9.17)$$

$$T_W = T_O + \frac{\dot{Q}_{h.e}}{Cp * \dot{m}_w} = 16 + \frac{130672 Kcal / h}{1 \frac{Kcal}{Kg * ^\circ C} * 3733 \frac{Kg}{h}} = 51^\circ C$$

9.7.3 Επαλήθευση της θερμοκρασίας εξόδου του απορριπτόμενου νερού

Επειδή η θερμοκρασία εξόδου του απορριπτόμενου νερού πάρθηκε σαν παραδοχή θα πρέπει να την επαληθεύσουμε. Έτσι από τον ενεργειακό ισολογισμό έχουμε:

$$T_{A.N} = T_{b,1,25 Bar} - \frac{\dot{Q}_{h.e}}{Cp * \dot{m}_{b,1,25 Bar}} \quad (9.18)$$

$$T_{A.N} = 106 - \frac{130672 Kcal / h}{1 \frac{Kcal}{Kg * ^\circ C} * 1716,2 \frac{Kg}{h}} = 29,9^\circ C$$

Παρατηρούμε ότι η αρχική μας παραδοχή ήταν αρκετά ακριβής.

9.7.4 Επιφάνεια εναλλάκτη

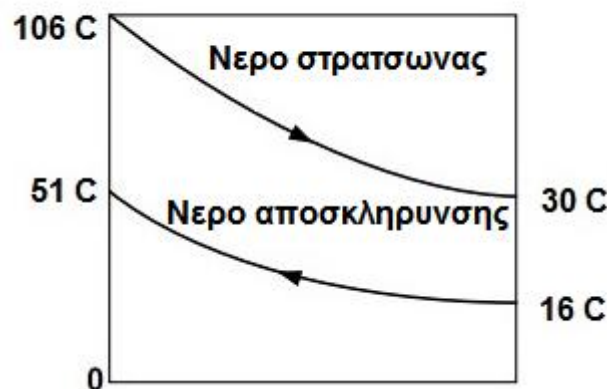
Για να υπολογιστεί η επιφάνεια του εναλλάκτη που θα θερμάνει το αποσκληρυμένο νερό από τους 16 °C θερμοκρασίας στους 51 °C θα πρέπει πρώτα να υπολογιστεί η μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας.

$$\Delta T_{\max} = T_{ss4} - 16 = 106 - 51 = 55^{\circ} C$$

$$\Delta T_{\min} = T_{ct5} - 90 = 30 - 16 = 14^{\circ} C$$

$$(\Delta T_m)_{LOG} = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}} = \frac{55 - 14}{\ln \frac{55}{14}} = 29,9^{\circ} C$$

ΕΝΑΛΛΑΚΤΗΣ ΕΚΤΟΝΩΣΗΣ ΣΤΡΑΤΣΩΝΑΣ



Σχήμα 9.2 Θερμοκρασιακή αναπαράσταση της μετάδοσης θερμότητας στον εναλλάκτη ατμού εκτόνωσης στρατσώνας

Η επιφάνεια μετάδοσης θερμότητας του εναλλάκτη δίνεται από τύπο μεταφοράς θερμότητας:

$$\dot{Q}_{h,e} = A_{h,e} * K * (\Delta T_m)_{LOG} \Rightarrow \quad (9.19)$$

$$A_{h.e} = \frac{Q_{h.e}}{K * (\Delta T_m) LOG} = \frac{130672 \frac{Kcal}{h}}{850 \frac{Kcal}{h * m^2 * ^\circ C} * 29,9^\circ C} = 5,14 m^2$$

9.8 ΑΠΟΣΚΛΗΡΥΝΣΗ

Το σύστημα αποσκλήρυνσης που έχουμε επιλέξει αποτελείται από έναν αποσκληρυντή Α που χρησιμοποιεί για την αναγέννηση του H₂SO₄ σε υψηλή περιεκτικότητα (96%κ.β.). Στον αποσκληρυντή Α εκτελούνται οι παρακάτω φάσεις αποσκλήρυνσης: α)ανάστροφη πλύση β)αναγέννηση γ)ξέπλυμα δ)σταυρωτές πλύσεις. Η κατιονική ρητίνη R-COOH που χρησιμοποιεί αυτός ο αποσκληρυντής έχει την ικανότητα δέσμευσης της παροδικής σκληρότητας με απόδοση 95%.

Μετά τον αποσκληρυντή Α βρίσκεται συνδεδεμένος σε σειρά ο αποσκληρυντής Β ο οποίος και ολοκληρώνει την διαδικασία της αποσκλήρυνσης. Στον αποσκληρυντή Β εκτελούνται οι παρακάτω φάσεις αποσκλήρυνσης: α)ανάστροφη πλύση β)αναγέννηση γ)ξέπλυμα. Ο αποσκληρυντής Β χρησιμοποιεί για την αναγέννηση του, άλας NaCl. Η κατιονική ρητίνη R-2Na που χρησιμοποιεί ο αποσκληρυντής έχει ικανότητα δέσμευσης μόνιμης όσο και περιοδικής σκληρότητας.

Από χημική ανάλυση του αντλούμενου νερού έχουμε:

Ολική σκληρότητα $TH = 20^{\circ} dH$

Αλκαλικότητα $M = 6 mVal / lt$

Πυριτικά $7 ppm SiO_2$

9.9 ΑΠΟΣΚΛΗΡΥΝΤΗΣ Α

9.9.1 Ποσότητα νερού αποσκληρυντή Α από αναγέννηση σε αναγέννηση

Η ποσότητα νερού που καταναλώνεται από τον αποσκληρυντή Α είναι συνάρτηση του συνολικού χρόνου λειτουργίας του αποσκληρυντή. Θεωρούμε συνολικό χρόνο λειτουργίας 16h.

Έτσι έχουμε:

$$V_A = 16h * \frac{Q_w}{h} = 16h * 3,7 \frac{m^3}{h} = 59,2m^3 \quad (9.20)$$

9.9.2 Ποσότητα ρητίνης αποσκληρυντή A

Ο αποσκληρυντής A χρησιμοποιεί ρητίνη R-COOH με απόδοση 95%. Η παροδική σκληρότητα εκφράζεται σε αλκαλικότητα και δίνεται $M = 6mVal / lt$. Η ικανότητα δέσμευσης της κατιονικής ρητίνης R-COOH λαμβάνεται από την βιβλιογραφία ίση με $A = 45grCaO / lt$.

Άρα η αναγκαία ποσότητα ρητίνης που χρειάζεται να έχει ο αποσκληρυντής A υπολογίζεται :

$$V_{RA} = \frac{28 * 95\% * M * V_A}{A} \quad (9.21)$$

$$V_{RA} = \frac{28 * 0,95 * 6mVal / lt * 59,2m^3}{45grCaO / lt - R} = 209,9lt - R$$

9.9.3 Ποσότητα αναγεννητικού διαλύματος αποσκληρυντή A

Ο αποσκληρυντής A χρησιμοποιεί για την αναγέννηση του H_2SO_4 σε υψηλή περιεκτικότητα (96%κ.β.) το οποίο και αραιώνεται. Η ποσότητα αναγεννητικού διαλύματος του αποσκληρυντή δίνεται :

$$\begin{aligned} V_{H_2SO_4} &= 0,0305\Delta M * V_A = 0,0305 * 0,95 * M * V_A = \\ &= 0,0305 * 0,95 * 6mVal / lt * 59,2m^3 = \\ V_{H_2SO_4} &= 10,29lt(H_2SO_4, 96\%, k.b.) \end{aligned} \quad (9.22)$$

9.10 ΑΠΟΣΚΛΗΡΥΝΤΗΣ Β

9.10.1 Ποσότητα νερού αποσκληρυντή Β από αναγέννηση σε αναγέννηση

Η ποσότητα νερού που καταναλώνεται από τον αποσκληρυντή Β είναι συνάρτηση του συνολικού χρόνου λειτουργίας του αποσκληρυντή. Θεωρούμε συνολικό χρόνο λειτουργίας 16h. Η ποσότητα νερού που καταναλώνεται από τον αποσκληρυντή Β είναι ακριβώς ίδια με αυτήν του αποσκληρυντή Α καθώς το σύστημα (δεξαμενές) είναι συνδεδεμένο εν σειρά.

Έτσι έχουμε:

$$V_B = 16h * Q_w = 16h * 3,7 \frac{m^3}{h} = 59,2m^3 \quad (9.23)$$

9.10.2 Ποσότητα ρητίνης αποσκληρυντη Β

Ο αποσκληρυντής Β χρησιμοποιεί ρητίνη R-2Na με ικανότητα δέσμευσης παροδικής και μόνιμης σκληρότητας. Θεωρούμε ότι επιτυγχάνει απόδοση 98%. Επειδή ο αποσκληρυντής Β βρίσκεται μετά τον αποσκληρυντή Α θα δεσμεύει την παραμένουσα σκληρότητα. Η παροδική σκληρότητα εκφράζεται σε αλκαλικότητα και δίνεται $M = 6mVal / lt$. Η ικανότητα δέσμευσης της κατιονικής ρητίνης R-2Na λαμβάνεται από την βιβλιογραφία ίση με $B = 55grCaO / lt$.

