

ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ ΕΚΠΑΙΔΕΥΤΙΚΟ ΙΔΡΥΜΑ ΠΑΤΡΑΣ

ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ

ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**ΜΕΛΕΤΗ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ ΚΑΙ
ΛΕΒΗΤΑ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΣΕ
ΔΙΥΛΙΣΤΗΡΙΟ ΠΕΤΡΕΛΑΙΟΥ**



ΣΠΟΥΔΑΣΤΗΣ: ΝΕΟΦΥΤΙΑΔΗΣ ΓΕΩΡΓΙΟΣ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ : ΓΙΑΝΝΟΠΟΥΛΟΣ ΑΝΔΡΕΑΣ

ΑΝΑΠΛΗΡΩΤΗΣ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ

ΠΑΤΡΑ 2011

Π Ρ Ο Λ Ο Γ Ο Σ

Η εκπόνηση της εργασίας με θέμα: " Μελέτη εγκατάστασης αεριοστροβίλου και λέβητα ανάκτησης θερμότητας σε διυλιστήριο πετρελαίου ", έγινε υπό την επίβλεψη και καθοδήγηση του Καθηγητή Ανδρέα Γιαννόπουλου στο Τμήμα Μηχανολογίας του ΑΤΕΙ Πατρών ως Πτυχιακή Εργασία, στον οποίο με την ευκαιρία αυτή θέλω να εκφράσω τις ευχαριστίες μου για την βοήθεια, υποδείξεις και τις συμβουλές του καθ'όλη την πορεία της εκπόνησης της εργασίας αυτής.

Το θέμα επιλέχθηκε έτσι ώστε να έχει άμεση σχέση με τον Ελληνικό Βιομηχανικό χώρο, δηλαδή τα διυλιστήρια Κορίνθου, και θεωρώ ότι μου προσέφερε πολλές γνώσεις χρήσιμες για την μετέπειτα επαγγελματική μου σταδιοδρομία.

Επιπλέον θέλω να ευχαριστήσω το τεχνικό προσωπικό της εταιρίας, " Motor Oil Hellas Διυλιστήρια Κορίνθου Α.Ε ", για το υλικό που μου παρείχε και τον πολύτιμο χρόνο που μου αφιέρωσε σε διάφορες επεξηγήσεις και τεχνικές συμβουλές.

Ιούλιος 2011

Π Ε Ρ Ι Λ Η Ψ Η

Το αντικείμενο της παρούσης πτυχιακής εργασίας είναι η μελέτη ενός θέματος που διαδραματίζει σημαντικό ρόλο στην εξοικονόμηση ενέργειας, που σε συνδυασμό με το αποτέλεσμα μείωσης των αερίων εκπομπών είναι μια παγκόσμια υπόθεση προστασίας περιβάλλοντος. Συγκεκριμένα το θέμα μας διαπραγματεύεται την μελέτη εγκατάστασης αεριοστροβίλου και λέβητα ανάκτησης θερμότητας σε διυλιστήριο αργού πετρελαίου. Πρόκειται δηλαδή για ένα σύστημα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού με αεριοστρόβιλο, ανοικτού κυκλώματος και λέβητα ανάκτησης θερμότητας των καπναερίων.

Τα διυλιστήρια αργού πετρελαίου με σκοπό την αξιοποίηση των αερίων καυσίμων (fuel gas) προϊόντων σαν αποτέλεσμα ενεργοβόρων διεργασιών θερμικής - καταλυτικής πυρόλυσης υδρογονοδιάσπασης κ.λ.π. έχουν διαπιστώσει τα συγκριτικά οικονομικά και περιβαλλοντικά οφέλη εφαρμογής τέτοιων συστημάτων, στις εγκαταστάσεις τους και αποτελούν σήμερα ως αυτοπαραγωγοί τον κορμό της ανάπτυξης αυτών με ή χωρίς φυσικό αέριο. Εξάλλου η δικτυακή ανάπτυξη του φυσικού αερίου συνέτεινε ακόμη περισσότερο στην προώθηση της υλοποίησης συστημάτων συμπαραγωγής κυρίως, από ενεργοβόρα βιομηχανικά συγκροτήματα προς κάλυψη των δικών τους ενεργειακών αναγκών.

Στα πλαίσια της σπουδαιότητας του θέματος η εργασία έχει δομηθεί ως εξής:

Το πρώτο Κεφάλαιο αναφέρεται γενικά στην διύλιση αργού πετρελαίου και σε σταθμούς παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας με έμφαση στους αμοστροβιλικούς και αεριοστροβιλικούς σταθμούς.

Το δεύτερο Κεφάλαιο αναφέρεται αναλυτικά στα χαρακτηριστικά των οικογενειών των αερίων καυσίμων που χρησιμοποιούνται ως πηγή παροχής ενέργειας είτε σε μονάδες αμοστροβίλων ή αεριοστροβίλων. Επιπλέον γίνεται πλήρης ανάλυση των αμοστροβίλων καθώς επίσης και των αμολεβήτων και χρήσεων αμού.

Το τρίτο Κεφάλαιο αναφέρεται κυρίως στον εξοπλισμό που αποτελούν απαραίτητο κομμάτι της λειτουργίας μιας αμοστροβιλικής ή αεριοστροβιλικής εγκατάστασης όπως εναλλάκτες θερμότητας, αμοπαγίδες, μειωτές πίεσης.

Στο τέταρτο Κεφάλαιο γίνεται ανάλυση των αεριοστροβίλων με περιγραφή των κύριων στοιχείων που αποτελούν την αεριοστροβιλική εγκατάσταση καθώς επίσης του θεωρητικού και πραγματικού θερμοδυναμικού κύκλου Brayton, στον οποίο βασίζεται και η λειτουργία των αεριοστροβίλων.

Το πέμπτο Κεφάλαιο αναφέρεται στην συμπαραγωγή και την σπουδαιότητα που παρουσιάζει η εφαρμογή της, καθώς επίσης και στα διάφορα συστήματα συμπαραγωγής αεριοστροβίλων και συνδυασμένου κύκλου σε συνδυασμό με τα πλεονεκτήματα – μειονεκτήματα τους.

Στο έκτο Κεφάλαιο υπολογίζονται αναλυτικά στοιχεία λειτουργίας της υπό μελέτη αεριοστρόβιλικής εγκατάστασης, που αφορούν τις θερμοκρασίες του αέρα και των καπναερίων, ως εργαζόμενων ρευστών στις διαδοχικές φάσεις λειτουργίας του αεριοστρόβιλου και συγκεκριμένα στον συμπιεστή, θάλαμο καύσης και στον στρόβιλο. Επιπλέον υπολογίζονται η ποσότητα του αερίου καυσίμου, η θερμοκρασία στην έξοδο του θαλάμου καύσης, καθώς επίσης ο θεωρητικός και πραγματικός βαθμός απόδοσης του κύκλου.

Στο έβδομο Κεφάλαιο μελετάται το σύστημα συμπαραγωγής ατμού και υπολογίζονται στοιχεία λειτουργίας του λέβητα σχετικά με την θερμοκρασιακή κατανομή των καπναερίων στην διαδρομή μέσα από την καπνοδόχο, την θερμική ισχύ του λέβητα, τις επιφάνειες συναλλαγής θερμότητας και του θερμικού βαθμού απόδοσης αυτού. Με βάση ενεργειακά ισοζύγια υπολογίζονται οι δείκτες αποδοτικότητας συνολικά της εγκατάστασης συμπαραγωγής ηλεκτρισμού θερμότητας. Επιπλέον υπολογίζονται ο φυσικός ελκυσμός της καπνοδόχου και η διατομή αυτής.

Στο όγδοο Κεφάλαιο γίνεται αριθμητική εφαρμογή των χρήσεων ατμού για τρεις (3) περιπτώσεις. Δίνονται υπολογισμοί σχετικά με τη διαστασιολόγηση των σωληνώσεων ατμού – νερού του λέβητα, του όγκου των δοχείων συμπυκνωμάτων, τυμπάνου ατμού και της ισχύος των αντλιών που χρησιμοποιούνται στην λειτουργία του λέβητα.

Στο ένατο Κεφάλαιο δίνονται στοιχεία σχετικά με το ισοζύγιο νερού – ατμού - επιστροφής συμπυκνωμάτων και συμπληρώματος νερού της εγκατάστασης παραγωγής ατμού. Επιπλέον δίνεται ο υπολογισμός του δοχείου απαερωτή και της ισχύος των σχετικών τροφοδοτικών αντλιών και της ποσότητας στρατσώνας.

Στο δέκατο Κεφάλαιο παρουσιάζονται τα συμπεράσματα της εργασίας αυτής και δίνονται σε συγκεντρωτικούς πίνακες τα αποτελέσματα της μελέτης του αεριοστρόβιλου και του συστήματος ανάκτησης θερμότητας για παραγωγή ατμού υψηλής πίεσης. Επιπλέον δίνονται σχετικές προτάσεις μελλοντικής επέκτασης της παρούσης εργασίας .

Π Ε Ρ Ι Ε Χ Ο Μ Ε Ν Α

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1. ΒΑΣΙΚΕΣ ΕΝΝΟΙΕΣ

1.1 Διύλιση πετρελαίου.....	17
1.2 Σταθμοί παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας	18
1.3 Αεριοστρόβιλοι.....	19
1.4 Ατμοστρόβιλοι.....	20
1.5 Ατμολέβητες.....	21

2. ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΒΑΣΙΚΩΝ ΕΝΝΟΙΩΝ

2.1 Αέρια καύσιμα.....	22
2.1.2 Οικογένειες αερίων καυσίμων.....	22
2.2 Ατμοστρόβιλοι (steamturbine).....	24
2.2.1 Τύποι ατμοστροβίλων.....	26
2.2.2 Αρχή λειτουργίας ατμοστροβίλου.....	26
2.2.3 Βασικά μέρη ατμοστροβίλων.....	27
2.2.4 Θερμοδυναμικός κύκλος ατμοστροβίλου.....	29
2.3 Βιομηχανικοί ατμολέβητες (steam boilers).....	32
2.3.1 Τύποι ατμολεβητών.....	32

2.3.2 Αρχή λειτουργίας ατμολεβήτων.....	33
2.3.3 Βασικά μέρη ατμολέβητα.....	34
2.3.4 Βελτίωση απόδοσης ατμολέβητα.....	38
2.3.5 Διαδρομή ατμού-νερού στο λέβητα.....	38
2.4 Διάφορες εφαρμογές ατμού.....	38

3. ΒΙΟΜΗΧΑΝΙΚΟΣ ΕΞΟΠΛΙΣΜΟΣ

3.1 Ατμοπαγίδες	40
3.1.1 Διάκριση ατμοπαγίδων.....	40
3.1.2 Κατηγορίες ατμοπαγίδων.....	41
3.2 Ατμοφράκτες.....	42
3.3 Μειωτές πίεσης	43
3.4 Εναλλάκτες θερμότητας (heat exchangers).....	44
3.4.1 Τύποι εναλλακτών θερμότητας.....	44
3.4.2 Βασικά μέρη εναλλακτών.....	45
3.4.3 Κατηγορίες εναλλακτών.....	47
3.5 Αντλίες.....	48
3.5.1 Αρχή λειτουργίας αντλιών.....	48
3.5.2 Βασικά μέρη αντλίας.....	49
3.5.3 Σχεδιασμός αντλιών.....	51
3.6 Δοχεία πίεσεως.....	51
3.6.1 Βασικά μέρη δοχείου πίεσεως.....	52

4. ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΟΣ (GAS TURBINE)

4.1 Ορισμός.....	53
4.2 Αρχή λειτουργίας αεριοστροβίλων.....	53
4.3 Κατάταξη αεριοστροβίλων μηχανών	54
4.4 Τύποι αεριοστροβίλων μηχανών.....	55
4.5 Παράμετροι σχεδιασμού αεριοστροβίλων.....	56
4.6 Βασικά τμήματα αεριοστροβίλων	56
4.7 Κύκλοι λειτουργίας αεριοστροβίλων.....	61
4.8 Πλεονεκτήματα-μειονεκτήματα κλειστού έναντι ανοικτού κυκλώματος.....	62
4.9 Θερμοδυναμικός κύκλος αεριοστροβίλου-κύκλος Brayton.....	63
4.10 Πραγματικός κύκλος λειτουργίας.....	65
4.11 Παράμετροι απόδοσης αεριοστροβίλου.....	66
4.12 Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα αεριοστροβίλων.....	67

5. ΣΥΜΠΑΡΑΓΩΓΗ ΗΛΕΚΤΡΙΣΜΟΥ- ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

5.1 Συμπαράγωγή.....	68
5.1.1 Σκοπός συμπαράγωγής.....	68
5.1.2 Συστήματα συμπαράγωγής αεριοστροβίλου.....	69
5.2 Συνδυασμένος κύκλος	71
5.2.1 Συστήματα συνδυασμένου κύκλου συμπαράγωγής	71
5.2.2 Διαμόρφωση συστημάτων συνδυασμένου κύκλου.....	72
5.2.3 Λειτουργία συνδυασμένου κύκλου	73
5.2.4 Διάγραμμα λειτουργίας συνδυασμένου κύκλου	73
5.2.5 Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα μονάδων συνδυασμένου κύκλου.....	74
5.2.6 Θερμοδυναμικός κύκλος συνδυασμένου κύκλου (Brayton-Rankine).....	75

6. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ

6.1 Γενικά.....	77
6.2 Περιγραφή εγκατάστασης.....	77
6.3 Δεδομένα της μελέτης του σταθμού Σ.Η.Θ.....	77
6.3.1 Τμήμα ηλεκτροπαραγωγής.....	77
6.3.2 Τμήμα παραγωγής ατμού.....	79
6.4 Ποιοτικά χαρακτηριστικά τροφοδοσίας.....	79
6.4.1 Νερό λέβητα.....	81
6.4.2 Αέριο καύσιμο (Φυσικό Αέριο).....	81
6.5 Πίεση-συμπύεση-εκτόνωση εργαζόμενου ρευστού.....	82
6.6 Παραδοχές μελέτης.....	82
6.7 Προσδιορισμός χαρακτηριστικών μεγεθών.....	83
6.8 Υπολογισμοί ποσοτήτων.....	85
6.8.1 Συμπιεστής – ιστροπική απόδοση.....	85
6.8.2 Θερμοκρασία αέρα στην έξοδο συμπιεστή.....	85
6.8.3 Θάλαμος καύσης – υπολογισμός θερμοκρασίας καπναερίων.....	87
6.8.4 Υπολογισμός του λόγου αέρα / καύσιμο για δεδομένη T_3	89
6.8.5 Αεριογόνος στρόβιλος.....	90
6.8.6 Ισεντροπική απόδοση.....	90
6.8.7 Θερμοκρασία καπναερίων (έξοδο αεριοστρόβιλου).....	92
6.8.8 Θερμοκρασία καπναερίων (έξοδος στρόβιλου ισχύος).....	92
6.8.9 Ισεντροπική απόδοση στρόβιλου ισχύος.....	93
6.9 Θεωρητικός θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου.....	93
6.10 Υπολογισμός πραγματικού βαθμού απόδοσης	94

6.11	Ειδική κατανάλωση ενέργειας (E.K.E.).....	95
6.12	Ειδική κατανάλωση καυσίμου (E.K.K.).....	95
6.13	Ποσότητα καυσίμου.....	95
6.14	Υπολογισμός παροχής αέρα.....	96
6.15	Ποσότητα καπναερίων.....	96
6.16	Απόδοση ηλεκτρικής ισχύος	96
6.17	Αποδοτικότητα του σταθμού παραγωγής ισχύος 17 MW.....	96
6.18	Έργο συμπιεστή.....	97
6.19	Έργο αεριογονου στροβίλου.....	98
6.21	Μέγιστη τιμή λόγου συμπίεσης	98
6.22	Έργο στροβίλου ισχύος	99
6.23	Απόδοση εγκατάστασης αεριοστροβίλου.....	100
6.24	Θεωρητικός υπολογισμός βαθμίδων συμπιεστή.....	102
6.24.1	Α Μέθοδος.....	102
6.24.2	Β Μέθοδος.....	103
6.24.3	Γ Μέθοδος	104
6.25	Υπολογισμός θεωρητικής ποσότητας αέρα καύσεως (χωρίς υγρασία).....	105
6.25.1	Απαιτούμενος αέρας $\mu\text{mol Kg αέρα/Kg καυσίμου}$	106
6.26	Υπολογισμός προϊόντων καύσης (στοιχειομετρία).....	107
6.27	Σύσταση καπναερίων με βάση την αναλογία αέρα καύσης προς καύσιμο (ma/mf).....	109
6.28	Υπολογισμός της κατά βάρος σύστασης καπναερίων στην έξοδο του αεριοστροβίλου.....	109
6.29	Υπολογισμός πρόσθετου καυσίμου.....	110
6.30	Ποσότης παραγομένων καπναερίων στην έξοδο του στροβίλου.....	110

6.31 Ποσότης επιπλέον παραγομένων καπναερίων με την πρόσθετη καύση	111
6.32 Σύσταση καπναερίων.....	111
6.33 Υπολογισμός διατομής γραμμής καυσίμου.....	112

7. ΣΥΣΤΗΜΑ ΣΥΜΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΑΤΜΟΥ

7.1 Μελέτη συστήματος	113
7.2 Υπολογισμοί ποσοτήτων.....	114
7.3. Υπολογισμός θερμοδυναμικών μεγεθών νερού-ατμού.....	115
7.4 Εκτόνωση νερού στρατσώνας (διαχωρισμός σε ατμό-νερό).....	120
7.5 Υπολογισμός θερμοκρασίας καπναερίων – θερμικών ισχύος.....	121
7.5.1 Παραδοχές	121
7.5.2 Θερμοκρασιακή κατανομή καπναερίων.....	122
7.6 Ενέργεια που απορροφάται συνολικά από εξαμιστή και υπερθερμαντήρα....	122
7.7 Θερμότητα που αποδίδεται στον υπερθερμαντήρα στον υπερθερμαντήρα ατμού	123
7.8 Υπολογισμός παραγωγής ατμού.....	123
7.9 Υπολογισμός θερμοκρασίας καπναερίων στην έξοδο του υπερθερμαντήρα...	124
7.10 Ενέργεια που απορροφάται στον εξαμιστή (evaporator).....	125
7.11 Υπολογισμός θερμοκρασίας καπναερίων μετά τον οικονομητήρα.....	125
7.12 Θερμικό ισοζύγιο στο σύστημα ανάκτησης θερμότητας	127
7.13 Θερμική απόδοση (μόνο) του συστήματος ανάκτησης θερμότητας.....	127
7.14 Θερμαινόμενες επιφάνειες	128
7.14.1 Υπερθερμαντήρας.....	128
7.14.2 Οικονομητήρας.....	129
7.14.3 Εξαμιστής	131

7.14.4 Αθροιστική θερμαινόμενη επιφάνεια	132
7.15 Ενεργειακό ισοζύγιο στο σύστημα ανάκτησης θερμότητας.....	133
7.15.1 Συνολικό ενεργειακό ισοζύγιο εγκατάστασης	134
7.16 Υπολογισμός δεικτών αποδοτικότητας της εγκατάστασης συμπαραγωγής ατμού-ηλεκτρισμού (ΣΗΘ).....	134
7.16.1 Για την εγκατάσταση αεριοστρόβιλου.....	134
7.16.2 Για την ανάκτηση θερμότητας – παραγωγής ατμού.....	135
7.16.3 Για την μονάδα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού -θερμότητας (ΣΗΘ).....	135
7.16.4 Λόγος ενέργεια ηλεκτρισμού / θερμότητας.....	136
7.16.5 Δείκτης εξοικονόμησης ενέργειας.....	136
7.16.6 Πυκνότητα ροής θερμότητας.....	137
7.16.7 Ειδική ατμοποίηση.....	137
7.17 Υπολογισμός καπνοδόχου.....	138
7.17.1 Φυσικός ελκυσμός καπνοδόχου.....	138
7.17.2 Διατομή καπνοδόχου.....	138
7.17.3 Διάμετρος καπνοδόχου.....	139

8. ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ ΧΡΗΣΕΩΝ ΑΤΜΟΥ

8.1.Περιπτώσεις χρήσης ατμού.....	142
8.2 Θέρμανση τροφοδοτικού νερού λέβητα σε θερμικό εναλλάκτη νερού ατμού..	142
8.2.1 Υπολογισμός μεγέθους εναλλάκτη.....	142
8.2.2 Θερμική ισχύς εναλλάκτη.....	143
8.2.3 Παροχή ατμού – ρυθμός συμπύκνωσης.....	144
8.2.4 Μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας	144
8.2.5 Η επιφάνεια εναλλαγής.....	144

8.2.6	Διάμετρος αυλών.....	145
8.2.7	Μήκος αυλών.....	146
8.2.8	Μήκος εναλλάκτη.....	146
8.2.9	Διάμετρος κελύφους	146
8.2.10	Διάμετρος στομίων εναλλάκτη.....	148
8.2.11	Θέρμανση δεξαμενής μαζούτ	149
8.2.12	Υπολογισμός μέσης παροχής ατμού.....	150
8.2.13	Υπολογισμός επιφάνειας που απαιτείται.....	151
8.2.14	Προτεινόμενη επιφάνεια σερπαντινας.....	152
8.2.15	Υπολογισμός προθέρμανσης παροχής ατμου στον εναλλακτη.....	152
8.2.16	Υπολογισμός διαμέτρου και μήκους σερπαντινας δεξαμενης.....	153
8.2.17	Προθέρμανση αέρα καύσης φούρνου διύλισης αργού πετρελαίου.....	154
8.3	Διάφοροι υπολογισμοί στον λέβητα ατμού.....	155
8.3.1	Διάμετρος σωλήνωσης εισόδου στον οικονομητήρα.....	156
8.3.2	Διάμετρος σωλήνωσης εξόδου οικονομητήρα ή εισόδου τυμπάνου.....	156
8.3.3	Διάμετρος σωλήνωσης εξαμιστή (evaporator).....	157
8.3.4	Διάμετρος σωλήνωσης υπερθερμαντήρα (superheater).....	157
8.3.5	Υπολογισμός δοχείου τυμπάνου ατμού.....	158
8.	Συμπυκνώματα ατμού.....	160
8.4.1	Υπολογισμός δοχείου συμπυκνωμάτων.....	160
8.4.2	Υπολογισμός ισχύος αντλίας συμπυκνωμάτων.....	162

9 ΤΡΟΦΟΔΟΣΙΑ ΝΕΡΟΥ

9.1	Ισοζύγιο νερού.....	164
-----	---------------------	-----

9.2 Υπολογισμός επιστρεφόμενων συμπυκνωμάτων συμπληρώματος νερού λέβητα επιστρεφόμενου ατμού αποτόνωσης	164
9.3 Υπολογισμός συμπληρώματος νερού.....	165
9.4 Ισχύς αντλίας τροφοδοτικού νερού από απαεριωτή.....	165
9.5 Υπολογισμός δοχείου απαεριωτή.....	167
9.6 Υπολογισμός ισχύος αντλίας τροφοδοσίας απαεριωτή.....	170
9.7 Υπολογισμός μειωτή πίεσης τροφοδοσίας νερού.....	171
9.8 Υπολογισμός ποσότητας νερού στρατσώνας (blowdown).....	172
9.10 Υπολογισμός συγκέντρωσης διαλυμένων στερεών (TDS) (υπολογισμός νερού στρατσώνας).....	173

10 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΩΝ

Πίνακας 10.1 Αποτελέσματα Αεριοστρόβιλου.....	178
Πίνακας 10.2 Αποτελέσματα Ατμοπαραγωγού Λέβητα.....	178
Πίνακας 10.3 Θερμαινόμενες Επιφάνειες Λέβητα.....	179
Πίνακας 10.4 Διαστάσεις Όγκου Δοχείων.....	179
Πίνακας 10.5 Σύγκριση Βαθμών Απόδοσης Μονάδων Παράγωγης Ηλεκτρισμού-Θερμότητας.....	179
Πίνακας 10.6 Ροή Ρευμάτων που δείχνονται στο Διάγραμμα 10.1.....	180

ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ

A	Επιφάνεια	(m^2)
C_p	Ειδική θερμότητα υπό σταθερή πίεση	$KJ / Kg \cdot ^\circ C$
C_v	Ειδική θερμότητα υπό σταθερό όγκο	$KJ / Kg \cdot ^\circ C$
D	Διάμετρος	(cm, mm)
d	Διάμετρος	
dp	Διάμετρος σωλήνα ή στομίου	
E	Ενέργεια	KJ
f	Λόγος μαζών αέρα / καυσίμου	
H_0	Ύψοςκαπνοδόχου	m
H, h	Ενθαλπία	KJ / Kg
L	Μήκος	(cm, mm)
m	Παροχή	(Kg/sec)
N	Ισχύς	$KW, \eta MW$
n_s	Αριθμός βαθμίδων	
P	Πίεση	$bar(g)$
Q	Ποσό θερμότητας ή θερμικό φορτίο	KJ
Q	Θερμική ισχύς	KJ / hr
q	Πυκνότης ροής θερμότητας	$KJ / m^2 \cdot hr$
r	Λόγος πιέσεων	
S, s	Εντροπία	$KJ / Kg \cdot ^\circ K$
T	Θερμοκρασία	$^\circ K, ^\circ C$
T_1, P_1	Θερμοκρασία πίεση αέρα στην είσοδο του συμπιεστή	$(^\circ K), bar(g)$
T_2, P_2	Θερμοκρασία, πίεση αέρα στην έξοδο του συμπιεστή	$(^\circ K), bar(g)$
T_3, P_3	Θερμοκρασία, πίεση καπναερίων στην είσοδο του αεριογόνου στροβίλου	$(^\circ K), (bar(g))$
T_4, P_4	Θερμοκρασία, πίεση καπναερίων στην έξοδο του αεριογόνου στροβίλου αντίστοιχα	$(^\circ K), (bar(g))$
T_5, P_5	Θερμοκρασία, πίεση καπναερίων στην έξοδο του στροβίλου ισχύος	$(^\circ K), (bar(g))$
t_w	Θερμοκρασία νερού	$^\circ C$
t	Θερμοκρασία	$^\circ C$
U	Ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας	$KJ / m^2 \cdot hr \cdot ^\circ c$
V	Όγκος	m^3
W	Έργο	$KJ / sec, KJ / Kgr \text{ mazaV}$
g	Λόγος ειδικών θερμοτήτων	Cp/Cv
DT	Διαφορά θερμοκρασίας	$(^\circ K, ^\circ C)$
DP	Διαφορά πίεσης	$bar (g)$
$(\Delta Tm)log$	Μέση Λογαριθμική Διαφορά Θερμοκρασίας	$^\circ C$

η	Βαθμός απόδοσης %	
Θ	Θερμοκρασιακή σχέση	
t	Χρόνος παραμονής <i>sec, min</i>	
u	Ταχύτητα	<i>m / sec</i>
Φ	Ειδική ατμοποίηση	<i>Kg / m² · hr</i>
ΣΥΝΤΟΜΟΓΡΑΦΙΕΣ		
a	Καπναέρια	
c	Συμπιεστής	
D	Δοχείο	
e, hl	Ηλεκτρικός	
$.E.K.K$	Ειδική Κατανάλωση καυσίμου	<i>Kg / Kwh</i>
$E.K.E$	Ειδική κατανάλωση ενέργειας	<i>KJ / Kwh</i>
$L.H.V$	Κατώτερη θερμογόνος Δύναμη	<i>(KJ / Kg)</i>
$P.H.R$	Λόγος ηλεκτρισμού προς θερμότητα	
R	Περιστρεφόμενα μέρη	
s_1	Κεκορεσμένος ατμός	
s_2	Υπέρθερμος ατμός	
st, lst	Ατμός ή ατμός χαμηλής πίεσης	
$t pt, PT$	Στρόβιλος	
th	Θερμική	
w, fw	Νερό	
wb	Νερό στρατσώνας	
α	Αέρας	
$D.E.E$	Δείκτης εξοικονόμησης ενέργειας %	
$Eξ$	Εξατμιστής	
q	Θεωρητικό	
$Οικ$	Οικονομητήρας	
p	Πραγματικό	
$Υπ$	Υπερθερμαντής	

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η εξοικονόμηση ενέργειας θεωρείται ένα από τα κυρίαρχα ζητήματα που απασχολούν τον κόσμο μας στην σημερινή εποχή. Μερικά βασικά θέματα που απασχολούν την σύγχρονη βιομηχανία, είναι η αναζήτηση και εγκατάσταση ενεργειακών συστημάτων μειωμένου κόστους λειτουργίας, η αύξηση της απόδοσης αυτών και η ικανοποίηση των διαφόρων περιβαλλοντικών κανονισμών.

Το πρόβλημα αυτό αντιμετωπίζουν κυρίως οι μεγάλες ενεργοβόρες εγκαταστάσεις όπως Διυλιστήρια Πετρελαίου, Πετροχημεία, Βιομηχανία Αλουμινίου αλλά και οργανισμοί όπως η ΔΕΗ που καλούνται να καλύψουν τις ενεργειακές ανάγκες των χωρών τους.

Στα Διυλιστήρια Αργού Πετρελαίου, η μείωση του κόστους λειτουργίας μέσα από την αύξηση της συνολικής ενεργειακής απόδοσης της βιομηχανικής εγκατάστασης, περνά από την αξιοποίηση και εκμετάλλευση των διαθέσιμων πηγών ενέργειας, όπως τα αέρια παραπροϊόντα της κατεργασίας του αργού πετρελαίου και φυσικού αερίου μέσα από τα δίκτυα μεταφοράς του.

Είναι σαφές ότι τα ενεργειακά κατ' επέκταση οικονομικά και περιβαλλοντικά προβλήματα που τίθενται για μια βιομηχανική εγκατάσταση, οδηγούν σε εφαρμογή και αξιοποίηση των βέλτιστων διαθέσιμων σήμερα τεχνολογιών, σε ενεργειακά συστήματα μέσα από την υλοποίηση έργων εγκατάστασης θερμικών μονάδων όπως αεριοστροβίλων, ατμοστροβίλων, μονάδων συνδυασμένου κύκλου.

Τελευταία με την ανάπτυξη των δικτύων μεταφοράς φυσικού αερίου και με βάση το γεγονός της μειωμένης τιμής του σε σχέση με τα άλλα υγρά ή αέρια καύσιμα και της φιλικής χρήσης του προς το περιβάλλον, λόγω σαφώς μειωμένων αερίων εκπομπών, τα Διυλιστήρια Αργού Πετρελαίου για την κάλυψη των ενεργειακών τους αναγκών σε ηλεκτρισμό, έχουν στραφεί στην εγκατάσταση αεριοστροβιλικών μονάδων, με συμπαραγωγή ατμού.

Την μελέτη μιας τέτοιας εγκατάστασης αποτελεί το θέμα της παρούσης εργασίας.

1. ΒΑΣΙΚΕΣ ΕΝΝΟΙΕΣ

1.1 ΔΙΥΛΙΣΗ ΠΕΤΡΕΛΑΙΟΥ

Το φυσικό αργό πετρέλαιο (crude oil) αποτελείται από υδρογονάνθρακες μοριακού βάρους που κυμαίνεται από του ελαφρότερου μεθανίου μέχρι των βαριών μορίων που έχουν ογδόντα και πλέον άτομα άνθρακα. Περιέχει επίσης ενώσεις οξυγόνου, θείου και αζώτου. Η περιεκτικότητα σε άνθρακα και υδρογόνο είναι περίπου 84% και 14% αντίστοιχα. Ως φυσικό μίγμα υδρογονανθράκων, τα συστατικά του (κλάσματα) έχουν σημεία βρασμού από 70⁰ C μέχρι και 750⁰ C. Επειδή σαν μείγμα το αργό πετρέλαιο είναι μικρής πρακτικής χρήσης τα διάφορα κλάσματα του που είναι μεγάλης ενεργειακής χρήσης διαχωρίζονται και γίνονται χρήσιμα και εμπορεύσιμα μέσα από μια σειρά παραγωγικών διεργασιών που ονομάζεται Διύλιση Αργού Πετρελαίου (Δ.Α.Π.).

Η διύλιση αργού πετρελαίου γίνεται σε μεγάλα βιομηχανικά συγκροτήματα που ονομάζονται Διυλιστήρια αργού Πετρελαίου που στόχο έχουν να μεγιστοποιήσουν την παραγωγή καυσίμων και πρώτων υλών με τον πλέον οικονομικό τρόπο, λαμβάνοντας υπ' όψη την εκάστοτε νομοθεσία, είτε για βελτιωμένα ποιοτικώς καύσιμα, είτε για την προστασία του περιβάλλοντος.

Η μέθοδος που χρησιμοποιείται στα διυλιστήρια για τον διαχωρισμό διαφόρων κλασμάτων λέγεται απόσταξη και ο εξοπλισμός εφαρμογής αυτής της μεθόδου αποστακτική στήλη. Στις αποστακτικές στήλες (distillation , column still) του αργού πετρελαίου γίνονται οι κυριότερες διεργασίες σ'ένα διυλιστήριο. Οι στήλες αυτές χρησιμοποιούνται για τον διαχωρισμό του αργού πετρελαίου σε κλάσματα, ανάλογα με το σημείο βρασμού τους, ώστε η παρά πέρα επεξεργασία αυτών σε άλλες μονάδες του διυλιστηρίου να ικανοποιεί τις προδιαγραφές σχεδιασμού των μονάδων αυτών και των παραγομένων προϊόντων.