Η παροδική σκληρότητα σε γερμανικούς βαθμούς υπολογίζεται:

$$H_K = 2,8 * 6 = 16,8^o dH \quad (9.24)$$

Η παροδική σκληρότητα που δεσμεύτηκε από τον αποσκληρυντή Α σε γερμανικούς βαθμούς δίνεται:

$$H_A = 0,95 * 16,8^{\circ} dH = 15,96^{\circ} dH \quad (9.25)$$

Η ολική σκληρότητα που εισέρχεται στον αποσκληρυντή B δίνεται:

$$TH_B = TH - H_A = 20^{\circ} dH - 15,96^{\circ} dH = 4,04^{\circ} dH \quad (9.26)$$

Η ολική σκληρότητα που δεσμεύεται στον αποσκληρυντή B με απόδοση της τάξης 98% δίνεται:

$$H_B = 0,98 * 4,04^{\circ} dH = 3,96^{\circ} dH \quad (9.27)$$

Άρα η αναγκαία ποσότητα ρητίνης που χρειάζεται να έχει ο αποσκληρυντής A υπολογίζεται :

$$V_{RB} = \frac{10H_B * V_B}{B} = \frac{10 * 3,96^{\circ} dH * 59,2m^3}{55grCaO / lt - R} = 42,6lt - R \quad (9.28)$$

9.10.3 Ποσότητα αναγεννητικού διαλύματος αποσκληρυντή B

Ο αποσκληρυντής B χρησιμοποιεί για την αναγέννηση του διαλύματος άλατος NaCl. Το διάλυμα αυτό προκύπτει από αραίωση άλατος εμπορίου σε πυκνότητα 20Be. Η πυκνότητα 20Be ανάγεται σε περιεκτικότητα C=245grNaCl /lt.

Η ποσότητα του καθαρού άλατος που απαιτείται για να αναγεννηθεί ένα λίτρο ρητίνης δίνεται 240 gr.

Η ποσότητα του καθαρού άλατος που απαιτείται για να αναγεννηθεί η ποσότητα ρητίνης V_{RB} δίνεται:

$$M_{NaCl} = 0,240Kg * V_{RB} = 0,240Kg * 42,62lt - R = 10,22KgNaCl \quad (9.25)$$

Η ποσότητα αναγεννητικού διαλύματος του αποσκληρυντή Β δίνεται :

$$V_{H_2SO_4} = \frac{1000 * M_{NaCl}}{c} \quad (9.29)$$

$$V_{H_2SO_4} = \frac{1000 * 10,2 KgNaCl}{245 grNaCl / lt} = 41,6 LtNaCl - 20 Be$$

10.ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ

10.1 ΓΕΝΙΚΑ

Στο παρόν κεφάλαιο θα γίνει μια προσπάθεια υπολογισμού βασικών εξαρτημάτων, με βάση την κατασκευή του ατμολέβητα και της εγκατάστασης. Οι υπολογισμοί που θα γίνουν αφορούν:

- διατομές βασικών σωληνώσεων νερού και ατμού.
- υπολογισμός κατασκευαστικών στοιχείων τύμπανου.
- θερμοτεχνικός και κατασκευαστικός υπολογισμός δοχείου απαεριοτή.
- υπολογισμός ισχύος αντλίας τροφοδοτικού νερού.
- υπολογισμός κατασκευαστικών στοιχείων εναλλάκτη εκτόνωσης νερού στρατσώνας.

10.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΩΛΗΝΩΣΕΩΝ ΑΤΜΟΥ -ΝΕΡΟΥ

Οι σωλήνες που θα υπολογιστούν οι διατομές τους είναι :

- κύριος σωλήνας υπέρθερμου ατμού.
- σωλήνας ατμού μετά την αντίθλιψη του ατμοστροβίλου.
- σωλήνας τροφοδοτικού νερού.

Οι σωλήνες θα ελεγχθούν σε αντοχή.

10.2.1 Υπολογισμός κύριου σωλήνα υπέρθερμου ατμού

Ο σωλήνας αυτός συνδέει τον ατμοπαραγωγό με τον ατμοστρόβιλο μεταφέροντας υπέρθερμο ατμό υψηλής πίεσης. Βρίσκεται σε πίεση 60 Bar η θερμοκρασία του ατμού είναι 450 °C. Η μαζική παροχή ατμού είναι 35000Kg/h. Στο πρώτο στάδιο του υπολογισμού θα υπολογιστεί η διάμετρος του σωλήνα και θα εκλεγεί τυποποιημένη διάμετρος και πάχος. Στο δεύτερο στάδιο θα εκλεγεί υλικό και θα ελεγχθεί η αντοχή του πάχους του σωλήνα.

Θεωρούμε ταχύτητα ατμού μέσα στον σωλήνα $U_{SH.S_{60Bar}} = 35m / s$.

Η κατάσταση του ατμού που ρέει στον σωλήνα αντιστοιχεί στην κατάσταση 5 του κύκλου Rankine του σχήματος 4.2.

Έτσι η ογκομετρική παροχή του υπέρθερμου ατμού δίνεται από τον τύπο:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{SH.S_{60Bar}} &= D * \hat{V}_5 \\ \dot{Q}_{SH.S_{60Bar}} &= 35000 \frac{Kg}{h} * 0,05217 \frac{m^3}{Kg} = 1825,9 \frac{m^3}{h} = 0,5072 \frac{m^3}{s} \end{aligned} \quad (10.1)$$

Η διάμετρος του σωλήνα θα υπολογιστεί με βάση την εξίσωση συνέχειας. Έτσι έχουμε:

$$d_{SH.S_{60Bar}} = \sqrt{\frac{4 * \dot{Q}_{SH.S_{60Bar}}}{U_{SH.S_{60Bar}} * \rho}} \quad (10.2)$$

$$d_{SH.S_{60Bar}} = \sqrt{\frac{4 * 0,5072 \frac{m^3}{s}}{35m / s * 3,14}} = 0,135m \Rightarrow$$

$$d_{SH.S_{60Bar}} = 135mm$$

Άρα εκλέγεται τυποποιημένη διάμετρος DN-150 Φ168,3Χ6,3mm με τα εξής στοιχεία:

- εξωτερική διάμετρος : $D_0 = 168,3mm$
- εσωτερική διάμετρος : $D_i = 168,3 - 2 \cdot 6,3 = 155,7 mm$
- πάχος $s = 6,3 mm$

Ο σωλήνας θα κατασκευαστεί από υλικό 10 CrMo9 10 κατά DN 17175.

Έλεγχος αντοχής του σωλήνα σε πίεση

Στον έλεγχο αντοχής θα υπολογίσουμε το απαιτούμενο πάχος σωλήνα και θα το συγκρίνουμε με το πάχος που ήδη έχουμε επιλέξει.

Στο εσωτερικό του σωλήνα ασκείται πίεση ίση με $P_{SH.S_{60Bar}} = 60atm = 6 \frac{N}{mm^2}$

Από τον πίνακα χαρακτηριστικών τιμών αντοχής K συναρτήσει της θερμοκρασίας, για χάλυβες δοχείων πίεσεως, σωληνώσεων και ατμολεβητών για θερμοκρασία 450 °C και υλικό 10 CrMo9 10 για σωλήνες άνευ ραφής κατά DN 17175 διαβάζουμε την τιμή $K = 196N / mm^2$.

Σύμφωνα με την βιβλιογραφία ο συντελεστής ασφάλειας για σωλήνες άνευ ραφής δίνεται $S=1,5$ ενώ η απαραίτητη προσαύξηση πάχους για την αντιμετώπιση της διάβρωσης δίνεται $C=2mm$.

Έτσι το απαιτούμενο πάχος σωλήνα δίνεται από τον τύπο:

$$t = \frac{P_{SH.S} * D_o}{2 * \frac{K}{S}} + C \quad (10.3)$$

$$t = \frac{6 \frac{N}{mm^2} * 168,3mm}{2 * \frac{196N / mm^2}{1,5}} + 2mm = 5,86mm$$

Παρατηρούμε ότι το απαιτούμενο πάχος του σωλήνα είναι μικρότερο από το τυποποιημένο πάχος το οποίο έχουμε εκλέξει. Άρα συμπεραίνουμε ότι η επιλογή αυτή μας καλύπτει και ότι ο σωλήνας θα αντέξει.

10.2.2 Υπολογισμός σωλήνα ατμού μετά την αντίθλιψη του ατμοστρόβιλου

Ο σωλήνας αυτός συνδέει τον ατμοστρόβιλο με τον κύριο διανομέα που μοιράζει την ποσότητα ατμού σε χρήσεις μεταφέροντας ατμό χαμηλής πίεσης. Βρίσκεται σε πίεση 5 Bar η θερμοκρασία του ατμού είναι 163°C. Η μαζική παροχή ατμού είναι 35000Kg/h. Στο πρώτο στάδιο του υπολογισμού θα υπολογιστεί η διάμετρος του σωλήνα και θα εκλεγεί τυποποιημένη διάμετρος και πάχος. Στο δεύτερο στάδιο θα εκλεγεί υλικό και θα ελεγχθεί η αντοχή του πάχους του σωλήνα.