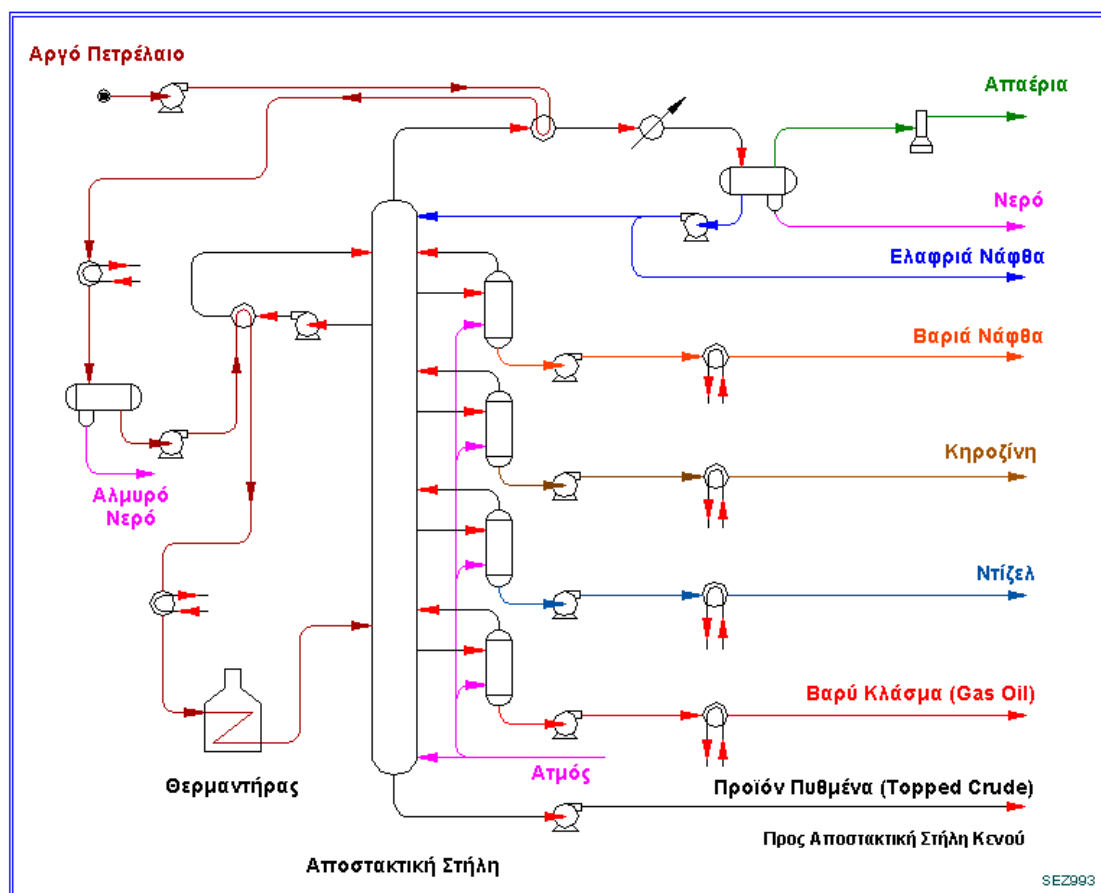
Απόδοση και οικονομία επιτυγχάνονται αν η απόσταξη του αργού πετρελαίου γίνει σε δύο στάδια. Πρώτα η απόσταξη του συνόλου του αργού πετρελαίου γίνεται πρακτικά σε ατμοσφαιρική πίεση και έπειτα το βαρύ κλάσμα της αποστακτικής στήλης (ατμοσφαιρική στήλης) που είναι προϊόν με υψηλό σημείο βρασμού, τροφοδοτεί μια δεύτερη στήλη που λειτουργεί σε υψηλό κενό (χαμηλή πίεση) . Η στήλη κενού απαιτείται διότι ο θερμικός διαχωρισμός των βαρειών κλασμάτων σε ατμοσφαιρική πίεση, απαιτεί υψηλές θερμοκρασίες όπου γίνεται παράλληλα και θερμική διάσπαση των κλασμάτων αυτών με αποτέλεσμα την υποβάθμιση των προϊόντων, απώλεια υδρογονανθράκων και απόθεση <<μάκας>> στον εξοπλισμό λόγω σχηματισμού κωκ.

Ως γνωστόν, η θερμοκρασία βρασμού (σημείο βρασμού) ελατώνεται με την ελάττωση της (συνολικής ή μερικής) πίεσης. Έτσι τα βαρύτερα κλάσματα στην στήλη κενού βράζουν σε μικρότερη θερμοκρασία και αποφεύγεται η μεγάλη ενεργειακή κατανάλωση. Η διύλιση Αργού Πετρελαίου (crude oil) καθώς επίσης και η παραπέρα κατεργασία των πρωτογενών παραγομένων προϊόντων στις μονάδες κλασματικής

απόσταξης υπό ατμοσφαιρική πίεση και υπό κενό με σκοπό την βελτίωση των ποιοτικών χαρακτηριστικών, είναι μια παραγωγική διαδικασία που απαιτεί την διαχείριση μεγάλων ποσοτήτων τροφοδοσίας πρώτων υλών, παραγομένων προϊόντων και βοηθητικών παροχών με αυξημένες πιέσεις και θερμοκρασίες.

Το γεγονός αυτό έχει σαν αποτέλεσμα τα διυλιστήρια να είναι ιδιαίτερα ενεργοβόρα βιομηχανικά συγκροτήματα με υψηλό ενεργειακό λειτουργικό κόστος. Αυτό τα οδήγησε σε εγκατάσταση μονάδων συμπαραγωγής ηλεκτρισμού - ατμού, με εκμετάλλευση των αερίων παραπροϊόντων της διύλισης του αργού πετρελαίου (μεθανίου - αιθανίου) ως καυσίμου στις μονάδες αυτές ή την προμήθεια αυτών με φυσικό αέριο.

Στο Σχ. 1.1 δίνονται τυπικά διαγράμματα αποστακτικής στήλης υπό ατμοσφαιρική πίεση και υπό κενό.



Σχήμα 1.1 : Διαχωρισμός αργού πετρελαίου σε παράγωγα κλάσματα.

1.2 ΣΤΑΘΜΟΙ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΗΛΕΚΡΙΚΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ

Η ενέργεια είναι ένας καθοριστικός παράγοντας στην ύπαρξη και ανάπτυξη της βιομηχανίας. Κυριαρχούσα μορφή ενέργειας είναι ο ηλεκτρισμός. Για να παραχθεί

ηλεκτρισμός χρειάζονται μεγάλες βιομηχανικές εγκαταστάσεις που ονομάζονται σταθμοί παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας.

Οι σταθμοί αυτοί με βάση :

- το είδος της πρωτογενούς ενέργειας που μετατρέπεται σε ηλεκτρική.
- το είδος του καυσίμου.
- την εφαρμοζόμενη τεχνολογία.

Διακρίνονται στις παρακάτω κατηγορίες :

- Ατμοηλεκτρικοί σταθμοί με αεριοστροβίλους.
- Υδροηλεκτρικοί σταθμοί.
- Θερμικοί σταθμοί με αεριοστροβίλους.
- Θερμικοί σταθμοί με Μ.Ε.Κ.
- Πυρηνικοί σταθμοί.
- Σταθμοί αιολικής ενέργειας.
- Σταθμοί ηλιακής ενέργειας.

Στους ηλεκτροπαραγωγικούς σταθμούς, η ηλεκτρική ενέργεια παράγεται από μετατροπή άλλων ειδών ενέργειας (όπως θερμική, δυναμική, πυρηνική, αιολική, κ.λ.π.), σε κινητική ενέργεια κάποιας τουρμπίνας που θέτει σε κίνηση μια γεννήτρια και μας δίνει τελικά ηλεκτρικό ρεύμα. Όπως ήταν φυσικό ιδιαίτερο βάρος δόθηκε σε εφαρμογές τεχνολογίας παραγωγής ηλεκτρισμού που συνέφεραν οικονομικά από πλευράς κόστους επένδυσης και κόστους λειτουργίας.

Σήμερα το μεγαλύτερο ποσοστό ηλεκτρισμού σε παγκόσμιο επίπεδο παράγεται σε οργανωμένους θερμοηλεκτρικούς, υδροηλεκτρικούς και πυρηνικούς σταθμούς, ενώ γίνεται συνεχής προσπάθεια ανάπτυξης αιολικών και ηλιακών πάρκων με εκμετάλλευση των πράσινων πηγών ενέργειας.

Η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από θερμικούς σταθμούς βασίζεται στους θερμοδυναμικούς κύκλους, δηλαδή σε μια αλληλουχία μεταβολών σε ένα θερμοδυναμικό σύστημα που γίνονται κυκλικά και σε κάθε επανάληψη έχουν σαν αποτέλεσμα την μετατροπή θερμότητας σε μηχανικό έργο και αντίστροφα. Ουσιαστικά πρόκειται για μετατροπή μέρους της θερμικής ενέργειας ατμού ή των καπναερίων σε μηχανική, η οποία κινεί τον άξονα της γεννήτριας μέσω του οποίου παράγεται ηλεκτρική ενέργεια.

1.3 ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΟΙ

Ο αεριοστρόβιλος [2] (gas turbine) είναι μια θερμική μηχανή που χρησιμοποιεί ως εργαζόμενο μέσο, συνήθως αέρα, μέχρι τον θάλαμο καύσης και τα καυσαέρια (που παράγονται στον θάλαμο καύσης) από την είσοδο τους στον αεριογόνο στρόβιλο μέχρι την έξοδό τους από τον στρόβιλο ισχύος (ανοικτό κύκλωμα).

Στον αεριοστρόβιλο κλειστού κυκλώματος ως εργαζόμενο ρευστό χρησιμοποιείται μόνο αέρας.

Τα καυσαέρια εκτονούμενα παράγουν στο στρόβιλο μεγαλύτερο έργο, μέρος του οποίου κινεί τον συμπιεστή ενώ ταυτόχρονα παράγεται ωφέλιμο έργο. Η διαδικασία αυτή παραγωγής ωφελίμου έργου είναι η αρχή λειτουργίας του αεριοστρόβιλου. Ο αεριοστρόβιλος ανήκει στην κατηγορία των (Μ.ΕΚ.) και χαρακτηρίζεται ως περιστροφική μηχανή. Ως καύσιμο χρησιμοποιεί υγρό καύσιμο (ντήζελ) ή αέριο καύσιμο, υγραέρια, φυσικό αέριο.

Σήμερα οι αεριοστρόβιλοι είναι μηχανές που χρησιμοποιούνται σε μεγάλη έκταση, τόσο στις μεταφορές (κυρίως στις εναέριες) όσο και στην παραγωγή ενέργειας (ηλεκτρικής ή και συμπαραγωγής) σε μεγάλους θερμικούς σταθμούς. Από τα μέσα της δεκαετίας του 1990 και μετά από πετρελαϊκή κρίση, παρατηρείται στροφή παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας με φυσικό αέριο.

Οι κυριότεροι λόγοι είναι:

- Η αλματώδης εξέλιξη της σχετικής τεχνολογίας.
- Η αξιοποίηση των συνεχώς επεκτεινόμενων δικτύων φυσικού αερίου.
- Η διαπίστωση των σημαντικών πλεονεκτημάτων των μονάδων φυσικού αερίου για την κάλυψη των ενεργειακών αναγκών σε συνδυασμό με την ανάγκη εφαρμογής των περιβαλλοντικών κανόνων. Με την χρήση του φυσικού αερίου ως καυσίμου στους αεριοστρόβιλους έχουμε μειωμένη ρύπανση περιβάλλοντος (μειωμένες εκπομπές CO₂, οξείδια του αζώτου NO_x).

Με βάση την κατανομή της παγκόσμιας ενεργειακής κατανάλωσης σε:

- στις κτιριακές εγκαταστάσεις 40% .
- στις μεταφορές 32%.
- στις βιομηχανίες-σταθμούς ηλεκτρικής ενέργειας 28%.

Φαίνεται ότι τα τελευταία χρονιά σημαντικό μέρος της παραγόμενης ενέργειας καλύπτεται με τη χρήση αεριοστρόβιλων.

1.4 ΑΤΜΟΣΤΡΟΒΙΛΟΙ

Ο ατμοστρόβιλος είναι μια θερμική μηχανή που μετατρέπει την ενέργεια του ατμού σε ωφέλιμο έργο. Ως εργαζόμενο ρευστό χρησιμοποιεί ατμό, κυρίως υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας. Είναι μια μηχανή εξωτερικής καύσης δεδομένου ότι η καύση δεν λαμβάνει μέρος μέσα στον χώρο παραγωγής έργου, αλλά έξω από αυτόν. Λόγω του ότι ο ατμοστρόβιλος παράγει περιστροφική κίνηση χρησιμοποιείται στην κίνηση των ηλεκτρικών γεννητριών.

Σήμερα το 80% της παγκόσμιας παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας παράγεται με χρήση ατμοστρόβιλων. Ως καύσιμο χρησιμοποιείται άνθρακας, λιγνίτης, πετρέλαιο, τύρφη και πυρηνικά καύσιμα.

1.5 ΑΤΜΟΛΕΒΗΤΕΣ

Λέβητες είναι συστήματα στα οποία παράγονται ποσά θερμότητας με καύση μιας καύσιμης ύλης (στερεάς, υγρής, αέριας) τα οποία μεταφέρονται σ'ένα εργαζόμενο ρευστό (νερό), το οποίο θερμαίνεται ή και ατμοποιείται. Τα συστήματα αυτά στην περίπτωση παραγωγής ατμού, χαρακτηρίζονται με ορισμένα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά και ονομάζονται ατμοπαραγωγοί. Το εργαζόμενο ρευστό (νερό) καθώς διαρρέει τον ατμοπαραγωγό, μετασχηματίζεται βαθμιαία σε κορεσμένο και υπέρθερμο ατμό παίρνοντας θερμότητα από τα καπναέρια εξερχόμενα από τον θάλαμο καύσης.

Οι εγκαταστάσεις παραγωγής ατμού (ατμολέβητες) αποτελούν ένα ζωτικό τμήμα πολλών βιομηχανικών διεργασιών η λειτουργία των οποίων απαιτεί ενεργειακές ανάγκες. Μέσα από την ορθολογική χρήση, την σωστή μελέτη και σχεδιασμό καθώς και την βελτιστοποίηση της απόδοσης των εγκαταστάσεων παραγωγής και διανομής ατμού, μπορούν να προκύψουν σημαντικά οφέλη με άμεσες επιπτώσεις στην μείωση του κόστους παραγωγής για οποιαδήποτε βιομηχανική εγκατάσταση.

2.0 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΒΑΣΙΚΩΝ ΕΝΝΟΙΩΝ

2.1 ΑΕΡΙΑ ΚΑΥΣΙΜΑ

Καύσιμα λέγονται ουσίες που ενώνονται με το οξυγόνο παράγοντας θερμότητα (εξώθερμη αντίδραση). Το κριτήριο για να χαρακτηριστεί μια ουσία καύσιμο είναι η παραγόμενη ενέργεια από την καύση της να είναι τεχνητά εκμεταλλεύσιμη, δηλαδή να μπορεί να μετατραπεί σε μηχανικό έργο στις θερμικές μηχανές.

Τα αέρια καύσιμα με βάση τις φυσικές ιδιότητες τους ανήκουν στην κατηγορία των συμβατικών καυσίμων. Τα αέρια καύσιμα με κοινές ιδιότητες συμπεριλαμβάνονται σε οικογένειες αερίων. Αυτές οι οικογένειες διαιρούνται σε ομάδες. Το ευρωπαϊκό πρότυπο ΕΛΟΤ EN - 437 διακρίνει κυρίως τρεις οικογένειες αερίων καυσίμων, με βάση τον δείκτη Wobbe [3]. Ο δείκτης Wobbe είναι: $W_b = \frac{AQD}{\sqrt{d}}$ όπου :

$d_{σχ}$ = Σχετική πυκνότητα αερίου ($d = \frac{d_{αερίου}}{d_{αερα}}$) και AQD = Ανώτερη Θερμογόνος Δύναμη.

2.1.2 Οικογένειες αερίων καυσίμων

Στην 1η οικογένεια: ανήκουν τα βιομηχανικά αέρια (ιδιαίτερα τοξικά) φωταέρια αέρια πλούσια σε υδρογόνο, παρασκευάζονται με πυρόλυση ή απόσταξη προϊόντων άνθρακα και με αποικοδόμηση και σχάση προϊόντων πετρελαίου ή φυσικών αερίων.

Στην 2η οικογένεια: περιλαμβάνονται αέρια πλούσια σε μεθάνιο. Αυτά είναι τα φυσικά αέρια και τα συνθετικά αέρια. Το φυσικό αέριο αποτελεί το κατεξοχήν φυσικό προϊόν από τα αέρια καύσιμα. Η οικογένεια αυτή ανάλογα με το δείκτη Wobbe διαιρείται:

- Ø Στην ομάδα L (Low) με δείκτη χαμηλής τιμής.
- Ø Στην ομάδα H (High) με δείκτη υψηλής τιμής.
- Ø Στην ομάδα E.

Στην 3η οικογένεια ανήκουν τα υγραέρια (LPG) που παράγονται από την κλασματική απόσταξη του πετρελαίου, ενώ βρίσκονται και σε ορισμένα κοιτάσματα φυσικού αερίου, από το οποίο διαχωρίζονται. Ανάλογα με τον δείκτη Wobbe η οικογένεια αυτή διαιρείται στις ομάδες :

- Ø B/P (μείγμα βουτανίου - προπανίου).
- Ø P (προπάνιο)
- Ø B (βουτάνιο).

4η οικογένεια τείνουν να αποτελέσουν τα μείγματα υγραερίων - αέρα.

Στον παρακάτω Πίν. 2.1 δίνεται η ταξινόμηση των καυσίμων αερίων με βάση το πρότυπο ΕΛΟΤ - EN 437 [3] .

Πίνακας 2.1: Ταξινόμηση καυσίμων με βάση το πρότυπο ΕΛΟΤ - EN437.

Οικογένειες αερίων καυσίμων	Θερμογόνος δύναμη (mj / m^3)	Δείκτης w_b (mj / m^3) Ελάχιστη τιμή	Δείκτης w_b (mj / m^3) Μέγιστη τιμή
1η οικογένεια -ομάδα Α	16,6	22,4	24,8
2η οικογένεια - ομάδα Η - ομάδα L - ομάδα Ε	38,95	39,1	54,7
		45,7	54,7
		39,1	44,8
		40,9	54,7
3η οικογένεια - ομάδα Β/Ρ - ομάδα Ρ - ομάδα Β		72,9	87,3
		72,9	87,3
		72,9	76,8
		81,8	87,3

Ο δείκτης Wobbe θεωρείται ως χαρακτηριστική τιμή για την θερμική φόρτιση. Καύσιμα αέρια με διαφορετική σύσταση, αλλά με τον ίδιο δείκτη Wobbe αποδίδουν υπό την ίδια πίεση στον καυστήρα κατά προσέγγιση την ίδια θερμική φόρτιση. Συγκεκριμένα για το φυσικό αέριο που μας ενδιαφέρει έχει οριστεί μια κατάσταση αναφοράς που καλείται κανονική κατάσταση και σε αυτή ανάγονται οι ποσότητες τους. Αυτή είναι οι $273.15 \text{ }^{\circ}\text{Kelvin}$ για την θερμοκρασία και 1.01325 bar για την πίεση. Ο όγκος ενός κυβικού μέτρου αερίου σε κανονική κατάσταση αποτελεί ένα κανονικό κυβικό μέτρο αερίου (Nm^3).