Θεωρούμε ταχύτητα ατμού μέσα στον σωλήνα $U_{SH.S5Bar} = 25m/s$.

Η κατάσταση του ατμού που ρέει στον σωλήνα αντιστοιχεί στο σημείο 7 του κύκλου Rankine.

Έτσι η ογκομετρική παροχή του υπέρθερμου ατμού δίνεται από τον τύπο:

$$\dot{Q}_{SH.S5Bar} = D * \hat{V}_5 \quad (10.4)$$

$$\dot{Q}_{SH.S5Bar} = 35000 \frac{Kg}{h} * 0,3875 \frac{m^3}{Kg} = 13565 \frac{m^3}{h} = 3,76 \frac{m^3}{s}$$

Η διάμετρος του σωλήνα θα υπολογιστεί με βάση την εξίσωση συνέχειας. Έτσι έχουμε:

$$d_{SH.S} = \sqrt{\frac{4 * \dot{Q}_{SH.S5Bar}}{U_{SH.S5Bar} * \rho}} = \sqrt{\frac{4 * 3,76 \frac{m^3}{s}}{25m/s * 3,14}} = 0,4375m \Rightarrow \quad (10.5)$$

$$d_{SH.S} = 437,5mm$$

Άρα εκλέγεται τυποποιημένος σωλήνας άνευ ραφής DN-350 Φ457,2Χ10 mm με τα εξής στοιχεία:

- εξωτερική διάμετρος : $D_o = 457,3 \text{ mm}$
- εσωτερική διάμετρος : $D_i = 457,3 - 2 \cdot 10 = 437,2 \text{ mm}$
- πάχος $s = 10 \text{ mm}$

Ο σωλήνας θα κατασκευαστεί από υλικό St 35.8 κατά DN 17175.

Έλεγχος αντοχής του σωλήνα σε πίεση

Στον έλεγχο αντοχής θα υπολογίσουμε το απαιτούμενο πάχος σωλήνα και θα το συγκρίνουμε με το πάχος που ήδη έχουμε επιλέξει.

Στο εσωτερικό του σωλήνα ασκείται πίεση ίση με:

$$P_{SH.S} = 5 \text{ Bar} = 0,5 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Από τον πίνακα χαρακτηριστικών τιμών αντοχής K συναρτήσει της θερμοκρασίας, για χάλυβες δοχείων πίεσεως, σωληνώσεων και ατμολεβητών για θερμοκρασία $200^\circ\text{C} > 163^\circ\text{C}$ και υλικό St 35.8 για σωλήνες άνευ ραφής κατά DN 17175 διαβάζουμε την τιμή $K = 186 \text{ N} / \text{mm}^2$.

Σύμφωνα με την βιβλιογραφία ο συντελεστής ασφαλείας για σωλήνες άνευ ραφής δίνεται $S=1,5$ ενώ η απαραίτητη προσαύξηση πάχους για την αντιμετώπιση της διάβρωσης δίνεται $C=2 \text{ mm}$. Έτσι το απαιτούμενο πάχος σωλήνα δίνεται από τον τύπο:

$$t = \frac{(P_{SH.S_{5Bar}} - P_{atm}) * D_o}{2 * \frac{K}{S}} + C \quad (10.5)$$

$$t = \frac{(0,5 - 0,1) \frac{N}{\text{mm}^2} * 457,2 \text{ mm}}{2 * \frac{186 \text{ N} / \text{mm}^2}{1,5}} + 2 \text{ mm} = 2,74 \text{ mm}$$

Παρατηρούμε ότι το απαιτούμενο πάχος του σωλήνα είναι μικρότερο από το τυποποιημένο πάχος 10mm το οποίο έχουμε εκλέξει. Άρα συμπεραίνουμε ότι η επιλογή αυτή μας καλύπτει και ότι ο σωλήνας θα αντέξει.

10.2.3 Υπολογισμός σωλήνα τροφοδοτικού νερού

Ο σωλήνας αυτός συνδέει την δεξαμενή τροφοδοσία με τον προθερμαντήρα νερού. Η μαζική παροχή νερού είναι 37613Kg/h. Σύμφωνα όμως με τους κανονισμούς των λεβήτων η παροχή της αντλίας του τροφοδοτικού νερού προσαυξάνεται κατά 25%. Έτσι η διατομή του σωλήνα θα υπολογιστεί για προσαυξημένη παροχή. Στο πρώτο στάδιο του υπολογισμού θα υπολογιστεί η διάμετρος του σωλήνα και θα εκλεγεί τυποποιημένη διάμετρος και πάχος. Στο δεύτερο στάδιο θα εκλεγεί υλικό και θα ελεγχθεί η αντοχή του πάχους του σωλήνα.

Θεωρούμε ταχύτητα ατμού μέσα στον σωλήνα $U = 3m / s$.

Η κατάσταση του νερού που ρέει στον σωλήνα αντιστοιχεί στο σημείο 2 του κύκλου Rankine.

Έτσι η ογκομετρική παροχή του υπέρθερμου ατμού δίνεται από τον τύπο:

$$\dot{Q}_{troj} = \dot{m}_{troj} * \hat{V}_2 \quad (10.6)$$

$$\dot{Q}_{troj} = 1,25 * 37613 \frac{Kg}{h} * 0,001048 \frac{m^3}{Kg} = 49,2 \frac{m^3}{h} = 0,0137 \frac{m^3}{s}$$

Η διάμετρος του σωλήνα θα υπολογιστεί με βάση την εξίσωσης συνέχειας. Έτσι έχουμε:

$$d_{TROF} = \sqrt{\frac{4 * Q_{troj}}{U_{troj} * p}} = \sqrt{\frac{4 * 0,0136 \frac{m^3}{s}}{3m / s * 3,14}} = 0,076m \Rightarrow \quad (10.7)$$

$$d_{TROF} = 76mm$$

Άρα εκλέγεται τυποποιημένη διάμετρος σωλήνας άνευ ραφής DN-80 Φ88,9Χ4,5 mm με τα έξης στοιχεία:

- εξωτερική διάμετρος : $D_0 = 88,9mm$
- εσωτερική διάμετρος : $D_i = 88,9 - 2 \cdot 4,5 = 79,9mm > d_{TROF} = 76mm$
- πάχος $s = 4,5mm$

Ο σωλήνας θα κατασκευαστεί από υλικό St35,8 κατά DN 17175.

Έλεγχος αντοχής του σωλήνα σε πίεση

Στον έλεγχο αντοχής θα υπολογίσουμε το απαιτούμενο πάχος σωλήνα και θα το συγκρίνουμε με το πάχος που ήδη έχουμε επιλέξει.

Στο εσωτερικό του σωλήνα μετά την κατάθλιψη της αντλίας ασκείται πίεση ίση:

$$P_k = 63atm = 6,3 \frac{N}{mm^2} \text{ όπως έχει υπολογιστεί αναλυτικά στο κεφάλαιο 10.6.}$$

Από τον πίνακα χαρακτηριστικών τιμών αντοχής K συναρτήσει της θερμοκρασίας, για χάλυβες δοχείων πίεσεως, σωληνώσεων και ατμολεβητών για θερμοκρασία $120^\circ C > 106^\circ C$ και υλικό St 35-8 για σωλήνες άνευ ραφής κατά DN 17175 διαβάζουμε την τιμή $K = 208N / mm^2$.

Σύμφωνα με την βιβλιογραφία ο συντελεστής ασφάλειας για σωλήνες άνευ ραφής δίνεται $S=1,5$ ενώ η απαραίτητη προσαύξηση πάχους για την αντιμετώπιση της διάβρωσης δίνεται $C=2mm$.

Έτσι το απαιτούμενο πάχος σωλήνα δίνεται από τον τύπο:

$$t = \frac{P_k * D_o}{2 * \frac{K}{S}} + C \quad (10.8)$$

$$t = \frac{(6,3) \frac{N}{mm^2} * 88,9mm}{\frac{2 * 208N / mm^2}{1,5}} + 2mm = 3,34mm$$

Παρατηρούμε ότι το απαιτούμενο πάχος του σωλήνα είναι μικρότερο από το τυποποιημένο πάχος 4,5mm το οποίο έχουμε εκλέξει. Άρα συμπεραίνουμε ότι η επιλογή αυτή μας καλύπτει και ότι ο σωλήνας θα αντέξει.

10.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ ΤΥΜΠΑΝΟΥ

Θεωρούμε ότι στο τύμπανο του ατμολέβητα η στάθμη του ζέοντος ύδατος είναι στο μισό. Έστω V_{DST} ο όγκος του νερού του τύμπανου και V_{TDST} συνολικός όγκος του τύμπανου. Η κατάσταση του νερού στο δοχείο τυμπάνου θεωρητικά είναι ίδια με την κατάσταση στο σημείο 3 του θερμοδυναμικού κύκλου Rankine.