Το φυσικό αέριο είναι ελαφρύτερο από τον αέρα με σχετική πυκνότητα 0,55. Σε περίπτωση διαρροής, διαφεύγει προς την ατμόσφαιρα σε αντίθεση προς το υγραέριο (LPG) που είναι βαρύτερο από τον αέρα με σχετική πυκνότητα 1.8. Η ανώτερη θερμογόνος δύναμη (ΑΘΔ) του φυσικού αερίου κυμαίνεται από 9000 έως $11000 \text{ Kcal} / Nm^3$. Ενώ η ΑΘΔ του υγραερίου είναι σημαντικά υψηλότερη από 23000 - $30000 \text{ kcal}/Nm^3$. Αυτό σε συνδυασμό με τη διαφορετική σχετική πυκνότητα των

δύο καυσίμων, σημαίνει ότι το φυσικό αέριο και το υγραέριο δεν είναι άμεσα εναλλάξιμα μεταξύ τους, δηλαδή η υποκατάσταση του ενός από το άλλο απαιτεί τροποποίηση ή αντικατάσταση καυστήρων. Παρατηρείται ότι οι αεριοστροβλικές μονάδες παραγωγής ηλεκτρισμού, λειτουργούν συνήθως με φυσικό αέριο ή ελαφρά αποστάγματα διύλισης αργού πετρελαίου (π.χ. diesel).

Στα Διυλιστήρια που διαθέτουν μονάδες ιδιοπαραγωγής με σκοπό την κάλυψη των ενεργειακών τους αναγκών, χρησιμοποιείται αέριο καύσιμο προερχόμενο μέσα από την παραγωγική διαδικασία (π.χ. από την καταλυτική υδρογονοδιάσπαση υδρογονανθράκων). Με την εισαγωγή του φυσικού αερίου στην Ελλάδα και την διέλευση του αγωγού πλησίον περιοχών που έχουν εγκατασταθεί μεγάλα βιομηχανικά συγκροτήματα όπως Διυλιστήρια, μονάδες ΔΕΗ, Αλουμινίου δόθηκε η δυνατότητα τα συγκροτήματα αυτά να υλοποιήσουν επενδύσεις σε καθαρές τεχνολογίες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας.

Στον Πίν. 2.2 δίνεται η σύσταση και οι ιδιότητες για φυσικό αέριο διαφορετικής χώρας προέλευσης.

Πίνακας 2.2: Σύσταση και ιδιότητες φυσικού αερίου Ρωσίας και Αλγερίας.

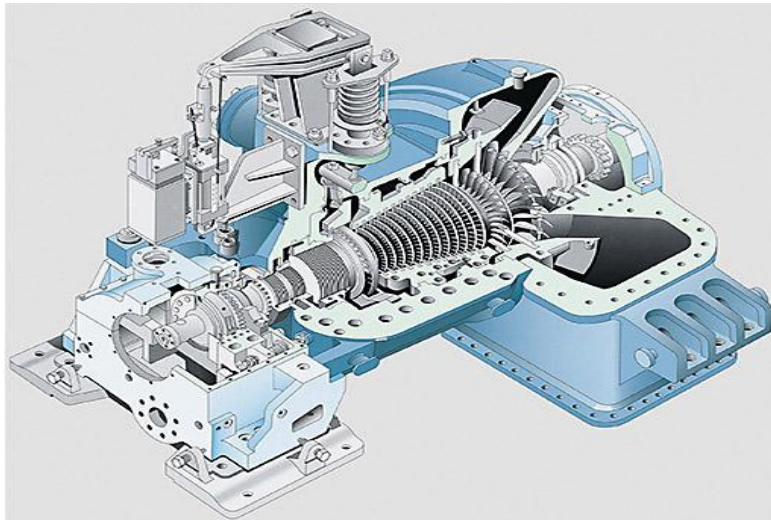
<i>Τυπική σύσταση</i>	<i>Ρωσικό φυσικό αέριο</i>	<i>Αλγερινό φυσικό αέριο</i>
Περιεκτικότητα (% κ.ο.) σε :		
Μεθάνιο (C ₁)	98	91,2
Αιθάνιο (C ₂)	0,6	6,5
Προπάνιο (C ₃)	0,2	1,1
Βουτάνιο (C ₄)	0,2	0,2
Πεντάνιο (C ₅) και βαρύτερα	0,1	-
Αζωτο (N ₂)	0,8	1,0
Διοξείδιο του άνθρακα (CO ₂)	0,1	-
Ανωτέρα Θερμογόνος Δύναμη	8,600 - 9,200 kcal/Nm ³	9,640 - 10,650 kcal/Nm ³

2.2 ΑΤΜΟΣΤΡΟΒΙΛΟΙ (STEAM TURBINE)

Ο ατμοστρόβιλος [2] (steam turbine) είναι μια θερμική μηχανή που μετατρέπει την ενέργεια του ατμού σε ωφέλιμο έργο. Στην απλή μορφή του αποτελείται από έναν άξονα πάνω στο οποίο προσαρμόζονται ένας ή περισσότεροι τροχοί με πτερύγια στην περιφέρεια τους. Αντί τροχών μπορεί να υπάρχει επί του άξονα ένα επιμήκες τύμπανο πάνω στο οποίο προσαρμόζονται τα πτερύγια. Πάνω στα πτερύγια του στροβίλου χτυπά ο ατμός ο οποίος λόγω της ταχύτητας του ή της εκτονωτικής του δύναμης προκαλεί την περιστροφή του άξονα ο οποίος αποδίδει το κινητήριο έργο. Ο ατμοστρόβιλος χρησιμοποιείται για την κίνηση των αντλιών, συμπιεστών και γεννητριών παραγωγής ρεύματος στη βιομηχανία. Χρησιμοποιείται επίσης σε πλοία για την κίνηση της προπέλας.

Στα Διυλιστήρια χρησιμοποιείται κυρίως ως εφεδρική πηγή κίνησης αντλιών και συμπιεστών. Υπάρχουν δηλαδή τα κύρια μηχανήματα τα οποία παίρνουν κίνηση από ηλεκτροκινητήρες και τα εφεδρικά τα οποία παίρνουν κίνηση από αμοστρόβιλους στην περίπτωση διακοπής παροχής του ηλεκτρισμού.

Στο παρακάτω Σχ. 2.1 διακρίνεται η μορφή ενός αμοστρόβιλου σε τομή με τα κύρια τμήματα που τον απαρτίζουν.



Σχήμα 2.1: Τομή αμοστρόβιλου.

Οι αμοστρόβιλοι παρουσιάζουν επίσης σημαντικά πλεονεκτήματα σε σχέση με τις παλινδρομικές μηχανές.

Απαιτούν λιγότερο χώρο, θεμέλια ελαφρότερης κατασκευής και λιγότερη παρακολούθηση κατά την λειτουργία.

Έχουν πολύ μικρότερες απαιτήσεις λίπανσης, δεν έχουν αλλά τριβόμενα μέρη εκτός από τα έδρανα.

Παρουσιάζουν μεγάλη αξιοπιστία.

Έχουν μικρό κόστος συντήρησης, εξαιρετική ικανότητα ρύθμισης στροφών, χαμηλότερο κόστος αγοράς και κατασκευάζονται σε ιπποδυνάμεις πολύ μεγαλύτερες των παλινδρομικών.

Το εύρος κυμαίνεται από λίγους ίππους έως 500 MW (έχουν κατασκευαστεί και ορισμένοι στρόβιλοι μεγαλύτερης ισχύος) με τους μεγαλύτερους στρόβιλους να χρησιμοποιούνται ως κινητήρες γεννητριών στις μονάδες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας. Ο αμοστρόβιλος σε σχέση με τον αεριοστρόβιλο χρησιμοποιεί ξεχωριστή πηγή ενέργειας παραγόμενη από κάποιο άλλο θερμικό δυναμικό σύστημα. Δεν

μετατρέπει άμεσα την ενέργεια του καυσίμου σε ηλεκτρική ενέργεια αλλά απαιτεί για την λειτουργία του μια άλλη πηγή ατμού υψηλής πίεσης παραγόμενου είτε σ'ένα λέβητα ή σ'ένα ατμοπαραγωγό σύστημα ανάκτησης θερμότητας.

2.2.1 Τύποι ατμοστροβίλων

Υπάρχουν διάφοροι τύποι ατμοστροβίλων όπου οι βασικοί είναι οι εξής :

1) Στρόβιλοι δράσεως: Οι στρόβιλοι δράσεως διακρίνονται στις εξής κατηγορίες:

- Ø Απλός στρόβιλος δράσεως (De laval).
- Ø Ατμοστρόβιλος δράσεως με βαθμίδες ταχύτητας (Curtis).
- Ø Ατμοστρόβιλος δράσεως με βαθμίδες πίεσης (Rateau).

2) Στρόβιλος αντιδράσεως.

3) Ατμοστρόβιλοι δράσεως - αντιδράσεως (μεικτοί).

4) Ατμοστρόβιλοι διπλής ροής.

2.2.2 Αρχή λειτουργίας ατμοστροβίλου

Ανάλογα με τον τρόπο που ενεργεί ο ατμός οι ατμοστρόβιλοι διακρίνονται σε δύο βασικές κατηγορίες.

- Τους στροβίλους δράσεως.
- Τους στροβίλους αντιδράσεως.

Ατμοστρόβιλοι δράσης όπου η εκτόνωση του ατμού και η παραγωγή ταχύτητας γίνεται μόνο μέσα στα σταθερά τμήματα αυτού. Ο ατμός προσκρούει στα πτερύγια και αναγκάζεται ν' αλλάξει διεύθυνση κινούμενος αντίθετα της αρχικής. Μ' αυτόν τον τρόπο δημιουργείται στα πτερύγια μια ώθηση που στρέφει τον τροχό.

Για να υπάρχει μεταφορά όλης της κινητικής ενέργειας στον τροχό θα πρέπει η ταχύτητα των πτερυγίων να είναι περίπου η μισή της ταχύτητας του ατμού. Λόγω όμως της μεγάλης αυτής ταχύτητας, υπάρχει πρόβλημα καταπόνησης και αντοχής των υλικών. Γι' αυτό οι τροχοί είναι κατασκευασμένοι κατά τέτοιο τρόπο, ώστε να περιστρέφονται πιο αργά. Οι υδρατμοί που παράγονται στους λέβητες σε θερμοκρασία $250-600^{\circ}C$ και υψηλή πίεση διοχετεύονται πάνω στα πτερύγια του τροχού όπου η θερμική τους ενέργεια μετατρέπεται σε κινητική. Ακολούθως οι υδρατμοί περνούν διαδοχικά από δεύτερο και τρίτο ατμοστρόβιλο που αρχίζουν και αυτοί να περιστρέφονται. Οι ατμοστρόβιλοι αυτοί είναι εφαρμοσμένοι στον ίδιο κεντρικό άξονα έτσι που η περιστροφική τους κίνηση προστίθεται σ' αυτόν.

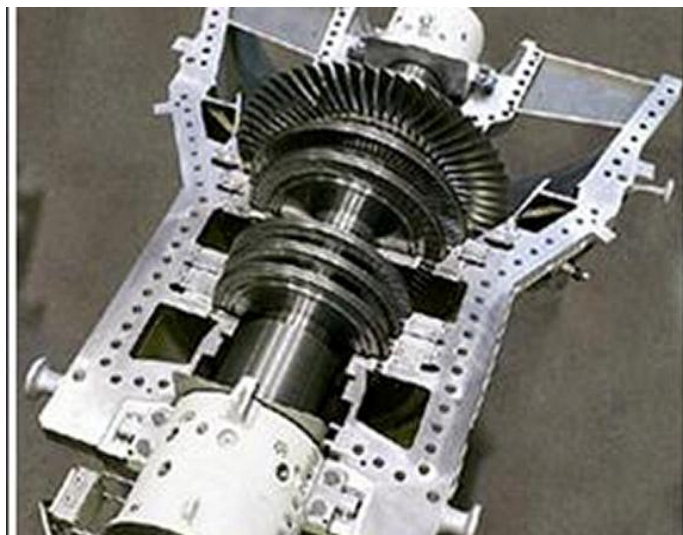
Στους ατμοστροβίλους αντίδρασης, ο ατμός μετά τη δράση του στον πρώτο τροχό μεταβιβάζεται μέσω ακινήτων πτερυγίων που λειτουργούν σαν ακροφύσια. Έτσι ο ατμός αποκτά μεγαλύτερη ταχύτητα και κατά την έξοδό του από αυτά εκτονώνεται σε νέο σύστημα κινητών πτερυγίων.

2.2.3 Βασικά μέρη ατμοστροβίλων

Τα βασικά μέρη των ατμοστροβίλων είναι τα εξής:

Κέλυφος (casing): Είναι το τμήμα του στροβίλου πάνω στο οποίο στηρίζονται όλα τα επιμέρους εξαρτήματα. Οι μικροί στροβίλοι στηρίζονται σε πέλδρα από εύκαμπτη λαμαρίνα η οποία επιτρέπει μικρές μετακινήσεις λόγω θερμικής διαστολής.

Στο Σχ. 2.2 φαίνεται εγκατεστημένος ο ατμοστροβίλος στο κέλυφος του.

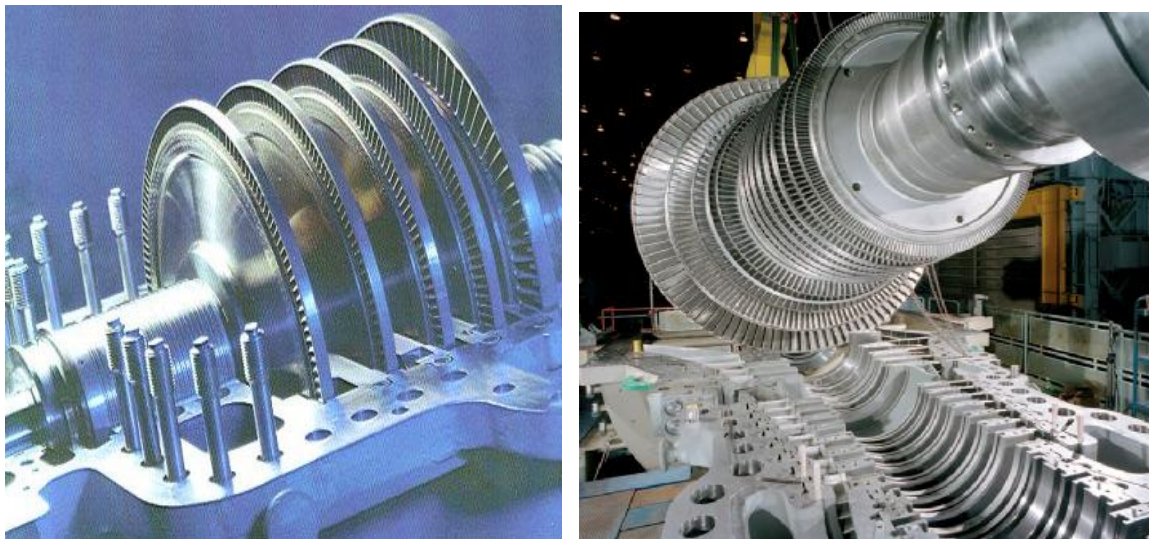


Σχήμα 2.2: Ανοικτό κέλυφος ατμοστροβίλου, όπου φαίνεται το στροφείο.

Δρομέας (rotor)-πτερύγια: Ο δρομέας αποτελείται από τον άξονα και τους τροχούς που φέρουν τα πτερύγια. Τόσο ο άξονας όσο και οι τροχοί κατασκευάζονται από ειδικούς χάλυβες και σε διαστάσεις κατάλληλες για τον τύπο, ισχύ και στροφές του στροβίλου και τα χαρακτηριστικά του ατμού. Επειδή ο ατμός προσκρούει στα πτερύγια με μεγάλη ταχύτητα απαιτείται να μην έχει καθόλου σταγονίδια νερού διότι αυτά προκαλούν με την πρόσκρουση μεγάλη ζημιά στα πτερύγια. Κατά την κανονική λειτουργία δεν είναι πιθανή η ύπαρξη νερού λόγω της μεγάλης θερμοκρασίας του ατμού. Είναι σίγουρη όμως η ύπαρξη νερού κατά το ξεκίνημα του ατμοστροβίλου. Για τον λόγο αυτό απαιτείται πολύ καλή εξυδάτωση του συστήματος πριν την εκκίνηση και ομαλό και αργό ξεκίνημα ώστε να εξασφαλισθεί ομαλή άνοδος της θερμοκρασίας μέχρι το κανονικό σημείο λειτουργίας.

Τα πτερύγια είναι διαφόρων μορφών και τύπων ανάλογα με τον τύπο του στροβίλου. Επειδή δέχονται πολύ μεγάλες καταπονήσεις των υψηλών θερμοκρασιών και των πολύ υψηλών στροφών κατασκευάζονται από ειδικά μέταλλα και γενικά η μελέτη και κατασκευή τους αποτελούν αντικείμενο προηγμένης τεχνολογίας. Η στήριξη τους επί των τροχών γίνεται με διάφορους ειδικούς τρόπους.

Στο Σχ. 2.3 φαίνονται τα στροφεία ή αλλιώς δρομείς του ατμοστροβίλου πριν και μετά την τοποθέτησή τους στο κέλυφος.



Σχήμα 2.3: Στροφεία (δρομείς) από δύο ατμοστρόβιλους.