Για τον υπολογισμό του όγκου του τυμπάνου λαμβάνουμε τις παρακάτω παραδοχές και στοιχεία :

- Ως χρόνος παραμονής του τροφοδοτικού νερού στο δοχείο τυμπάνου θεωρείται ο χρόνος t που χρειάζεται να γεμίσει πλήρως με τροφοδοτικό νερό ο όγκος του τυμπάνου V_{DST} , ως προς την παροχή Q_{FW} της αντλίας του τροφοδοτικού νερού. Ο χρόνος t λαμβάνεται 10min=600s.
- Ο λόγος μήκος L_{DST} του τυμπάνου προς την διάμετρο D_{DST} αυτού λαμβάνεται:

$$\frac{L_{DST}}{D_{DST}} = 4 \quad (10.9)$$

- Η τροφοδοσία του τυμπάνου με τροφοδοτικό νερό δίνεται:

$$Q_{FW} = \frac{1,25 * 37613 \frac{Kg}{h}}{3600} = 13,06 Kg / sec \quad (10.10)$$

- Ειδικός όγκος κορεσμένου νερού : $\hat{V}_3 = 0,0013185 \frac{m^3}{Kg}$

Άρα ο όγκος του νερού στο τύμπανο δίνεται:

$$V_{DST} = t * Q_{FW} * \hat{V}_3 \quad (10.11)$$

$$V_{DST} = 600s * 13,06 \frac{Kg}{s} * 0,0013185 \frac{m^3}{Kg} = 10,33m^3$$

Η χωρητικότητα του τυμπάνου είναι:

$$V_{ADST} = \frac{V_{DST}}{0,50} = \frac{10,32m^3}{0,50} = 20,66m^3 \quad (10.12)$$

Η διάμετρος του τυμπάνου υπολογίζεται από τον παρακάτω τύπο:

$$D_{DST} = \sqrt[3]{\frac{V_{ADST}}{p}} = \sqrt[3]{\frac{20,66}{3,14}} = 1,873m = 1873mm \quad (10.13)$$

Επιλέγουμε διάμετρο τυμπάνου: $D_{DST} = 1870mm$

Συνεπώς το μήκος τυμπάνου δίνεται:

$$L_{DST} = D_{DST} \cdot 4 = 1870mm \cdot 4 = 7480mm. \quad (10.14)$$

Άρα στον ατμολέβητα θα τοποθετηθεί τύμπανο διαστάσεων:

$$1870mm^F \times 7480mm$$

**Υπολογισμός πάχους και υλικού ελάσματος βάση της καταπόνησης του
τύμπανου σε πίεση**

Στον έλεγχο αντοχής θα υπολογίσουμε το απαιτούμενο πάχος του ελάσματος και το υλικό από το οποίο θα κατασκευαστεί το τύμπανο. Στο εσωτερικό του τυμπάνου ασκείται πίεση ίση με την πίεση ρύθμισης του ασφαλιστικού, η οποία είναι μεγαλύτερη από την πίεση λειτουργίας κατά 30%.

$$P_{DST} = 1,3 * 60 \text{atm} = 78 \text{atm} = 7,8 \frac{N}{mm^2}$$

Από τον πίνακα χαρακτηριστικών τιμών αντοχής K συναρτήσει της θερμοκρασίας, για χάλυβες δοχείων πίεσεως, σωληνώσεων και ατμολεβήτων για θερμοκρασία $300^{\circ}\text{C} > 275^{\circ}\text{C}$ και υλικό GS-18 CrMo 9 10 κατά DN 17245 που ανήκει στην κατηγορία των χυτοχαλύβων με αντοχή σε υψηλές θερμοκρασίες διαβάζουμε την τιμή:

$$K = 345 N / mm^2.$$

Σύμφωνα με την βιβλιογραφία ο συντελεστής ασφάλειας στα δοχεία πίεσεως λαμβάνεται $S=1,5$ ενώ η απαραίτητη προσαύξηση πάχους για την αντιμετώπιση της διάβρωσης δίνεται $C=2\text{mm}$. Το τύμπανο θα κατασκευαστεί με θόλους οι οποίοι θα έχουν μεγάλη γόβωση και άρα στον υπολογισμό θα εισέλθει και ο συντελεστής $B=2$.

Τέλος, για την διευκόλυνση των υπολογισμών θεωρούμε ότι το τύμπανο θα είναι συγκολλημένο έτσι ώστε να δίνει συντελεστή εξασθένησης λόγω συγκολλήσεως $U=0,8$.

Έτσι, το απαιτούμενο πάχος κυλινδρικού τοιχώματος δίνεται από τον τύπο:

$$t_T = \frac{P_{DST} * D_{DST} * B}{2 * \frac{K}{S} * U + (P_2 - P_{atm})} + C \quad (10.15)$$

$$t_T = \frac{7,8 \frac{N}{mm^2} * 1870mm}{\frac{2 * 345N / mm^2}{1,5} * 0,8 + 7,8 \frac{N}{mm^2}} + 2mm = 40,59mm$$

$$t_T = 41mm$$

Ενώ το απαιτούμενο πάχος των πυθμένων δίνεται από τον τύπο που περιέχει την προσαύξηση του συντελεστή γόβωσης:

$$t_{II} = \frac{P_{DST} * D_{DST} * B}{4 * \frac{K}{S} * U} + C \quad (10.16)$$

$$t_{II} = \frac{7,8 \frac{N}{mm^2} * 1870mm * 2}{\frac{4 * 345N / mm^2}{1,5}} + 2mm = 33,5mm$$

$$t_{II} = 34mm$$

Άρα το τύμπανο θα κατασκευαστεί με διαστάσεις $1870mm^F \times 7480mm$ από έλασμα GS-18 CrMo 9 10 κατά DN 17245 με πάχος στο κυλινδρικό τοίχωμα 41mm και πάχος στους πυθμένες 34mm.

10.4 ΘΕΡΜΟΤΕΧΝΙΚΟΣ ΚΑΙ ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΔΟΧΕΙΟΥ ΑΠΑΕΡΙΩΤΗ ΚΑΙ ΔΕΞΑΜΕΝΗΣ ΤΡΟΦΟΔΟΤΙΚΟΥ ΝΕΡΟΥ

Για να γίνει πιο κατανοητός ο υπολογισμός της δεξαμενής τροφοδοσίας και του δοχείου απαεριωτή θα πρέπει να γίνει ένας γενικός ισολογισμός των ποσοτήτων του νερού.

Έτσι έχουμε:

Ο υπολογισμός του απαεριωτή βασίζεται στις εξής παραμέτρους:

- Η πίεση λειτουργίας στον απαεριωτή δίνεται 1,25 bar και η Θερμοκρασία νερού στον απαεριωτή $106^{\circ}C$.
- Η δεξαμενή τροφοδοτικού νερού θα περιέχει νερό σε ποσότητα ικανή να τροφοδοτήσει τον λέβητα για χρόνο 15 min έτσι ώστε να καλύψει την ανάγκη του ατμολέβητα για νερό σε περίπτωση βλάβης.
- Η πίεση ατμού αποτονώσεως από την εκτόνωση της στρατσώνας δίνεται 1,25 Bar.
- Η θερμοκρασία του συμπληρωματικού νερού είναι $51^{\circ}C$.

Η απαίτηση σε ατμό, στην είσοδο του απαεριωτή, για την απομάκρυνση από το νερό τροφοδοσίας του οξυγόνου και διοξειδίου του άνθρακα, και για την αύξηση της θερμοκρασίας του τροφοδοτικού νερού στους $106^{\circ}C$ υπολογίζεται με βάση ενεργειακό ισοζύγιο στον απαεριωτή βάσει τον παρακάτω τύπο.

Θεωρούμε ότι στον απαεριωτή εισέρχονται οι εξής ποσότητες νερού ατμού:

- Συμπυκνώματα \dot{m}_{ct} .
- Συμπλήρωμα νερού \dot{m}_w .
- Ατμός πίεσης 1,25 Bar από την αποτόνωση της στρατσώνας \dot{m}_{sb} .
- Επίσης από την οριζόντια δεξαμενή του απαεριωτή αποβάλλεται, το νερό τροφοδοσίας του λέβητα μέσω της αντλίας τροφοδοτικού νερού.

Όπου:

$\dot{m}_F = 37613 Kg / h$ παροχή τροφοδοτικού νερού.

\dot{m}_{sb} = παροχή ατμού από την εκτόνωση της στρατσώνας σε πίεση 1,25 bar στον απαεριωτή σε Kg/h.

$\dot{m}_w = 3733 Kg / h$ παροχή συμπληρωματικού νερού σε θερμοκρασία $51^{\circ}C$.

$\dot{m}_{ct} = 33880 Kg / h$ παροχή συμπυκνωμάτων.

$$h_F = 444,4 \frac{Kj}{Kg} \text{ ενθαλπία του νερού.}$$

$$h_{sb'} = 2685 \frac{Kj}{Kg} \text{ ενθαλπία ατμού πίεσης } 1,25 \text{ bar .}$$

$$h_w = 213,5 \frac{Kj}{Kg} \text{ ενθαλπία συμπληρωματικού νερού.}$$

$$h_{ct} = 419 \frac{Kj}{Kg} \text{ ενθαλπία συμπυκνωμάτων.}$$

Με βάση το ενεργειακό ισοζύγιο του νερού στην δεξαμενή τροφοδοσίας έχουμε τον παρακάτω τύπο:

$$\dot{m}_{sb'} = \frac{\dot{m}_F \cdot h_F - \dot{m}_w \cdot h_w - \dot{m}_{ct} \cdot h_{ct}}{h_{sb'}} \quad (10.17)$$

$$\dot{m}_{sb'} = \frac{37613 \cdot 444,4 - 3733 \cdot 213,5 - 33880 \cdot 419,1}{2685}$$

$$\dot{m}_{sb'} = 640,2 \text{ Kg / h}$$

Η ποσότητα αυτή θα καλυφθεί από τον ατμό της εκτόνωσης της σαρτσώνας. Η ποσότητα του ατμού της σαρτσώνας που περισσεύει δηλαδή:

$$m_{sb} - \dot{m}_{sb'} = 896,2 - 640,2 = 256 \frac{Kg}{h} \quad (10.18)$$

Θα απορριφθεί στο περιβάλλον.

10.4.1 Κατασκευαστικά στοιχεία δεξαμενής τροφοδοτικού νερού

Η δεξαμενή τροφοδοτικού νερού υπολογίζεται με βάση την συνολική παροχή νερού που αφαιρείται και τον χρόνο παραμονής του νερού στην δεξαμενή:

Παροχή νερού: $\dot{m}_F = 37613 / 3600 = 10,44 \text{ Kg} / \text{sec}$.

Ειδικός όγκος νερού: $\hat{V}_F = 0,0010435 \frac{m^3}{Kg}$.

Χρόνος παραμονής: $t = 15 \text{ min} = 900 \text{ sec}$.

Όγκος νερού δεξαμενής δίνεται από τον τύπο:

$$V_{DW} = \dot{m}_F * t * \hat{V}_F \quad (10.19)$$

$$V_{DW} = 10,44 \frac{Kg}{s} * 900s * 0,0010435 \frac{m^3}{Kg} = 9,8 = 10,0m^3$$

Εάν θεωρήσουμε ότι το ύψος της στάθμης του νερού θα πρέπει να καλύπτει το 70 %, ο όγκος της δεξαμενής τροφοδοτικού νερού δίνεται:

$$V_{DW'} = \frac{10}{0,7} = 14,28m^3 \quad (10.20)$$

Θεωρούμε ότι ο λόγος μήκους $L_{DW'}$ της δεξαμενής προς την διάμετρο $D_{DW'}$ αυτού είναι:

$$\frac{L_{DW'}}{D_{DW'}} = 4 \quad (10.21)$$

Η διάμετρος της οριζόντιας δεξαμενής τροφοδοτικού νερού δίνεται:

$$D_{DW'} = \sqrt[3]{\frac{V_{DW'}}{p}} = \sqrt[3]{\frac{14,28}{3,14}} = 1656mm \quad (10.22)$$

Στρογγυλοποιούμε την παραπάνω τιμή για :

$$D_{DW'} = 1660mm$$

το μήκος της δεξαμενής $L_{DW'}$ είναι:

$$L_{DW'} = 4 \cdot D_{DW'} = 4 \cdot 1660mm = 6640mm \quad (10.23)$$

10.5 ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ ΤΟΥ ΝΕΡΟΥ ΕΚΤΟΝΩΣΗΣ ΤΗΣ ΣΤΡΑΤΣΩΝΑΣ

Σε επόμενα βήματα υπολογίζονται κάποια κατασκευαστικά στοιχεία του σωληνωτού εναλλάκτη βάσει εμπειρικούς τύπους.

Αριθμός αυλών εναλλάκτη

Σε σωληνοειδείς εναλλάκτες τοποθετούνται αυλοί. Από τον Πίνακα επιλέγουμε αυλούς από χαλυβδοσωλήνα άνευ ραφής με ονομαστική διάμετρο κατά DN 20 που αντιστοιχεί σε σωλήνα με στοιχεία:

- εξωτερική διάμετρο : $d_o = 26,9 \text{ mm}$.
- εσωτερική διάμετρο : $d_i = 22,3 \text{ mm}$.
- πάχος : $s = 2,3mm$.

Θεωρούμε ταχύτητα του νερού εντός των αυλών $u = 0,02 \text{ m/sec}$. Ο αριθμός των αυλών υπολογίζεται παρακάτω:

$$n = 354 * \frac{r_w * \hat{V}_{Sb}}{d_i^2 * u_w} \quad (10.24)$$

$$n = \frac{354 * 1716,8 \frac{Kg}{h} \cdot 10^{-3}}{(13,6mm)^2 * 0,02 \frac{m}{s}} = 61,1 = 61 \text{ aul oi}$$

Πίνακας 10.1 Χαλυβδοσωλήνες άνευ ραφής.

Χαλυβδοσωλήνες άνευ ραφής		
Ονομαστική διάμετρος DN ή NW, σε mm	Εξωτ. διάμετρος και πάχος σωλήνων κατά ISO, σε mm	Ισχύοντα πάχη σωλήνων, σε mm
10	17,2 ^φ x 1,8	1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5
15	21,3 ^φ x 2	2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5
20	26,9 ^φ x 2,3	2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1
25	33,7 ^φ x 2,6	2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8
32	42,4 ^φ x 2,6	2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11
40	48,3 ^φ x 2,6	2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5
50	60,3 ^φ x 2,9	2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16
65	76,1 ^φ x 2,9	2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20
80	88,9 ^φ x 3,2	3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2
100	114,3 ^φ x 3,6	3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
125	139,7 ^φ x 4	4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
150	168,3 ^φ x 4,5	4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
200	219,1 ^φ x 5,9	5,9-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
250	273 ^φ x 6,3	6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
300	323,9 ^φ x 7,1	7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
350	355,6 ^φ x 8	8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
400	406,4 ^φ x 8,8	8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
450	457,2 ^φ x 10	10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
500	508 ^φ x 11	11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
550	558,8 ^φ x 12,5	12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25

Μήκος αυλών

Η εξωτερική επιφάνεια όλων των αυλών του εναλλάκτη ισούται με την επιφάνεια συναλλαγής που έχει υπολογιστεί σε προηγούμενο βήμα ίση με $A = 5,08 m^2$. Το μήκος των αυλών υπολογίζεται από τον τύπο:

$$L_{h.e} = \frac{A_{h.e} \cdot 10^6}{d_0 \cdot n_{h.e} \cdot p} = \frac{5,14m^2 \cdot 10^6}{26,9mm \cdot 61 \cdot 3,14} = 997,5 = 1000mm \quad (10.25)$$

Το πραγματικό μήκος των αυλών του εναλλάκτη θα είναι αυξημένο κατά το πάχος δύο καθρέπτων, πάνω στους οποίους θα εκτονωθούν. Θεωρούμε πάχος για το κάθε καθρέπτη 20 mm. Έτσι έχουμε συνολικό μήκος αυλών:

$$L = 1000 + 2 \cdot 20 = 1040mm$$

Μήκος εναλλάκτη

Το συνολικό μήκος του εναλλάκτη προκύπτει αν στο μήκος των αυλών προστεθεί και το βάθος των πυθμένων, που εκτιμάται σε 20 mm.

$$L_{h.e} = 1040 + 2 \cdot 200 = 1440mm \quad (10.26)$$

Διάμετρος καθρέπτων εναλλάκτη

Στους καθρέπτες θα διανοιχτούν οπές ίσες σε αριθμό με τον αριθμό των αυλών $n = 61$. Οι οπές θα διαταχθούν σε ίσες αποστάσεις μεταξύ και θα υπάρχει ικανοποιητικό διάκενο για να κυκλοφορεί το ρευστό.

Σε εναλλάκτες αυτού του είδους το διάκενο δ λαμβάνεται από 5-10 mm. Θεωρούμε $\delta = 7$ mm. Έτσι το βήμα κάθε αυλού δίνεται $t = d_o + 7 = 26,9 + 7 = 33,9$ mm. Η εσωτερική διάμετρος του κελύφους υπολογίζεται από τον τύπο:

$$D_{h.e} = 1,24 \cdot t \cdot \sqrt{61} = 1,24 \cdot 33,9 \cdot \sqrt{61} = 328,31 mm \quad (10.27)$$

Επιλέγουμε σωλήνα άνευ ραφής DN350-355,6^ΦX5mm για την κατασκευή του κελύφους του εναλλάκτη ο οποίος έχει εσωτερική διάμετρο $d_i=355,6-2*5=345,6\text{mm}>328,31\text{mm}$.