Ακροφύσια (nozzles) – Διαφράγματα (diaphragms). Στους ατμοστρόβιλους δράσεως χρησιμοποιούνται ακροφύσια τα οποία επιταχύνουν και κατευθύνουν τον ατμό επί των κινούμενων πτερυγίων. Ο ατμός περνά πρώτα από τα ακροφύσια όπου εκτονώνεται και ένα μέρος της θερμικής και δυναμικής του ενεργείας μετατρέπεται σε κινητική οπότε ελαττώνεται η θερμοκρασία και η πίεση και αυξάνει αντιστοίχως η ταχύτητα του. Με την μεγάλη ταχύτητα που αποκτά έτσι, ο ατμός ασκεί δύναμη στα πτερύγια ενός τροχού και προκαλεί την περιστροφή του. Η ταχύτητα περιστροφής του τροχού είναι τόσο μεγαλύτερη όσο μεγαλύτερη είναι και η ταχύτητα του ατμού που πέφτει πάνω στα πτερύγια του. Στην αρχή αυτή στηρίζεται η λειτουργία των στροβίλων δράσεως. Η επιτάχυνση επιτυγχάνεται με την στένωση που παρουσιάζουν τα ακροφύσια. Για την σωστή κατεύθυνση του ατμού τα ακροφύσια συνήθως τοποθετούνται σε ειδικούς δακτυλίους με καθορισμένη γωνία πρόσπτωσης. Στην απλή του μορφή ο ατμοστρόβιλος έχει έναν τροχό που στην περιφέρεια του φέρει σειρά κινητών πτερυγίων δράσεως. Ενδιάμεσα παρεμβάλλεται μια σειρά ακίνητων οδηγών πτερυγίων. Τα ακίνητα αυτά οδηγά πτερύγια απλώς κατευθύνουν τον ατμό χωρίς να μεταβάλλεται η κατάσταση του (πίεση και ταχύτητα).

Αντίθετα στους στροβίλους αντιδράσεως αντί για ακροφύσια έχουμε μια σειρά σταθερή οδηγών πτερυγίων που κατευθύνουν τον ατμό στα αυλάκια που

σχηματίζονται μεταξύ των κινητών πτερυγίων που είναι τοποθετημένα σε σειρές επάνω σε ένα τύμπανο. Τα οδηγία πτερύγια όχι μόνο κατευθύνουν τον ατμό αλλά και μεταβάλλουν την κατάσταση του (πίεση και ταχύτητα).

Έδρανα (bearings): Με τα έδρανα επιτυγχάνεται η στήριξη και ταυτόχρονα επιτρέπεται η περιστροφή του άξονα. Χρησιμοποιούνται δύο βασικοί τύποι εδράνων, τα ακτινικά και τα αξονικά (ωστικά) έδρανα. Τα έδρανα που παραλαμβάνουν ακτινικά φορτία (στην διεύθυνση της ακτίνας του άξονα) λέγονται ακτινικά, ενώ αυτά που παραλαμβάνουν αξονικά φορτία (στην διεύθυνση του άξονα) λέγονται αξονικά ή ωστικά.

Συστήματα στεγανότητας: Για την αποφυγή των απωλειών του ατμού χρησιμοποιούνται τρία βασικά συστήματα στεγανότητας: Οι λαβύρινθοι, οι δακτύλιοι άνθρακα, οι μηχανικές σαλαμάστρες.

Στο Σχ. 2.4 διακρίνονται τα βασικά μέρη του αμοστροβίλου, κέλυφος, δρομέας, διαφράγματα, έδρανα και συστήματα στεγανότητας .



Σχήμα 2.4: Πλάγια όψη αμοστροβίλου με τα βασικά του μέρη.

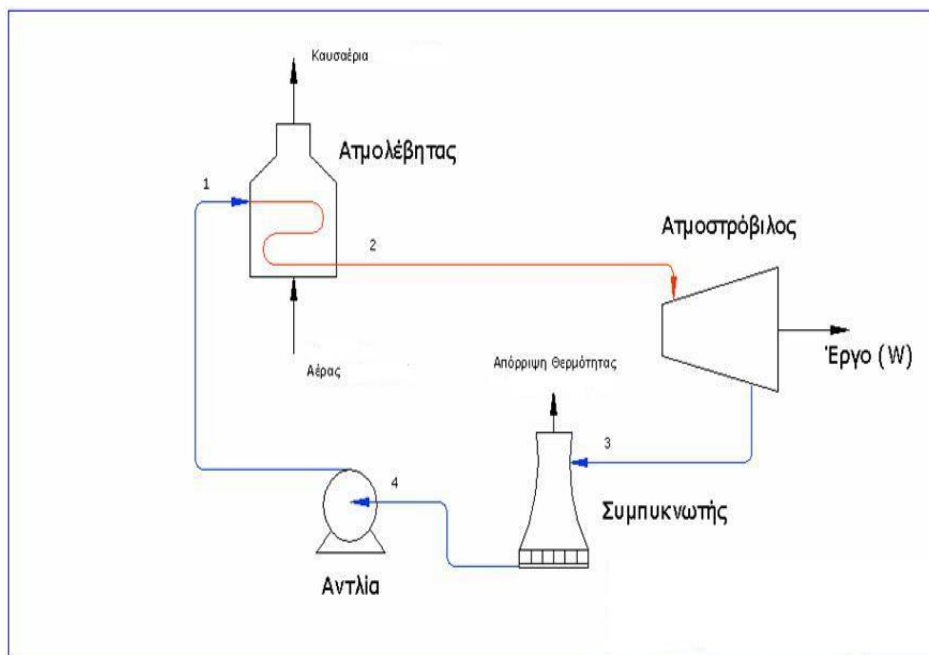
2.2.4 Θερμοδυναμικός κύκλος αμοστροβίλου

Ο αμοστρόβιλος λειτουργεί με βάση τον θερμοδυναμικό κύκλο Rankine που είναι και ο βασικός κύκλος των συμβατικών σταθμών ηλεκτροπαραγωγής και στον οποίο εργαζόμενο ρευστό είναι το νερό. Αποτελείται από:

1. Μια πηγή θερμότητας (ατμολέβητας) που μετατρέπει νερό σε ατμό υψηλής πίεσης.
2. Ένα αμοστρόβιλο μέσα από τον οποίο ρέει ο ατμός υψηλής πίεσης και παράγεται μηχανική ισχύς.

3. Ένα συμπυκνωτή που μετατρέπει τον ατμό εξόδου από τον στρόβιλο σε συμπύκνωμα (αποβολή θερμότητας).
4. Μια αντλία τροφοδοσίας του συμπυκνώματος στον ατμολέβητα για να επαναληφθεί η διαδικασία από την αρχή.

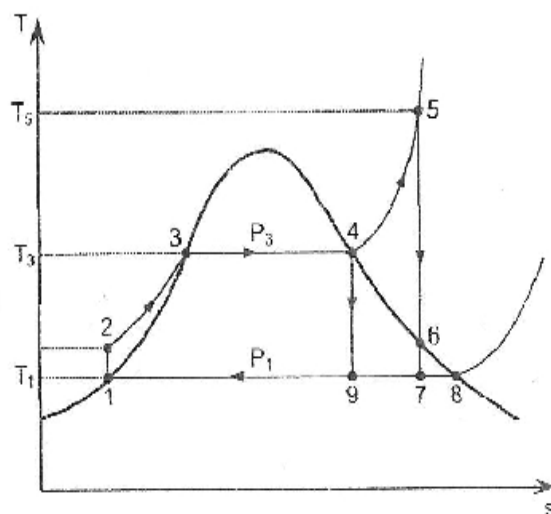
Στο Σχ. 2.5 διακρίνουμε αριθμημένες τις διαδικασίες που λαμβάνουν χώρα στο θερμοδυναμικό κύκλο του αεριοστρόβιλου.



Σχήμα 2.5: Σχηματική διάταξη συστήματος ατμοστρόβιλου.

Ο κύκλος Rankine αντιστοιχεί σε μια θερμική μηχανή με κύκλο ισχύος ατμού. Περιγράφεται από τις παρακάτω διεργασίες σε διάγραμμα (T - S) υδρατμών. Στο διάγραμμα (T - S) έχει σημειωθεί κύκλος Rankine με υπερθέρμανση, όπως φαίνεται στο Σχ. (2.6). Η λειτουργία γίνεται μεταξύ των πιέσεων P_1 και P_3 ενώ η θερμοκρασία υπερθέρμανσης είναι η $T_5^{\circ}C$. Κατά τα τελευταία στάδια της εκτόνωσης του ατμού στον ατμοστρόβιλο μέρος του ατμού συμπυκνώνεται, με αποτέλεσμα να υπάρχει υγρός ατμός στον στρόβιλο ο οποίος δημιουργεί μια σειρά προβλήματα καθώς αυξάνει την μηχανική αντίσταση και προκαλεί οξείδωση των πτερυγίων. Προκειμένου να αποφύγουμε τις συνέπειες αυτές συνήθως ο ατμός υπερθερμαίνεται σε θερμοκρασία μεγαλύτερη από την θερμοκρασία βρασμού, οπότε δημιουργείται υπέρθερμος ατμός. Επίσης η υπερθέρμανση ατμού χρησιμοποιείται και για την αύξηση της απόδοσης του θερμοδυναμικού κύκλου.

Παρακάτω στο Σχ. 2.6 φαίνεται το διάγραμμα του νερού - ατμού με υπερθέρμανση (κύκλος Rankine).



Σχήμα 2.6: Διάγραμμα νερού - ατμού (T - S) με υπερθέρμανση - κύκλος Rankine.

Φάση 1-2: Η αντλία παίρνει το νερό (σε υγρή φάση) από τον συμπυκνωτή και αυξάνει την πίεσή του στα επίπεδα της πίεσης λειτουργίας του κυκλώματος του ατμού (διαβατική συμπίεση).

Φάση 2-3: Το νερό εισέρχεται στον ατμολέβητα και θερμαίνεται μέχρι το σημείο ζέσεως (ισοβαρής θέρμανση).

Φάση 3-4: Το νερό ατμοποιείται υπό σταθερή θερμοκρασία, κατά την οποία προσδίδεται η λανθάνουσα θερμότητα.

Φάση 4-5: Έχουμε υπερθέρμανση του ατμού, αύξηση της θερμοκρασίας του πάνω από το σημείο βρασμού.

Φάση 5-7: Ο υπέρθερμος ατμός εκτονώνεται αδιαβατικά στον ατμοστρόβιλο όπου μέρος της ενέργειας του μετατρέπεται σε μηχανική. Στην ιδανική περίπτωση θεωρούμε ότι η εκτόνωση αυτή γίνεται ισεντροπικά (αντιστρεπτά), δηλαδή χωρίς μεταβολή της εντροπίας μέχρι την τιμή της πίεσης του ψυγείου (αδιαβατική εκτόνωση).

Φάση 7-1: Ο ατμός συμπυκνώνεται στο συμπυκνωτή (υγροποιείται) με απόδοση θερμότητας στο ψυκτικό μέσο (ισοβαρής αποβολή θερμότητας).

Για τις μεταβολές του κύκλου Rankine με υπερθέρμανση ισχύουν τα παρακάτω:

- Για τον λέβητα το ποσό θερμότητας που προσδίδεται είναι : $Q_{in} = h_5 - h_2$.

- Για τον συμπυκνωτή το ποσό θερμότητας που αποβάλλεται είναι : $Q_{out} = h_7 - h_1$.

- Το έργο που παράγεται στον ατμοστρόβιλο : $W_t = h_5 - h_7$.

- Το έργο που καταναλώνει η αντλία είναι : $W_p = h_2 - h_1$.

- Ο βαθμός απόδοσης της εγκατάστασης είναι : $h = \frac{W_t - W_p}{Q_{in}}$.

2.3 ΒΙΟΜΗΧΑΝΙΚΟΙ ΑΤΜΟΛΕΒΗΤΕΣ (STEAM-BOILERS)

Ατμολέβητας [2] ονομάζεται κάθε κλειστή μεταλλική συσκευή (δοχείο) εντός του οποίου, νερό ή άλλο υγρό θερμαίνεται και μετατρέπεται σε ατμό. Η θερμότητα που χρειάζεται για την παραγωγή του ατμού, παράγεται από την καύση του καυσίμου με το οποίο τροφοδοτείται ο λέβητας. Ο ατμός που είναι το εργαζόμενο μέσο κυκλοφορεί μέσα σε σωληνώσεις και μεταφέρει τη θερμότητα του στο σημείο που θα καταναλωθεί, είτε για θέρμανση είτε για παραγωγή έργου. Ο ατμολέβητας αποτελεί απαραίτητο μέσον των ατμομηχανών.

Στο Σχ. 2.1 φαίνεται η εξωτερική όψη ενός βιομηχανικού ατμολέβητα εκτός κελύφους, όπου διακρίνονται τα κύρια τμήματα του μεταξύ των οποίων ο καυστήρας και οι αυλοί του.



Σχήμα 2.1: Εξωτερική όψη βιομηχανικού ατμολέβητα.

2.3.1 Τύποι ατμολεβήτων

Ο τύπος του ατμολέβητα που θα χρησιμοποιηθεί σε μια εφαρμογή καθορίζεται κυρίως από την απαιτούμενη θερμοκρασία και πίεση του παραγόμενου ατμού ή νερού. Οι ατμολέβητες διακρίνονται σε δύο βασικές κατηγορίες:

- Ανάλογα με τη θέση του θαλάμου καύσης και του υδροθαλάμου
- Ανάλογα του τρόπου κυκλοφορίας του νερού.

Με βάση αυτά οι λέβητες διακρίνονται σε:

- Λέβητες εσωτερικής εστίας, που καλούνται και φλογαυλωτοί λέβητες.
- Λέβητες εξωτερικής εστίας, που καλούνται και υδραυλωτοί λέβητες.
- Λέβητες φυσικής κυκλοφορίας.
- Λέβητες τεχνητής κυκλοφορίας ή βεβιασμένης κυκλοφορίας.

Οι λέβητες εσωτερικής εστίας ή φλογαυλωτοί περιβάλλονται από τον υδροθάλαμο, ενώ οι εξωτερικής εστίας ή υδραυλωτοί είναι εκτός υδροθαλάμου. Το χαρακτηριστικό των φλογαυλωτών είναι ότι εσωτερικά των αυλών διέρχονται φλόγες και καυσαέρια ενώ εξωτερικά περιβάλλονται από νερό. Στους υδραυλωτούς συμβαίνει ακριβώς το αντίθετο. Στους λέβητες φυσικής κυκλοφορίας, η κυκλοφορία πραγματοποιείται με μόνη τη θέρμανση του νερού, ενώ αντίθετα στους τεχνητής κυκλοφορίας αυτή συμβαίνει με μηχανικά μέσα που ονομάζονται αντλίες κυκλοφορίας. Επίσης εκ του μέσου καύσης αυτοί διακρίνονται σε : γαιανθρακολέβητες, λέβητες κονιοποιημένου γαιάνθρακα, ναυτικοί και πετρελαιολέβητες.

2.3.2 Αρχή λειτουργίας ατμολεβήτων

Οι ατμολέβητες είναι εγκαταστάσεις παραγωγής ατμού. Έχουν ορισμένα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά και καθορισμένη παροχή με σκοπό να καλύψουν τις απαιτήσεις των βιομηχανικών διεργασιών με χρήση ατμού.

Οι κύριες λειτουργίες που παρατηρούνται σ' ένα ατμολέβητα είναι βασικά, τρείς:

- 1) Η καύση του καυσίμου με την οποία η χημική του ενέργεια μετατρέπεται σε θερμότητα.
- 2) Η μετάδοση της εκλυόμενης θερμότητας στο νερό του υδροθαλάμου.
- 3) Η μετατροπή του νερού σε ατμό (ατμοποίηση).

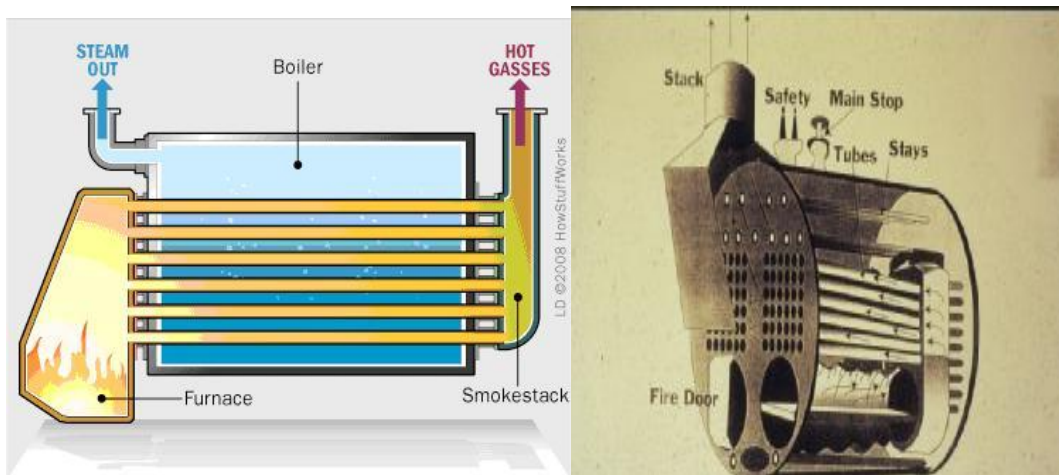
Οι ατμολέβητες συνήθως είναι τύπου, με τρεις διαδρομές καπναερίων τοποθετημένοι σε οριζόντια διάταξη με αναστροφή της φλόγας εντός του φλογοθαλάμου. Ο καυστήρας πιεστικού τύπου αυτόματης λειτουργίας προετοιμάζει και καίει το μίγμα καύσιμο – αέριο στο φλογοθάλαμο του λέβητα.

Η Α' διαδρομή των καπναερίων θεωρείται η πορεία της φλόγας εντός του φλογοθαλάμου μέχρι το τέλος του φλογοθαλάμου. Στο τέλος του φλογοθαλάμου η φλόγα αναστρέφεται και στην επιστροφή της προς την πρώτη σειρά φλογοσωλήνων, πραγματοποιείται η Β' διαδρομή των καπναερίων.

Η πόρτα του ατμολέβητα έχει διαμορφωθεί σαν θάλαμος αναστροφής εσωτερικά μονωμένη με πυράντοχο μονωτικό υλικό. Στο θάλαμο αυτόν αναστρέφονται τα καυσαέρια και οδηγούνται στους φλογοαυλούς όπου πραγματοποιείται η Γ'

διαδρομή των καπναερίων του λέβητα και οδεύουν προς τον καπνοθάλαμο του λέβητα. Στο πίσω μέρος του λέβητα ο καπνοθάλαμος συλλέγει τα καυσαέρια προερχόμενα από τους φλογοαυλούς της Γ' διαδρομής των καπναερίων και τα οδηγεί στην καπνοδόχο.

Στο Σχ. 2.7 φαίνεται η αρχή λειτουργίας ενός ατμολέβητα με την είσοδο και έξοδο του νερού και του ατμού αντίστοιχα με τον θάλαμο καύσης και τους αυλούς.



Σχήμα 2.7: Διαδρομή καπναερίων μέσα από τους αυλούς.

Οι ατμολέβητες είναι κατασκευασμένοι σαν ολοκληρωμένες μονάδες ατμοπαραγωγών με όλα τα απαραίτητα εξαρτήματα τους όπως καυστήρες, αντλίες και τους αντίστοιχους αυτοματισμούς που τους επιτρέπουν να λειτουργούν. Για τον έλεγχο της λειτουργίας, ο λέβητας έχει δύο συστήματα παρακολούθησης:

1) Το πρώτο είναι για οπτική παρακολούθηση από τον θερμοαστή, μέσω των διαφόρων οργάνων, όπως, μανόμετρο, θερμόμετρο, δείκτη στάθμης νερού και τον επιτηρητή της φλόγας. Το σύστημα αυτό χρησιμοποιείται για την έναρξη της λειτουργίας του λέβητα από τον θερμοαστή και για την επιβεβαίωση ότι οι αυτοματισμοί του λέβητα λειτουργούν σωστά.

2) Το δεύτερο σύστημα παρακολούθησης της λειτουργίας του λέβητα είναι ο πίνακας αυτοματισμού με τα αισθητήριά του, όπως δύο πιεσοστάτες ατμού, τον πλωτήρα στάθμης νερού, την ακίδα κατώτατης στάθμης του συστήματος και τον θερμοστάτη καπναερίων.

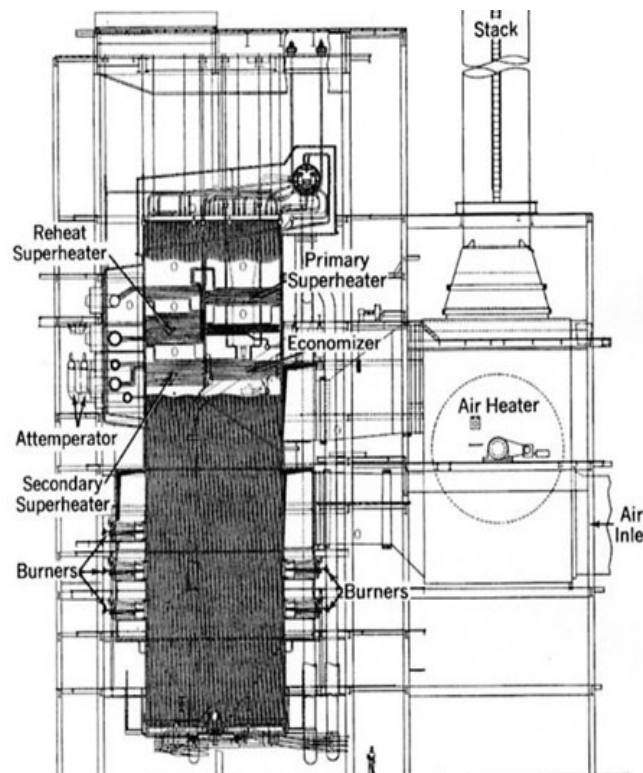
2.3.3 Βασικά μέρη ατμολέβητα

Τα βασικά μέρη από τα οποία αποτελούνται όλοι οι ατμολέβητες είναι:

- Ø Σύστημα παραγωγής θερμότητας.
- Ø Τμήμα μετάδοσης θερμότητας με ακτινοβολία.

- Ø Τμήμα μετάδοσης θερμότητας με μεταφορά.
- Ø Σύστημα διαθέσεως προϊόντων καύσης.
- Ø Συστήματα που επιτρέπουν την καλή λειτουργία.
- Ø Συστήματα που αυξάνουν την ασφάλεια.

Στο Σχ. 2.8 φαίνεται σε τομή ο λέβητας με τα κύρια τμήματα του που περιγράφονται αναλυτικότερα παρακάτω.



Σχήμα 2.8: Σχέδιο τομής λέβητα με τα βασικά του μέρη (steamboiler).

1) Συστήματα παραγωγής θερμότητας (burners): Η παραγωγή θερμότητας γίνεται με καύση αερίου, (Fuel Gas) ή υγρού καυσίμου (Fuel Oil - Μαζούτ). Καλή καύση επιτυγχάνεται με καυστήρες ειδικά προσαρμοσμένους στις ανάγκες του χώρου και των διαστάσεων των λεβήτων. Για το μαζούτ χρησιμοποιούνται καυστήρες μηχανικής διασποράς οι οποίοι είναι καυστήρες μεικτής καύσεως (δηλαδή έχουν την ικανότητα να καίνε συγχρόνως και αέριο από μπεκ του τύπου Raw Gas Burner). Οι καυστήρες αυτοί από κατασκευαστικής πλευράς κώνο από πυρίμαχο και μονωτικό περίβλημα, ούτε θυρίδες πρωτογενούς και δευτερογενούς αέρα όπως συμβαίνει με τους καυστήρες των φούρνων του διυλιστηρίου. Αυτό συμβαίνει γιατί οι καυστήρες δεν είναι φυσικής κυκλοφορίας, αλλά βεβιασμένης κυκλοφορίας. Αυτό σημαίνει ότι ο αέρας καύσεως εισέρχεται στο χώρο καύσεως με τη βοήθεια ενός φυσητήρα με φίλτρο και η παροχή του ρυθμίζεται αυτόματα από ειδικά ρυθμιζόμενα διαφράγματα (dampers) σαν συνάρτηση του ποσού του καυσίμου που καίγεται στην εστία του φούρνου. Οι καυστήρες είναι τοποθετημένοι

οριζόντια στο εμπρόσθιο μέρος του λέβητα (στο τμήμα μετάδοσης θερμότητας με ακτινοβολία).

2) Σύστημα μετάδοσης θερμότητας με ακτινοβολία: Το σύστημα των αγωγών μέσα από τους οποίους κυκλοφορεί το εργαζόμενο ρευστό αποτελείται από πολλούς παράλληλους κατακόρυφους αυλούς μικρής σχετικά διαμέτρου που ο ένας δίπλα στον άλλον συνδέονται μεταξύ τους με μεταλλικά φύλλα έτσι ώστε να σχηματίζεται το κλειστό κέλυφος του λέβητα σε μορφή μεμβράνης. Οι ίδιοι αυλοί στα άνω μέρος οριζοντιώνονται και σχηματίζουν την οροφή του λέβητα. Οι αυλοί στα άνω και κάτω άκρα καταλήγουν σε κοινούς αγωγούς μεγαλύτερων διαστάσεων. Ο πάνω κοινός αγωγός συνδέεται με τους αγωγούς συνδέσεως με το άνω θερμοδοχείο του λέβητα.

Πυρίμαχη μόνωση (Refractory) οι λέβητες έχουν μόνο στο εμπρόσθιο τμήμα (γύρω από τους καυστήρες) και στο δάπεδο τους (πυρότουβλα). Ο υπόλοιπος λέβητας (μεμβράνη των αυλών) μονώνεται μόνο εξωτερικά με μονωτικό υλικό (πετροβάμβακα).

Οι αυλοί όπως αναφέρθηκε είναι σταθερά συνδεδεμένοι μεταξύ των δύο κοινών αγωγών (άνω και κάτω). Υποστηρίγματα και οδηγοί δεν υπάρχουν. Το όλο κέλυφος του λέβητα στηρίζεται σε σιδηρένιους δίσκους οι οποίοι αποτελούν τη βάση του λέβητα.

3) Σύστημα μετάδοσης θερμότητας με μεταφορά : Το σύστημα μετάδοσης θερμότητας με μεταφορά περιλαμβάνει 4 μέρη:

Ζώνη μεταφοράς: Αποτελείται από κατακόρυφους αυλούς που καταλήγουν στο άνω και κάτω μέρος τους στους κοινούς αγωγούς των αυλών του λέβητα. Αντιμετωπίζουν τα θερμά καυσαέρια που εξέρχονται από τον υπερθερμαντήρα. Ο κάτω θερμοθάλαμος περιέχει νερό και για το λόγο αυτό ονομάζεται υδροθάλαμος. Στον επάνω θερμοθάλαμο υπάρχει σε ισορροπία νερό και ατμός για τον λόγο αυτό ονομάζεται ατμοδροθάλαμος (άνω μπουγέλα). Σε άλλους τύπους λεβήτων υπάρχουν τρεις θερμοθάλαμοι.

Υπερθερμαντήρας (superheater): Αποτελείται από οριζόντιους αυλούς. Οι αυλοί αυτοί έρχονται σε επαφή με τα θερμά καυσαέρια στη μέγιστη θερμοκρασία τους αμέσως μετά το χώρο ακτινοβολίας. Ο χώρος αυτός βρίσκεται ακριβώς πλάι στο χώρο ακτινοβολίας.

Οικονομητήρας (economizer): Αποτελείται από συστοιχίες αυλών η μια πάνω από την άλλη. Κάθε συστοιχία αποτελείται από αυλούς εξωτερικής διαμέτρου που ενώνονται μεταξύ τους εν σειρά.

Οι αυλοί αυτοί έρχονται σε επαφή με τα καυσαέρια πριν εξέλθουν στην ατμόσφαιρα μέσω της καπνοδόχου. Πρέπει να τονισθεί ότι στους λέβητες κανένας αυλός σ' οποιοδήποτε μέρος της ζώνης μεταφοράς δεν έχει εκτεταμένες επιφάνειες. Σε άλλους τύπους λεβήτων χρησιμοποιούνται οικονομητήρες διαφορετικών μορφών. Ο σχεδιασμός των οικονομητήρων γίνεται έτσι ώστε να απορροφούν το σύνολο της θερμότητας των καπναερίων μεγιστοποιώντας το ενεργειακό όφελος.

Προθερμαντήρας τροφοδοτικού νερού (preheater): Το νερό τροφοδοσίας πριν την είσοδο του στον λέβητα προθερμαίνεται σε έναν εναλλάκτη θερμότητας ο οποίος ονομάζεται προθερμαντήρας νερού τροφοδοσίας. Ουσιαστικά χρησιμοποιείται για τον ίδιο λόγο με τον οικονομητήρα.

Η διαφορά είναι ότι στον οικονομητήρα η προθέρμανση του τροφοδοτικού νερού γίνεται από τα θερμά αέρια (καυσαέρια) του λέβητα, ενώ στον προθερμαντήρα η προθέρμανση γίνεται με άλλο μέσο συνήθως με θερμό νερό που προέρχεται από κύκλωμα ψύξης άλλων μηχανών ή με τις εξατμίσεις βοηθητικών μηχανημάτων.

Επίσης είναι δυνατό η προθέρμανση να γίνεται με ατμό του οποίου θέλουμε να μειωθεί η θερμοκρασία. Η θέση του προθερμαντήρα διαφέρει ανάλογα με την μορφή του λέβητα.

4)Σύστημα διαθέσεως αερίων καύσης: Τα καυσαέρια διατίθενται στην ατμόσφαιρα μέσω της καπνοδόχου και των αγωγών καπναερίων.

Συνήθως υπάρχει εσωτερικός καπναγωγός του λέβητα που συνδέει τον λέβητα με τον οικονομητήρα (economizer).

Το damper που βρίσκεται στην έξοδο του λέβητα έχει μόνο δύο θέσεις, ανοικτό - κλειστό.

Η ρύθμιση της πίεσης του λέβητα (πρόκειται για βεβιασμένο ελκυσμό) γίνεται με το Damper εισόδου αέρα που βρίσκεται προ των καυστήρων.

5)Συστήματα που επιτρέπουν την καλή λειτουργία: Οι ατμολέβητες διαθέτουν, θυρίδες παρατηρήσεως (πλησίον των καυστήρων), ανθρωποθυρίδες, σημεία δειγματοληψίας καπναερίων, θερμομέτρα νερού - ατμού, θερμομέτρα καπναερίων, σκάλες - πλατφόρμες, μανόμετρα, αυτόματα συστήματα ρυθμίσεως καυσίμου και αέρος, αναλογίας αέρα προς καύσιμο,στάθμης τυμπάνου ατμού, πίεσεως και θερμοκρασίας ατμού, εκκαπνιστές στον economizer, αυτόματο σύστημα έναυσης λέβητα, σύστημα δειγματοληψίας νερού στρατσώνας (blow down).

6)Συστήματα που αυξάνουν την ασφάλεια (explosion doors): Είναι θυρίδες που έχουν σχεδιαστεί για να ανακουφίζουν το εσωτερικό του λέβητα από υπερπίεση σε περίπτωση έκρηξης (flame detectors) το σύστημα που διακόπτει αυτόματα την παροχή καυσίμου στο λέβητα όταν σβήσει ο καυστήρας τις ασφαλιστικές δικλείδες ατμού (ασφαλιστικά) και τα αυτόματα συστήματα ασφάλειας.

Ο λέβητας σταματάει αυτόματα, κλείνουν οι βάνες παροχής καυσίμου όταν έχουμε:

- Χαμηλή πίεση καυσίμου- απώλεια φλόγας καυστήρα.
- Κλείσιμο του Damper εξόδου.
- Χαμηλή πίεση ατμού διασποράς .
- Χαμηλή στάθμη θερμοδοχείου.
- Χαμηλή πίεση αέρα καύσης .

2.3.4 Βελτίωση απόδοσης ατμολέβητα

Η θερμική ενέργεια που περιέχεται στα καύσιμα θα πρέπει να αξιοποιείται όσο πιο αποδοτικά γίνεται. Επομένως όταν η ενέργεια προέρχεται άμεσα από την καύση υγρού ή αερίου ή στερεού καυσίμου υλικού για την κάλυψη των ενεργειακών αναγκών μιας φυσικής διεργασίας ή μιας εγκατάστασης, θα πρέπει να επιτυγχάνονται καύσεις υψηλής αποδοτικότητας μέσω της αξιοποίησης όσο το δυνατόν καλύτερα της θερμικής ενέργειας που περιέχεται στα καυσαέρια.

2.3.5 Διαδρομή ατμού - νερού στο λέβητα

Η διαδρομή του νερού-ατμού στο λέβητα γίνεται με δύο τρόπους: είτε με τη φυσική κυκλοφορία, είτε με τη βεβιασμένη κυκλοφορία.

1) Με φυσική κυκλοφορία νερού μέσα στον ατμολέβητα η κίνηση του νερού και του μίγματος νερού - ατμού γίνεται μέσα από τους αυλούς του λέβητα, και οφείλεται στη διαφορά της πυκνότητας του νερού λόγω της διαφοράς της θερμοκρασίας του.

2) Με βεβιασμένη κυκλοφορία, που λέγεται και αναγκαστική ή τεχνητή κυκλοφορία είναι ανεξάρτητη από τη διαφορά πυκνότητας και θερμοκρασίας του νερού. Αυτή επιτυγχάνεται με τη βοήθεια ιδιαίτερης αντλίας κυκλοφορίας που καταθλίβει το νερό υπό μεγαλύτερη πίεση. Έτσι η βεβιασμένη κυκλοφορία διακρίνεται επιμέρους σε "ελεγχόμενη ανακυκλοφορία" και σε "εφάπαξ βεβιασμένη κυκλοφορία". Στην πρώτη η ποσότητα του παρεχόμενου νερού στον ατμολέβητα είναι περισσότερη από την εξαμιζόμενη με συνέπεια να επέρχεται ανακυκλοφορία. Στη δεύτερη η πλεονάζουσα ποσότητα νερού είναι ελάχιστη ή μηδενική, και αν υπάρξει πλεονάζουσα αυτή ποσότητα αφαιρείται. Οι ατμολέβητες εφάπαξ κυκλοφορίας λέγονται με τον διεθνή όρο "flash boilers", δηλαδή λέβητες ακαριαίας εξάτμισης. Γενικά η βεβιασμένη κυκλοφορία νερού εφαρμόζεται κυρίως σε λέβητες ή ατμογεννήτριες υψηλής πίεσης.

2.4 ΔΙΑΦΟΡΕΣ ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ ΑΤΜΟΥ

Η παραγωγή ατμού είναι μια από τις πρώτες σημαντικότερες τεχνολογικές ανακαλύψεις του ανθρώπου που άλλαξε κυριολεκτικά τον ρου της ιστορίας και της ανάπτυξης στον κόσμο. Δεν πρέπει να μας διαφεύγει η πραγματική επανάσταση που έφερε στη ναυσιπλοοΐα και τις μεταφορές η ατμοκίνηση των πλοίων κατά τον 19ο αιώνα η οποία οδήγησε σταδιακά στην περαιτέρω εξέλιξη με την ανακάλυψη των μηχανών εσωτερικής καύσεως και των μηχανών παραγωγής, ηλεκτρικής ενέργειας. Είναι αδύνατο να παραθέσουμε όλες τις διαφορετικές χρήσεις που μπορεί να έχει ο ατμός για το απλούστατο λόγο ότι αυτές είναι απεριόριστες τόσο στον βιομηχανικό τομέα όσο και στην καθημερινή ζωή του ανθρώπου. Θα προσπαθήσουμε να αναφέρουμε τις κυριότερες από αυτές που κυρίως καλύπτουν λειτουργικές ανάγκες στην βαριά χημική βιομηχανία (Διυλιστήρια – Πετροχημικά) που απαιτεί μεγάλες ποσότητες ατμού διαφορετικής ποιότητας, για τον λόγο ότι οι παραγωγικές διαδικασίες τους είναι διαφορετικές η μια από την άλλη, όπως:

- Διαδικασίες απόσταξης και κλασματικής απόσταξης.
- Διαδικασίες ξήρανσης.
- Διαδικασίες χημικών αντιδράσεων.
- Κίνηση συμπιεστών μέσω αμοστρόβιλων.