Πίνακας 10.2 Χαλυβδοσωλήνες με ραφή

Χαλυβδοσωλήνες με ραφή		
Όνομαστική διάμετρος DN ή NW, σε mm	Εξωτ. διάμετρος και πάχος σωλήνων κατά DIN 2458, σε mm	Ισχύοντα πάχη σωλήνων, σε mm
10	17,2 ^Φ x1,8	1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9
15	21,3 ^Φ x2	1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5
20	26,9 ^Φ x2	1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5
25	33,7 ^Φ x2,3	1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5
32	42,4 ^Φ x2,3	1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5
40	48,3 ^Φ x2,3	1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5
50	60,3 ^Φ x2,6	1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5
65	76,1 ^Φ x2,6	1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5
80	88,9 ^Φ x2,9	1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6
100	114,3 ^Φ x3,2	2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1
125	139,7 ^Φ x3,6	2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1
150	168,3 ^Φ x4	2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8
200	219,1 ^Φ x4,5	3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5
250	273 ^Φ x4,5	3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5
300	323,9 ^Φ x5	3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5
350	355,6 ^Φ x5	3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5
400	406,4 ^Φ x5	3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5
450	457,2 ^Φ x5,6	3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5
500	508 ^Φ x5,6	3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5
550	558,8 ^Φ x6,3	4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20
600	609,6 ^Φ x6,3	4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20
650	660,4 ^Φ x7,1	4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-25
700	711,2 ^Φ x7,1	4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-25
750	762 ^Φ x8	4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-25
800	812,8 ^Φ x8	4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-25
850	863,6 ^Φ x8,8	4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-25
900	914,4 ^Φ x10	4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-25
1000	1016 ^Φ x10	4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-25

10.6 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΝΤΛΙΑΣ ΤΡΟΦΟΔΟΤΙΚΟΥ ΝΕΡΟΥ

Για να υπολογιστεί το μανομετρικό της αντλίας τροφοδοτικού νερού κάνουμε τις εξής παραδοχές:

- Η πίεση καταθλίψεως λαμβάνεται κατά 3atm μεγαλύτερη της πίεσης στο τύμπανο λόγω γραμμικών και τοπικών απωλειών στην σωληνογραμμή και στον προθερμαντήρα νερού.
- Η δεξαμενή τροφοδοτικού νερού τοποθετείται 6 m ψηλότερα από την αντλία.

- Το τύμπανο τοποθετείται ψηλότερα από την αντλία κατά 10m.

Έτσι, έχουμε τον υπολογισμό του μανομετρικού ως εξής:

$$H = (P_2 - P_{atm}) + 3at + 10mH_2O + (P_1 - P_{atm}) - 6mH_2O \quad (10.28)$$

$$H = 60at + 3at + 10mH_2O - 0,25at - 6mH_2O =$$

$$H = 600mH_2O + 30mH_2O + 10mH_2O - 2,5mH_2O - 6mH_2O =$$

$$H = 631,5mH_2O$$

Για τον υπολογισμό της ισχύος της αντλίας κάνουμε τις εξής παραδοχές:

- Θεωρούμε βαθμό απόδοσης της αντλίας $h_{ant} = 0,75$.
- Προσαύξηση 25% της παροχής του νερού σε περίπτωση ανάγκης ταχείας συμπλήρωσης του νερού στον αμολέβητα.
- Προσαύξηση 10% για τον κινητήρα της αντλίας.

Η παροχή τροφοδοτικού νερού δίνεται $\dot{m}_F = 37613 \text{ Kg} / \text{h}$.

Αρά, η ισχύς της αντλίας δίνεται:

$$N = \frac{1,25 * 1,10 * \dot{m}_F * H * g}{h_{ant}} \quad (10.29)$$

$$N = \frac{1,25 * 1,1 * \frac{37613 \text{ Kg} / \text{h}}{3600} * 631,5mH_2O * 9,81 \frac{m}{s^2}}{0,75} = 118,6 \text{ KW}$$

11.ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΜΕΛΕΤΗΣ

11.1 ΓΕΝΙΚΑ

Στο παρόν κεφάλαιο παρατίθενται σε συγκεντρωτικούς πίνακες όλα τα υπολογισμένα στοιχεία της εγκατάστασης δηλαδή θερμοδυναμικά, κατασκευαστικά και ενεργειακά στοιχεία της εγκατάστασης που υπολογίστηκαν στην παρούσα πτυχιακή εργασία. Έτσι σε αυτό το κεφάλαιο ο αναγνώστης θα έχει την δυνατότητα επόπτευσης των αποτελεσμάτων που βρίσκονται συγκεντρωμένα σε πινάκες ώστε να γίνουν αντιληπτά όλα τα χαρακτηριστικά της εγκατάστασης.

11.2 ΣΥΓΚΕΝΤΡΩΤΙΚΟΙ ΠΙΝΑΚΕΣ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ

11.2.1 Συγκεντρωτικός πίνακας εγκατάστασης

Στον παρακάτω πίνακα παρατίθενται όλα τα κυρία μεγέθη της εγκατάστασης και τα βασικότερα χαρακτηρίστηκα της.

Πίνακας 11.1 Συγκεντρωτικός πινάκας εγκατάστασης

α/α		
1	Ατμοπαραγωγή	35000 Kg/h
2	Πίεση υπέρθερμου ατμού	60 Bar
3	Θερμοκρασία υπέρθερμου ατμού	450 °C
4	Θερμική Ισχύς ατμοπαραγωγού	100Gj/h-27,7Mw
5	Κατανάλωση καύσιμου	3000 Kg/h
6	Τύπος καύσιμου	Μαζούτ 3500 °Red
7	Ισχύς ατμοστροβίλου	5 MW
8	Ηλεκτρική ισχύς εγκατάστασης	4,71MW
9	Θερμική ισχύς εγκατάστασης	22,1 MW
10	Λόγος θερμικής προς ηλεκτρικής ισχύος	0,21
11	Θεωρητικός βαθμός απόδοσης ατμολέβητα	85%
12	Συνολικός βαθμός απόδοσης εγκατάστασης	82%
13	Δείκτης F ολικής ισχύος	9,14 KWh/Kg
14	Δείκτης F ηλεκτρικής ισχύος	1,6KWh/Kg
15	Απορριπτόμενη θερμότητα στο περιβάλλον	5,93 MW
16	Ειδική ατμοποίηση	58Kg/m ² *h
17	Πυκνότητα ροής θερμότητας	15167Kcal/m ² *h

11.2.2 Συγκεντρωτικός πίνακας θερμοδυναμικών στοιχείων ατμού-νερού

Στον πίνακα που παρατίθεται τοποθετούνται όλα τα θερμοδυναμικά στοιχεία των σημείων του κύκλου Rankin από το 1-10.

Πίνακας 11.2 Πίνακας θερμοδυναμικών στοιχείων ατμού-νερού

Shmeio	P	T	h	S	V	X
	Bar	$^{\circ}C$	KJ / Kg	KJ / Kg · K K	dc m^3 / kgr	-
1	1,01	100	419	1,307	1,0435	0
2	60	101,1	425	1,307	1,0435	0
3	60	275,5	1213,9	3,027	1,3185	0
4	60	275,5	2785	5,89	32,43	1
5	60	450	3299	6,712	52,17	1
6	5	151,8	2696,2	6,70	37,47	0,975
7	5	163	2775,5	6,88	38,75	1
8	5	151,8	2749	6,822	37,37	1
9	5	151,8	640,1	1,86	1,092	0
10	1,01	100	2676	7,354	167,3	1

11.2.3 Πίνακας θερμοτεχνικών και κατασκευαστικών στοιχείων εστίας

Στον πίνακα αυτόν τοποθετούνται όλα τα βασικά θερμοτεχνικά και κατασκευαστικά μεγέθη της εστίας του ατμολέβητα.

Πίνακας 11.3 Πίνακας θερμοτεχνικών και κατασκευαστικών στοιχείων εστίας

1	Θερμότητα που μεταβιβάζεται στην εστία Q_f	$28,1 * 10^6 \frac{Kcal}{h}$
2	Ειδική φόρτιση ανά μονάδα επιφάνειας q_f	$1,6 * 10^6 Kcal / h * m^2$
3	Ειδική φόρτιση ανά μονάδα όγκου Q_f	$0,4 * 10^6 Kcal / h * m^3$
4	Όγκος φλογοθαλάμου V_f	$70,25 m^3$
5	Επιφάνεια φλογοθαλάμου F_f	$17,6 m^2$
6	Πλάτος φλογοθαλάμου B_f	$4 m$
7	Μήκος φλογοθαλάμου L_f	$4,5 m$
8	Ύψος φλογοθαλάμου h_f	$4 m$

11.2.4 Πίνακας θερμοτεχνικών στοιχείων θερμαινόμενων επιφανειών

Στον πίνακα θερμοτεχνικών στοιχείων των θερμαινόμενων επιφανειών δίνονται τα εμβαδά των επιφανειών συναλλαγής και η θερμική ισχύς που έχει η κάθε μια επιφάνεια.