Στην διύλιση αργού πετρελαίου χρησιμοποιείται:

Ατμός απογυμνώσεως (stripping steam) στους πύργους κλασματικής απόσταξης υπό ατμοσφαιρική πίεση και υπό κενό, με σκοπό την ελάττωση της μερικής πίεσης των υδρογονανθράκων και κατ'επέκταση την ελάττωση των θερμοκρασιών βρασμού των κλασμάτων και την απόσταξη τους σε χαμηλότερες θερμοκρασίες.

Στις μονάδες αφαλάτωσης (θαλασσινού νερού) η λειτουργία των οποίων στηρίζεται στις αρχές της πολιοσταδιακής εκτόνωσης σε εξαμισιήρες με ατμό (χαμηλής πίεσης).

Στην διεργασία εξαερίωσης στερεών καυσίμων (κωκ) ή υπολειμμάτων απόσταξης αργού πετρελαίου με σκοπό την παραγωγή αερίου σύνθεσης (CO_2 και H_2) που λαμβάνει χώρα μέσω αντιδράσεων με οξυγόνο και ατμό (IGCC).

Στην θέρμανση για την διατήρηση της θερμοκρασίας διακινουμένων ή αποθηκευμένων βαρέων προϊόντων διύλισης αργού πετρελαίου (δίκτυα, δεξαμενές μαζούτ, ορυκτέλαια, πίσσα κ.λπ.)

Στην παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας σαν εργαζόμενο μέσο στους αμοστρόβιλους.

Στις αδρανοποιήσεις εξοπλισμού εύφλεκτων υλικών για ασφαλή επισκεψιμότητα με σκοπό την επιθεώρηση του εξοπλισμού – εργασίες συντήρησης.

Στην επισκεψιμότητα προσωπικού σε συντηρήσεις εξοπλισμού διυλιστηρίων.

3. ΒΙΟΜΗΧΑΝΙΚΟΣ ΕΞΟΠΛΙΣΜΟΣ

3.1 ΑΤΜΟΠΑΓΙΔΕΣ

Οι ατμοπαγίδες είναι βαλβίδες που αυτόματα αποβάλλουν το συμπύκνωμα σε συστήματα ατμού αλλά διατηρούν τον ατμό. Τοποθετούνται σε δίκτυα ατμού με σκοπό να συγκρατούν τον ατμό τόσο ώστε να εξασφαλιστεί ότι όλη περιεχόμενη σε αυτόν θερμότητα αξιοποιήθηκε. Η μη σωστή λειτουργία των ατμοπαγίδων επιτρέπει στον ατμό να περνάει χωρίς να επιτυγχάνεται πλήρης εκμετάλλευση της περιεχόμενης σ' αυτόν θερμότητα, με αποτέλεσμα να αυξάνει η κατανάλωση ατμού.

Στο Σχ. 3.1 παρουσιάζονται διάφοροι τύποι ατμοπαγίδων βιομηχανικού τύπου που χρησιμοποιούνται στα διυλιστήρια πετρελαίου.



Σχήμα 3.1: Ατμοπαγίδες ανεστραμμένου κάδου, θερμοδυναμικές και διμεταλλικές αντίστοιχα.

3.1.1 Διάκριση ατμοπαγίδων

Η διάκριση των ατμοπαγίδων γίνεται μεταξύ δύο ομαδοποιημένων κατηγοριών.

Υπάρχουν ατμοπαγίδες που μεταφέρουν συνεχώς το συμπύκνωμα χωρίς καθυστέρηση σύμφωνα με την αρχή του πλωτήρα. Όσο το υγρό ρέει μέσα στο κέλυφος της ατμοπαγίδας η μπάλα επιπλέει, η βαλβίδα ανοίγει και το συμπύκνωμα μπορεί να απομακρυνθεί, ο δε ατμός που εισέρχεται στην ατμοπαγίδα διατηρείται και δεν εξέρχεται από αυτή.

Υπάρχουν και ατμοπαγίδες που στηρίζουν τη λειτουργία τους στην πτώση της θερμοκρασίας κατά την υγροποίηση του κορεσμένου ατμού.

3.1.2 Κατηγορίες ατμοπαγίδων

Οι ατμοπαγίδες διακρίνονται στις εξής κατηγορίες:

Θερμοστατικές ατμοπαγίδες με ανοξείδωτο διμεταλλικό ρυθμιστικό: Η αποβολή του συμπυκνώματος ελέγχεται από την ατμοπαγίδα σαν συνάρτηση της πίεσης και της θερμοκρασίας. Η ατμοπαγίδα ανοίγει αφού περάσει την καμπύλη κορεσμού και κλείνει αμέσως μόλις φτάσει στην θερμοκρασία κορεσμού.

Θερμοστατικές ατμοπαγίδες με ρυθμιστικό μεμβράνης: Η αποβολή των συμπυκνωμάτων ελέγχεται από το ρυθμιστικό μεμβράνης, ένα θερμοστάτη διαστολής ατμού, ως συνάρτηση της θερμοκρασίας. Τα χαρακτηριστικά της ατμοπαγίδας ακολουθούν πιστά την καμπύλη κορεσμού και δίνει την πιο ακριβή λειτουργία από όλους τους τύπους θερμοστατικών ατμοπαγίδων. Χάρης στην ευαίσθητη ανταπόκριση και τη στιγμιαία αντίδραση σε αλλαγές της θερμοκρασίας οι ατμοπαγίδες τύπου μεμβράνης είναι κατάλληλες για εναλλάκτες στους οποίους ακόμα και η ελάχιστη συσσώρευση συμπυκνωμάτων θα ήταν μη επιτρεπτή.

Ατμοπαγίδες πλωτήρας: Η αποβολή των συμπυκνωμάτων ελέγχεται άμεσα από την θέση του πλωτήρα σαν συνάρτηση της παραγόμενης ποσότητας συμπυκνωμάτων. Τα συμπυκνώματα έτσι αποβάλλονται αμέσως μόλις δημιουργούνται. Η λειτουργία της ατμοπαγίδας παραμένει ανεπηρέαστη από την θερμοκρασία του συμπυκνώματος, την πίεση στην έξοδο και τις αυξομειώσεις της πίεσης. Είναι ιδανικές για εγκαταστάσεις που η λειτουργία τους ελέγχεται από την ποιότητα του ατμού, για θέρμανση με μεγάλες αυξομειώσεις πίεσης και ποσότητας συμπυκνωμάτων. Εάν ο ατμός είναι σχετικά υγρός, είναι απαραίτητη η χρήση της ατμοπαγίδας στους κεντρικούς αγωγούς ατμού. Οι ατμοπαγίδες πλωτήρας είναι οι μόνες κατάλληλες για την απομάκρυνση συμπυκνωμάτων από τον αέρα, αέρια, καθώς και άλλα χημικά συμπυκνώματα που ακολουθούν διαφορετική καμπύλη κορεσμού από το νερό.

Ατμοπαγίδες ανεστραμμένου κάδου : Ο τύπος έχει σχεδιαστεί για μικρές και μεσαίες μεγέθους ποσότητες συμπυκνωμάτων. Η αποβολή των συμπυκνωμάτων ελέγχεται από την βαλβίδα κάδου. Ανάλογα με την ποσότητα του αερίου συμπυκνώματος στον κάδο, ο κάδος βρίσκεται είτε στην άνω κλειστή θέση (όταν υπάρχει μεγάλο ποσοστό ατμού - αερίου η άνωση του κάδου υπερσχύει) είτε στην κάτω ανοικτή θέση (όταν υπάρχει σε μεγάλο ποσοστό συμπυκνώματος - υγρού η βαρύτητα υπερσχύει). Η αποβολή του συμπυκνώματος είναι σποραδική εκτός όταν η ποσότητα συμπυκνωμάτων είναι πολύ μικρή. Η ποσότητα του αερίου - ατμού μέσα στο κάδο θα πρέπει να διαφύγει μέσω της οπής εξαερισμού η οποία είναι επίσης και η έξοδος για τον ατμό ελέγχου. Η ικανότητα εξαερισμού εξαρτάται από την αποστράγγιση δικτύων κορεσμένου ατμού χωρίς συσσώρευση συμπυκνωμάτων και για μικρούς εναλλάκτες θερμότητας. Υπάρχουν όμως μικρές απώλειες ζωντανού ατμού λόγω της ποσότητας του ατμού ελέγχου και του αυτόματου εξαεριστικού.

Θερμοστατικές ατμοπαγίδες ελεγχόμενες από πιλότο για μεγάλες ποσότητες συμπυκνωμάτων: Η μονάδα ελέγχου αποτελείται από ένα θερμοστατικό πιλότο με ρυθμιστικά μεμβράνης και μια κύρια βαλβίδα η οποία ελέγχεται από τον θερμοστατικό πιλότο με ρυθμιστικά μεμβράνης και μια κύρια βαλβίδα η οποία

ελέγχεται από τον θερμοστατικό πιλότο. Η ρυθμιστική ικανότητα των ατμοπαγίδων τύπου πιλότου είναι παρόμοια με τον τύπο μεμβράνης στις οποίες η βαλβίδα ελέγχεται άμεσα από το ρυθμιστικό μεμβράνης.

Θερμοδυναμικές ατμοπαγίδες με στόμιο πολλαπλού σταδίου και ακτινωτού σταδίου:
Η κατάσταση του συμπυκνώματος στο στόμιο εισόδου της ατμοπαγίδας (μόνο κρύο συμπύκνωμα ή και συμπύκνωμα και ατμός απομόνωσης) είναι εκείνη που ελέγχει την ποσότητα του συμπυκνώματος που θα απορριφθεί. Οι ατμοπαγίδες μπορούν έτσι να χρησιμοποιηθούν χωρίς μηχανική ρύθμιση ακόμα κι αν οι συνθήκες λειτουργίας μεταβάλλονται. Οι ατμοπαγίδες με στόμιο σταδίου και χειροκίνητη λειτουργία χρησιμοποιούνται για μεγάλες ποσότητες συμπυκνωμάτων με σχετικά σταθερή παροχή.

3.2 ΑΤΜΟΦΡΑΚΤΕΣ

Εάν πρέπει να απομονωθεί η ροή του ατμού και του συμπυκνώματος τότε χρησιμοποιούνται οι λεγόμενοι ατμοφράκτες που συνήθως κατασκευάζονται με ειδικές σχεδιαστικές λύσεις. Οι ατμοφράκτες είναι βαλβίδες διακοπής παροχής ατμού και βρίσκονται στο υψηλότερο σημείο του ατμοθαλάμου και συνδεονται με τον σωλήνα απαγωγής ατμού.

Στο Σχ. 3.2 παρουσιάζονται ατμοφράκτες διαφόρων ειδών βιομηχανικού τύπου που χρησιμοποιούνται και στα διυλιστήρια πετρελαίου.



Σχήμα 3.2: Ατμοφράκτες διαφόρων τύπων βιομηχανικού τύπου.

Οι ατμοφράκτες σε κάθε λέβητα είναι τρεις:

1. Ο κύριος ατμοφράκτης που παρέχει ατμό στην κύρια ατμαγωγό σωλήνωση (προς την κύρια μηχανή).
2. Ο βοηθητικός ατμοφράκτης που διοχετεύει στην δευτερεύουσα βοηθητική ατμαγωγό σωλήνωση (προς βοηθητικές μηχανές).

3. Ο τοπικός ατμοφράκτης που διοχετεύει ατμό στις μηχανές λεβητοστασίου.

3.3 ΜΕΙΩΤΕΣ ΠΙΕΣΗΣ

Οι μειωτές πίεσης είναι ειδικές αυτόματες βαλβίδες που προκαλούν σταθερή πίεση εξόδου P_{out} , αν η πίεση P_{in} εισόδου είναι μεγαλύτερη από την P_{out} . Οι ρυθμιστές πίεσης συνήθως λειτουργούν χωρίς συμπληρωματική ενέργεια και η λειτουργία τους βασίζεται στο μέσο. Σκοπός τους είναι να μειώσουν την εισερχόμενη πίεση. Ένας μειωτής πίεσης εξασφαλίζει σταθερή πίεση λειτουργίας σ'ένα σύστημα που λειτουργεί σε χαμηλότερη πίεση από το σύστημα παροχής μεγαλύτερης πίεσης. Συνήθως ρυθμίζονται σε μια επιθυμητή πίεση λειτουργίας του ρευστού μέσα στα όρια σχεδιασμού τους.

Στο Σχ. 3.3 αριστερά φαίνεται μειωτής πίεσης νερού και δεξιά μειωτής πίεσης αέρα τύπου βιομηχανικού που χρησιμοποιούνται στα διυλιστήρια πετρελαίου.



Σχήμα 3.3: Μειωτής πίεσης νερού και ατμού - αέρα αντίστοιχα.

Από τη στιγμή που ρυθμίζεται να εξασφαλίζει μια συγκεκριμένη πίεση στην έξοδο της βάνας, η πίεση αυτή διατηρείται ανεξάρτητα..

- α) της αυξομείωσης της πίεσης εισόδου με όριο προς τα κάτω την πίεση ρύθμισης.
- β) της αύξησης παροχών ρευστού υπό την προϋπόθεση ότι οι αυξομειώσεις αυτές είναι στα όρια σχεδιασμού του μειωτή πίεσης.

Στο σχεδιασμό των μειωτών πίεσης υπολογίζεται η πίεση στην έξοδο του μειωτή, η οποία δεν πρέπει να είναι μικρότερη από το όριο ατμοποίησης του ρευστού (Vapor Pressure του ρευστού) για να αποφύγουμε το φαινόμενο της σπηλαιώσης. Κάθε μειωτής πίεσης χαρακτηρίζεται από ένα παράγοντα ροής C_v , που εκφράζει την

σχέση μεταξύ παροχής ρευστού και της πτώσης πίεσης. Ο παράγων ροής C_v , είναι η παροχή ρευστού - νερού σε m^3/h στην θερμοκρασία των $15,5\text{ }^\circ\text{C}$ και πτώση πίεσης 1 bar σε συνθήκη 100% ανοικτής βάνας. Η μέγιστη παροχή επιτυγχάνεται σε συνθήκες κρίσιμης πτώσης πίεσης δηλαδή όταν η πίεση P_2 στην έξοδο του μειωτή με την πίεση P_1 στην είσοδο συνδέεται με την Σχ. $P_2 = 0,58 \cdot P_1$.

3.4 ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ (HEAT EXCHANGERS)

Ο εναλλάκτης θερμότητας είναι μια διάταξη που επιτρέπει την μεταφορά θερμότητας από ένα ρεύμα θερμού ρευστού (υγρού ή αερίου) σε ένα ρεύμα ψυχρού ρευστού χωρίς όμως να γίνεται ανάμειξη των δύο ρευστών. Σ'ένα εναλλάκτη θερμότητας η μεταφορά θερμότητας πραγματοποιείται με συναγωγή δια μέσου των ρευστών και με αγωγή διαμέσου των τοιχωμάτων που χωρίζουν τα δύο ρευστά. Στην ανάλυση των εναλλακτών θερμότητας προτιμάται η χρήση ενός συντελεστή ολικής μεταφοράς U ο οποίος περιλαμβάνει όλες τις επιδράσεις στη μεταφορά θερμότητας. Ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας μεταξύ του θερμότερου και του ψυχρότερου ρευστού, σ'ένα σημείο του εναλλάκτη καθορίζεται από την θερμοκρασιακή διαφορά σ'αυτό το σημείο που κατά μήκος του εναλλάκτη δεν είναι σταθερή αλλά μεταβαλλόμενη, από τις φυσικές ιδιότητες των ρευστών και από την επιφάνεια εναλλαγής της θερμότητας που χωρίζει τα δύο ρευστά. Στην μελέτη των εναλλακτών θερμότητας προτιμάται η χρήση της λογαριθμικής μέσης θερμοκρασιακής διαφοράς (LMTD) η οποία είναι μια ισοδύναμη μέση θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ των δύο ρευστών για ολόκληρο τον εναλλάκτη. Η μελέτη των εναλλακτών θερμότητας περιλαμβάνει και τους υπολογισμούς της πτώσης πίεσης για οικονομικούς λόγους.

3.4.1 Τύποι εναλλακτών θερμότητας

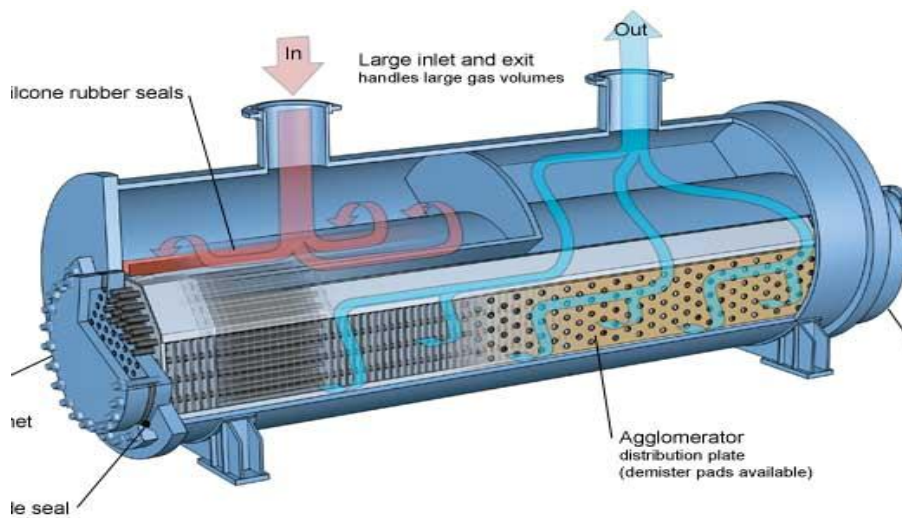
Σε κάθε διαφορετική εφαρμογή μεταφοράς θερμότητας απαιτείται διαφορετικό είδος μηχανικού εξοπλισμού και διαφορετικές συνδεσμολογίες του εξοπλισμού μεταφοράς θερμότητας. Αυτό οδηγεί σε έναν αριθμό διαφορετικών τύπων εναλλακτών με σκοπό να ικανοποιήσουν τις απαιτήσεις μεταφοράς θερμότητας σε συνδυασμό με τους εκάστοτε περιορισμούς.