Πίνακας 11.4 Πίνακας θερμοτεχνικών στοιχείων θερμαινόμενων επιφανειών

α/α	Είδος Επιφάνειας	Θερμική ισχύς (Kcal/h)	Εμβαδόν (m ²)	Συντελεστής K $\frac{Kcal}{m^2 * h * ^\circ C}$
1	Ακτινοβολούμενη επιφάνεια	10,45*10 ⁶	51,3	-
2	Αρχικό τμήμα	3,39 *10 ⁶	125,9	32
3	Υπερθερμαντήρας	4,508*10 ⁶	393,6	25
4	Τελικό τμήμα	3,51*10 ⁶	427	35
5	Προθερμαντήρας	2,249*10 ⁶	558	21

11.2.5 Συγκεντρωτικοί πίνακες ατμού

Στους πίνακες που ακολουθούν παρατίθενται όλα τα στοιχεία των χρήσεων του ατμού που υπολογίστηκαν στο παρόν κεφάλαιο όπως επίσης και τα στοιχεία των ατμών αποτονώσεως που παράγονται στις ατμοπαγίδες της εγκατάστασης, ταξινομημένα ανάλογα τις χρήσεις τους. Τα στοιχεία αυτά είναι: η παροχή ατμού, τα θερμοδυναμικά στοιχεία του, τα συμπυκνώματα, ο παραγόμενος δευτερεύον ατμός, τα θερμοδυναμικά στοιχεία των δευτερευόντων ατμών και τα συμπυκνώματα τους εάν υπάρχουν.

Πίνακας 11.5 Πίνακας χρήσεων ατμού

Χρήσεις ατμού	Σύμβολα	Παροχή ατμού Kg/h	T °C	P Bar	H Kj/Kg	Συμπυκνώματα Kg/h	Δευτερεύον ατμός Kg/h
Κλωβός-εναλλάκτης	fs1	290	155	2	2775,5	279,13	10,87
Προθερμαντήρας καυσίμου	fs2	140,7	155	2	2775,5	135,5	5,2
Γραμμή συνοδείας	fs3/fs3'	8,47/21,6	155	2	2775,5	1,35/20,8	0,05/0,8
Χρήσεις εργοστασίου	α.ε	33500	163	5	2775,5	30921	2579
Θέρμανση ζεστού νερού	ss4	2579	111	1,5	2693	2524	54,96

Πίνακας 11.6 Πίνακας δευτερεύοντος ατμού

Χρήσεις ατμού	Σύμβολα	Παροχή δευτερεύοντος ατμού (Kg/h)	T (°C)	P(Bar)	h(Kj/Kg)	Συμπυκνώματα δευτερεύοντος ατμού (Kg/h)
Κλωβός-εναλλάκτης	ss1	10,87 (Απορρ.)	99,6	1,01	2676	0
Προθερμαντήρας καυσίμου	ss2	5,2 (Απορρ.)	99,6	1,01	2676	0
Γραμμή συνοδείας	ss3/ss3'	0,05/0,8 (Απορρ)	99,6	1,01	2676	0
Χρήσεις εργοστασίου	ss4	2579 (Επαναχρ.)	111	1,5	2676	30921
Θέρμανση ζεστού νερού	ss5	54,96 (Απορρ.)	106	1,01	2676	2524

11.2.6 Συγκεντρωτικός πίνακας συμπυκνωμάτων

Στον παρακάτω πίνακα παρατίθενται οι χρήσεις προέλευσης των συμπυκνωμάτων, οι ποσότητες, τα δοχεία συλλογής και τα θερμοδυναμικά στοιχεία τους.

Πίνακας 11.7 Πίνακας συμπυκνωμάτων

Δοχείο συμπυκνωμάτων	Χρήσεις ατμού	Σύμβολα	Συμπυκνώματα (Kg/h)	T (°C)	P(Bar)	h(Kj/Kg)
Δοχείο Α	Χρήσεις εργοστασίου	Ct4	30921	111	1,5	467,2
Δοχείο Β	Θέρμανση ζεστού νερού	Ct5	2524	100	1,01	419,1
Δοχείο Γ	Προθερμαντήρας καυσίμου	Ct2	135,5	100	1,01	419,1
Δοχείο Γ	Γραμμή συνοδείας	Ct3/Ct3'	0,05/20,08	100	1,01	419,1
Δοχείο Γ	Κλωβός-εναλλάκτης	Ct1	282,7	100	1,01	419,1
	ΣΥΝΟΛΟ	Ct	33880			

11.2.7 Πίνακας δοχείων συμπυκνωμάτων

Σε αυτόν τον πίνακα δίνονται τα κατασκευαστικά στοιχεία των δοχείων συμπυκνωμάτων όπως επίσης και η ογκομετρική παροχή των συμπυκνωμάτων που δέχεται το κάθε δοχείο.

Πίνακας 11.8 Πίνακας δοχείων συμπυκνωμάτων

α/α	Δοχείο συμπυκνωμάτων	Όγκος δοχείου (m ³)	Συμπυκνώματα (m ³ /h)	Διαστάσεις δοχείου (mm)
1	Δοχείο Α	6,73	32,52	1620ΦΧ3240
2	Δοχείο Β	0,54	2,63	700ΦΧ1400
3	Δοχείο Γ	0,095	0,464	490ΦΧ1000

11.2.8 Πίνακας Αποσκληρυντών Α και Β

Στον παρακάτω πίνακα δίνονται οι ποσότητες κατιονικής ρητίνης και αναγεννητικού διαλύματος των αποσκληρυντών.

Πίνακας 11.9 Πίνακας αποσκληρυντων Α και Β

α/α		Αποσκληρυντης Α	Αποσκληρυντης Β
1	Κατιονική ρητίνη	R-COOH/ 209,9Lt	R-2Na/42,6Lt
2	Αναγεννητικό διάλυμα	H2SO4- 96%Κ.Β/10,3Lt	NaCl- 20Be/41,7Lt

11.2.9 Πίνακας κατασκευαστικών στοιχείων σωληνώσεων

Στον Πίνακα κατασκευαστικών στοιχείων σωληνώσεων δίνεται η τυποποιημένη διατομή που εκλέχτηκε μετά από έλεγχο αντοχής όπως και το υλικό του σωλήνα καθώς και ο τύπος του σωλήνα.

Πίνακας 11.10 Πίνακας κατασκευαστικών στοιχείων σωληνώσεων

α/α	Σωλήνωση	Τύπος σωλήνα	Τυποποιημένη διατομή(mm)	Υλικό σωλήνα
1	Κύριος σωλήνας υπέρθερμου ατμού	Σωλήνας άνευ ραφής	Φ168,3,7X6,3 DN-150	10 CrMo9 10 DN 17175
2	Σωλήνας υπέρθερμου ατμού μετά τον ατμοστρόβιλο	Σωλήνας άνευ ραφής	Φ457,2X10 DN-450	St35.8 DN 17175
3	Σωλήνας τροφοδοτικού νερού	Σωλήνας άνευ ραφής	Φ88,9X4,5 DN-80	St35.8 DN 17175

11.2.10 Πίνακας κατασκευαστικών στοιχείων τυμπάνου ατμολέβητα

Παρατίθενται τα κυριότερα κατασκευαστικά στοιχεία του τύμπανου όπως εκλεχτήκαν μετά από έλεγχο αντοχής σε πίεση.

Πίνακας 11.11 Πίνακας κατασκευαστικών στοιχείων τυμπάνου ατμολέβητα

1	Χωρητικότητα(m ³)	20,64
2	Διαστάσεις(mm)	1870ΦΧ7480
3	Πάχος ελάσματος στο κυλινδρικό τοίχωμα(mm)	41
4	Πάχος ελάσματος στους πυθμένες(mm)	34
5	Τυποποιημένο υλικό	GS-18 CrMo 9 10 DN 17245

11.2.11 Συγκεντρωτικός πίνακας θερμοτεχνικών και κατασκευαστικών στοιχείων εναλλάκτου εκτόνωσης νερού στρατσώνας

Στον παρακάτω πίνακα παρατίθενται όλα τα θερμοτεχνικά και κατασκευαστικά στοιχεία του εναλλάκτη θερμότητας που εκμεταλλεύεται το νερό της στρατσώνας.

Πίνακας 11.12 Πίνακας θερμοτεχνικών και κατασκευαστικών στοιχείων εναλλάκτου εκτόνωσης νερού στρατσώνας.

1	Θερμική ισχύς εναλλάκτη(Kcal/h)	130672
2	Επιφάνεια συναλλαγής (m ²)	5,14
3	Τύπος αυλών	Χαλυβδοσωλήνα άνευ ραφής
4	Αριθμός αυλών	61
5	Διατομή αυλών (mm)	26,9ΦΧ2,3 /DN 20
6	Μήκος αυλών (mm)	1014
7	Μήκος εναλλάκτη (mm)	1440
8	Διάμετρος καθρεπτών(mm)	328,3
9	Διάμετρος κελύφους(mm)	355,6ΦΧ5 /DN350/άνευ ραφής

11.2.12 Πίνακας διεργασιών νερού-ατμού

Εδώ δίνονται οι ποσότητες των κυριοτέρων διεργασιών νερού και ατμού που συμβαίνουν στον ατμολέβητα.

Πίνακας 11.13 Πίνακας Διεργασιών νερού-ατμού

α/α	Διεργασίες νερού-ατμού	ποσότητα Kg/h
1	Ατμοπαραγωγή	35000
2	Τροφοδοτικό νερό	37613
3	Νερό στρατσώνας	2613
4	Συμπυκνώματα	33880
5	Συμπληρωματικό νερό	3733
6	Ατμός αποτόνωσης από στρατσώνα που εισάγεται στον απαεριωτή	640
7	Απόρριψη νερού στρατσώνας στην αποχέτευση	1716,8
8	Απόρριψη δευτερευόντων ατμών από της χρήσεις στο περιβάλλον	72,1
9	Απόρριψη ατμού αποτόνωσης στρατσώνας στο περιβάλλον	256

11.2.13 Πίνακας δεξαμενών καύσιμου

Στον παρακάτω πίνακα δίνονται η χωρητικότητα και οι διαστάσεις των δεξαμενών καύσιμου.

Πίνακας 11.14 Πίνακας δεξαμενών καύσιμου

Δεξαμενές	Χωρητικότητα (m ³)	Διαστάσεις (mm)
Δεξαμενές αποθήκευσης	2x500	8900ΦΧ8000
Δεξαμενή καθημερινής χρήσης	9,6	2000ΦΧ3000

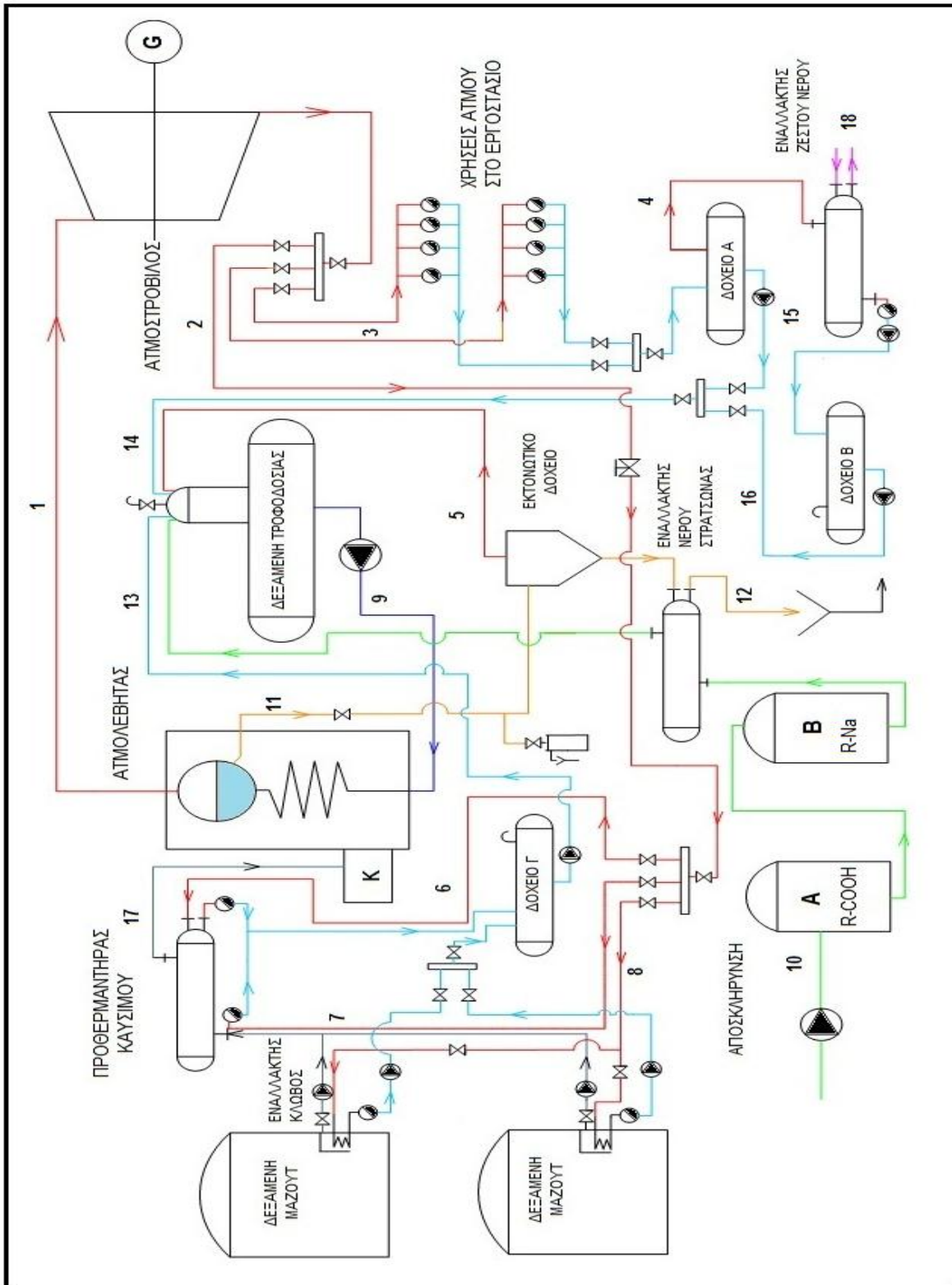
11.2.14 Πίνακας αντλιών εγκατάστασης

Δίνονται τα χαρακτηριστικά της αντλίας πετρελαίου και της αντλίας τροφοδοτικού νερού.

Πίνακας 11.15 Πίνακας αντλιών εγκατάστασης

Αντλία	Μανομετρικό H(m)	Παροχή Q(m³/h)	Ισχύς(KW)
Αντλία πετρελαίου	18,1	10	0,927
Αντλία τροφοδοτικού νερού	633,5	49	118,6

11.3 ΜΟΝΟΓΡΑΜΜΙΚΟ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΤΗΣ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ



11.3.1 Υπόμνημα μονογραμμικού διαγράμματος της εγκατάστασης

Παρατίθεται υπόμνημα του μονογραμμικού διαγράμματος της εγκατάστασης που αντιστοιχεί στην αρίθμηση των σωληνώσεων που απεικονίζονται στο σχέδιο. Στο υπόμνημα αυτό αναγράφεται η διεργασία της εγκατάστασης στην οποία συμμετέχει το ρευστό της σωλήνωσης και η παροχή του.

Πίνακας 11.16 Πίνακας μονογραμμικού διαγράμματος της εγκατάστασης

α/α	Διεργασίες	Παροχή Kg/h
1	Κύριος υπέρθερμος ατμός	35000
2	Χρήσεις ατμού στον ατμολέβητα	452,3
3	Χρήσεις ατμού στον ατμολέβητα	33500
4	Χρήση ατμού αποτονώσεως ζεστού νερού	2579
5	Ατμός αποτονώσεως του νερού της στρατσώνας	896,2
6	Ατμός στον προθερμαντήρα καυσίμου	140,7
7	Ατμός στην γραμμή συνοδείας	21,6
8	Ατμός στον κλωβό εναλλάκτη	290
9	Τροφοδοτικό νερό	37613
10	Συμπληρωματικό νερό	3733
11	Νερό στρατσώνας	2613
12	Νερό στρατσώνας μετά την εκτόνωση	1718,2
13	Συμπυκνώματα χρήσεων ατμολέβητα	435,5
14	Συμπυκνώματα χρήσεων εργοστασίου	33445
15	Συμπυκνώματα δοχείου Α	30921
16	Συμπυκνώματα δοχείου Β	2524
17	Καύσιμο μαζούτ	2932
18	Ζεστό νερό	18513

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Α.Αντωνιάδης, Βιομηχανικές εγκαταστάσεις ατμού, 1994, Τεχνικό επιμελητήριο βορείου Ελλάδος
2. Ι.Γεωργουδάκης, Ασκήσεις θερμικών μηχανών. 1983, ΑΤΕΙ Πάτρας
3. Ι.Γεωργουδάκης, Ατμολέβητες-ατμοστρόβιλοι, 1983, ΑΤΕΙ Πάτρας
4. Α.Γιαννόπουλος, Σημειώσεις: εργαστηριακές ασκήσεις και ασκήσεις πράξης ατμολεβητών-ατμοστροβίλων, 2007, ΑΤΕΙ Πάτρας.
5. Α.Γιαννόπουλος, Σημειώσεις εργαστηριακές ασκήσεις και ασκήσεις πράξης στοιχείων μηχανών, 2010, ΑΤΕΙ Πάτρας.
6. Σ.Καρελάς , Ε.Κακαράς ,Ν. Παπαγεωργίου , Χ.Παπαπαύλου ,Ασκήσεις-Θέματα ατμοπαραγωγών και θερμικών εγκαταστάσεων, 2007, Συμμεων.
7. Ε.Κακαράς, Θερμοηλεκτρικοί σταθμοί, 2009, Fountas, 2^η έκδοση.
8. Κ.Λέφας, Θεωρία και τεχνική του υδρατμού , τόμος Α και Β, 1994, ΤΕΕ
9. Β.Σελούντος , Θέρμανση και κλιματισμός , τόμος Α και Β, 1995, Τεκδοτική-Σελικα-4Μ , 3^η έκδοση.
10. Ι.Στεργίου-Κ.Στεργίου, Στοιχεία μηχανών Ι , 2003, Σύγχρονη εκδοτική , 2^η Έκδοση
11. <http://www.engineeringtoolbox.com>