Ο βασικός κανόνας για την κατεύθυνση της ροής των ρευστών σε όλους τους εναλλάκτες είναι ότι το ρευστό που θερμαίνεται θα ρέει προς τα επάνω και το ρευστό που ψύχεται θα ρέει προς τα κάτω. Υπάρχουν ορισμένοι βασικοί τύποι εναλλακτών και πάνω σε αυτούς γίνονται διάφορες αλλαγές ώστε να προσαρμοστούν στις ανάλογες περιπτώσεις και αυτό γιατί τα διαφορά υγρά έχουν διάφορες φυσικοχημικές σταθερές όπως ιξώδες, ταχύτητα μετάδοσης θερμότητας κ.λ.π.

Η ροή του ενός ρευστού (αέρας) μπορεί να είναι κάθετη ως προς την διεύθυνση της ροής του άλλου όπως (γίνεται στα αερόψυκτα). Για βελτιστοποίηση της απόδοσης όμως οι δύο ροές πρέπει να έχουν αντίθετες διευθύνσεις (δηλαδή τα δύο ρευστά πρέπει να ρέουν με αντίθετη φορά). Στην περίπτωση εναλλάκτη με κέλυφος και

αυλούς, που είναι η πιο συνηθισμένη περίπτωση στην βιομηχανία, αυτό σημαίνει ότι εάν για παράδειγμα το ρευστό εισέρχεται στο κέλυφος από κάτω και εξέρχεται από πάνω το άλλο ρευστό θα εισέρθει στους αυλούς από πάνω και θα εξέλθει από κάτω.

Στο Σχ. 3.4 φαίνεται η πορεία κατά την είσοδο και έξοδο του θερμού και του ψυχρού ρευστού αντίστοιχα, τα διαφράγματα για να αυξάνουν τον χρόνο παραμονής του ρευστού και οι αυλοί του εναλλάκτη.



Σχήμα 3.4: Αντίθετη ροή ρευστών σε εναλλάκτη με κέλυφος και αυλούς.

Σήμερα στα Διυλιστήρια και γενικά στις χημικές βιομηχανίες χρησιμοποιούνται τρεις βασικοί τύποι :

1. Οι εναλλάκτες κελύφους - σωλήνων (shell and tubes).
2. Οι εναλλάκτες διπλού σωλήνα (double pipe).
3. Οι αερόψυκτοι εναλλάκτες.

Οι εναλλάκτες διπλού σωλήνα ανάλογα με το είδος της ροής του ψυχρού και θερμού ρευστού διακρίνονται σε :

- Εναλλάκτες παράλληλης ροής (ομοροής).
- Εναλλάκτες αντιροής.

3.4.2 Βασικά μέρη εναλλακτών

Η βασική μορφή ενός εναλλάκτη αποτελείται από τα εξής κυρίως μέρη :

Κέλυφος (shell): Είναι ο εξωτερικός κύλινδρος κατασκευασμένος ανάλογα με τις απαιτήσεις από διάφορα μέταλλα ή κράματα. Το συνηθέστερο χρησιμοποιούμενο μέταλλο είναι το ασάλι (carbon steel).

Στο παρακάτω Σχ. 3.5 φαίνεται το κέλυφος ενός βιομηχανικού εναλλάκτη θερμότητας.



Σχήμα 3.5: Κέλυφος εναλλάκτη θερμότητας.

Αυλοί (tubes): Είναι το πλέγμα των αυλών που βρίσκεται στο εσωτερικό του κελύφους.

Στο Σχ. 3.6 διακρίνονται η δέσμη των σωλήνων ενός εναλλάκτη χωρίς το κέλυφος του, (όπου όλη η δέσμη τοποθετείται μέσα στο κέλυφος του εναλλάκτη) καθώς, ο καθρέπτης και οι αυλοί, τα μετωπικά ελάσματα και τα διαφράγματα.



Σχήμα 3.6: Δέσμη σωλήνων (αυλοί) εναλλάκτη.

Διαφράγματα (baffles): Μεταλλικά ελάσματα εγκατεστημένα εγκάρσια ή κατά μήκος του κελύφους για την αλλαγή πορείας και ανάδευση των υγρών όπως επίσης και για στηρίγματα των αυλών. Είναι το μέρος του εναλλάκτη μαζί με τη δέσμη των αυλών που παθαίνει τις μεγαλύτερες διαβρώσεις. Υπάρχουν διάφοροι τύποι διαφραγμάτων όπως:

Τμηματικά διαφράγματα (segmental baffles): Χαρακτηρίζονται από τη σχέση της ελεύθερης επιφάνειας ως προς όλη την επιφάνεια. Δεν είναι κατάλληλοι για οριζόντιους συμπυκνωτές γιατί μαζεύουν ακαθαρσίες. Διάτρητα διαφράγματα (orifice baffles): Διευκολύνουν πολύ την ανάδευση του υλικού και μπορεί να έχουν άνοιγμα στρογγυλό ή τετράγωνο.

Διαφράγματα προσκρούσεως (impingement baffles): Χρησιμοποιούνται για να προστατεύουν τους σωλήνες από την ορμή του υγρού, όταν μπαίνει μέσα στο κέλυφος από τα ακροφύσια, ειδικότερα δε αν το υγρό περιέχει συμπυκνώματα, ή υλικά που προσβάλλουν μηχανικά τους αυλούς.

Σύνδεσμοι απορροφήσεως θερμικών διαστολών και συστολών (expansion joints) ή απλά **δακτύλιοι διαστολής**.

Μετωπικά ελάσματα (tube sheets): Είναι κυκλικοί δίσκοι (καθρέπτες) προσαρμοσμένοι στα δύο άκρα του κελύφους. Έχουν τρύπες συμμετρικά ανοιγμένες μέσα από τις οποίες περνούν και στηρίζονται οι αυλοί. Το στήριγμα των αυλών γίνεται με κόλλημα ή εκτόνωση.

Καπάκια του κελύφους (sheet cover): Κλείνουν το ένα ή και τα δύο (ανάλογα του τύπου του κελύφους) ανοικτά μέρη του κελύφους.

Ακροφύσια (nozzles) εισαγωγής - εξαγωγής υγρών.

Σημεία αποστράγγισης του κελύφους (drain connection): Θάλαμοι εισαγωγής-εξαγωγής (Channels).

3.4.3 Κατηγορίες εναλλακτών

Ανάλογα με τη χρήση τους οι εναλλάκτες διακρίνονται στις παρακάτω κατηγορίες:

Καταψύκτες (chillers): Παγώνουν υγρά ή αέρια σε θερμοκρασία κατώτερη από εκείνη που μπορούμε να φτάσουμε με νερό. Σαν ψυκτικό μέσο χρησιμοποιείται προπάνιο, φρέον ή αμμωνία.

Συμπυκνωτές (condensers): Υγροτοποιούν ατμό ή μίγμα ατμών, ή χωρίζουν μίγματα αερίων με διαφορετικό σημείο βρασμού.

Ψύκτες (coolers): Χρησιμοποιούν νερό για την ψύξη αερίων ή υγρών σε θερμοκρασία περιβάλλοντος.

Εναλλάκτες (exchangers): Κάνουν διπλή εργασία σε μια μόνο φάση. Ψύχουν ένα υγρό στην επιθυμητή θερμοκρασία. Για την ψύξη χρησιμοποιούν υγρό που πρέπει να θερμανθεί.

Θερμαντήρες (heaters): Προσφέρουν θερμότητα που παίρνουν από την υγροποίηση ατμών.

Αναβραστήρες (reboilers): Είναι εγκατεστημένοι στον πυθμένα δοχείων ή πύργων αποστάξεως για τον κλασματικό διαχωρισμό.

Ατμογεννήτριες (steam generators): Παράγουν ατμό συνήθως με τη θερμότητα προϊόντων πυθμένος αποστακτικών στηλών.

Υπερθερμαντήρες (superheaters): Θερμαίνουν ατμό πάνω από τη θερμοκρασία κορεσμού.

3.5 ΑΝΤΛΙΕΣ

Αντλίες είναι μηχανισμοί με τους οποίους γίνεται η διακίνηση των ρευστών και κυρίως των υγρών. Η διακίνηση επιτυγχάνεται προσδίδοντας ενέργεια στο ρευστό με την αντλία. Ανάλογα με τον τρόπο με τον οποίο προσδίδεται η ενέργεια οι αντλίες χωρίζονται σε δύο βασικές κατηγορίες, τις αντλίες δυναμικού τύπου οι οποίες με τη σειρά τους περιλαμβάνουν τις φυγοκεντρικές αντλίες και των ειδικών τύπων και τις αντλίες εκτοπίσεως οι οποίες περιλαμβάνουν τις παλινδρομικές και τις περιστροφικές .



Σχήμα 3.7: Εξωτερική μορφή αντλίας με τον κινητήρα και την βάση της.

3.5.1 Αρχή λειτουργίας αντλιών

Στις λεγόμενες αντλίες εκτοπίσεως το ρευστό αναγκάζεται σε κίνηση με απευθείας μηχανική δράση κάποιου μηχανισμού (π.χ. έμβολο) και επιτυγχάνεται σταθερή

παροχή όγκου. Στου δυναμικού τύπου αντλίες τα πτερύγια του ρότορα (πτερωτή) μεταβάλουν το πεδίο ροής προσδίδοντας περιστροφή στο υγρό. Κατόπιν η αυξημένη δυναμική πίεση μετατρέπεται σε στατική πίεση στο στάτορα. Κατάλληλη γεωμετρία και σχεδίαση των πτερυγίων του ρότορα και στάτορα είναι αναγκαία για την επίτευξη αποδεκτής υδροδυναμικής απόδοσης κατά τη λειτουργία της αντλίας, ανάλογα με τη περιοχή παροχών και πιέσεων για την οποία προορίζεται. Οι αντλίες δημιουργούν ροή (παροχή) του υγρού και λόγω της αντίστασης ροής δημιουργείται η πίεση.

3.5.2 Βασικά μέρη αντλίας

Τα κυριότερα μέρη μιας απλής αντλίας είναι τα ακόλουθα:

Η φτερωτή (Impeller): Με την περιστροφή της επιτυγχάνεται η αύξηση της ταχύτητας του υγρού δια της φυγόκεντρης δύναμης. Ανάλογα με την εφαρμογή υπάρχουν διάφοροι τύποι φτερωτών ανοικτού και κλειστού τύπου.

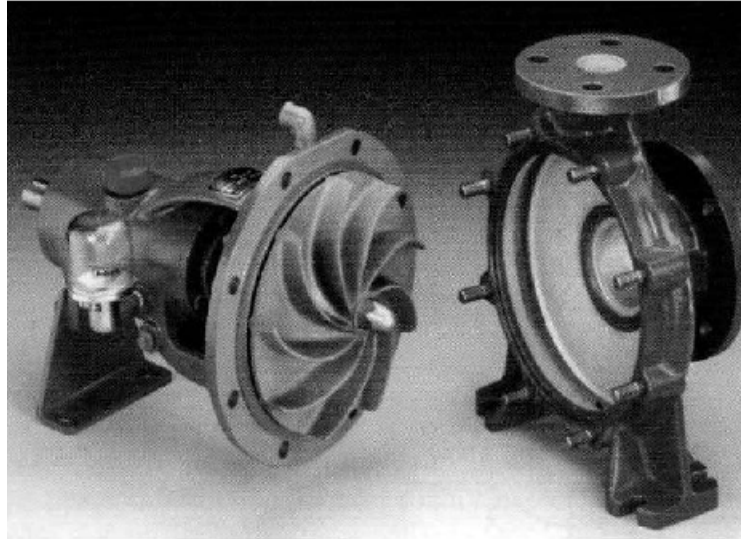


Σχήμα 3.8: Φτερωτή αντλίας (impeller) ανοικτού τύπου στα αριστερά και κλειστού τύπου στα δεξιά .

Το κέλυφος: Έχει τριπλό σκοπό.

- Σε αυτό μειώνεται η ταχύτητα του υγρού αυξάνοντας με αυτό το τρόπο την πίεση.
- Συλλέγει το υγρό που διέρχεται από την φτερωτή και το καθοδηγεί στο σωλήνα κατάθλιψης.
- Είναι ο σκελετός πάνω στο οποίο στηρίζονται τα υπόλοιπα στοιχεία της αντλίας.

Στο Σχ. 3.9 φαίνεται το κέλυφος ανοιγμένης φυγοκεντρικής αντλίας καθώς και η φτερωτής (impeller).



Σχήμα 3.9: Κέλυφος φυγοκεντρικής αντλίας.

Δακτύλιοι στεγανότητας (wearing rings): Ανάμεσα στην φτερωτή και το κέλυφος υπάρχει ένα πολύ μικρό διάκενο ώστε να επιτρέπει την περιστροφή της φτερωτής χωρίς αυτή να βρίσκει πάνω στο κέλυφος και επί πλέον αυτό το διάκενο πρέπει να μην επιτρέπει την απώλεια πίεσης (με περιστροφή μέρους του υγρού).

Λόγω της συνεχούς διέλευσης του υγρού μέσω του διακένου προκαλείται φθορά και αύξηση του διακένου ώστε τελικά καθίσταται ανοικονομική η λειτουργία της αντλίας και απαιτείται αποκατάσταση του διακένου στα αρχικά επίπεδα. Για τον λόγο αυτό σε πολλές αντλίες χρησιμοποιούνται δακτύλιοι στεγανότητας οι οποίοι αντικαθίστανται όταν φθαρούν. Με τον τρόπο αυτό αποφεύγεται η αντικατάσταση της φτερωτής ή του κελύφους.

Ο άξονας : Ο άξονας έχει διπλό ρολό, πρώτα για να μεταφέρει το έργο από την κινητήρια μηχανή στην φτερωτή και δεύτερον για να στηριχτούν πάνω σ' αυτό η φτερωτή και τα άλλα εξαρτήματα της αντλίας. Ο άξονας πρέπει να είναι τέτοιων διαστάσεων ώστε να μπορεί να αντέχει στη μέγιστη ροπή, το βάρος των επί αυτού εξαρτημάτων και τις αξονικές και ακτινικές δυνάμεις της αντλίας.

Τα έδρανα: Με τα έδρανα επιτυγχάνεται η στήριξη και ταυτόχρονα επιτρέπεται η περιστροφή του άξονα. Χρησιμοποιούνται δύο βασικοί τύποι εδράνων, τα ακτινικά και τα αξονικά.

Σύστημα στεγανοποίησης: Με το οποίο αποφεύγεται η διαρροή του υγρού στο σημείο όπου ο άξονας εισέρχεται στο κέλυφος της αντλίας.

3.5.3 Σχεδιασμός αντλιών

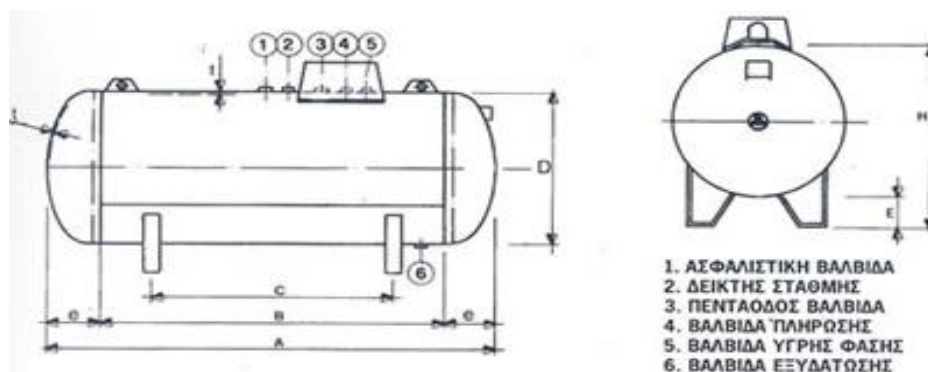
Οι αντλίες κατασκευάζονται σύμφωνα με κώδικες, οι οποίοι ορίζουν κάποιες κατηγορίες ανάλογα με την εφαρμογή. Τα υλικά κατασκευής καθορίζονται από την ανάλογη κατηγορία. Ιδιαίτερη προσοχή χρειάζεται στην πίεση αναρρόφησης, διότι εάν μειωθεί αρκετά η πίεση αναρρόφησης επέρχεται ατμοποίηση του υγρού και σχηματίζονται φυσαλίδες, οι οποίες στην συνέχεια υγροποιούνται στην φτερωτή με αποτέλεσμα ισχυρές τοπικές κρούσεις και αυτό έχει σαν αποτέλεσμα την καταστροφή του μετάλλου. Το φαινόμενο αυτό ονομάζεται σπηλαιώση και οφείλεται στις συνθήκες αναρρόφησης.

Για να αποφευχθεί θα πρέπει η πίεση της αναρρόφησης να είναι μεγαλύτερη πάνω από ένα ελάχιστο όριο ώστε να εξασφαλίζεται ότι το ενεργειακό επίπεδο του υγρού είναι πάνω από το όριο ατμοποίησης. Δηλαδή πρέπει να εξασφαλιστεί στην αναρρόφηση μια πίεση που να υπερκαλύπτει τις απώλειες πίεσης λόγω τριβών στην γραμμή αναρρόφησης του ρευστού. Οι σωλήνες αναρροφήσεως έχουν μικρό μήκος. Επίσης οι αναρροφήσεις έχουν μεγαλύτερη διάμετρο από τις καταθλίψεις, διότι οι σωλήνες μικρής διαμέτρου δυσκολεύουν την ροή περισσότερο από τους σωλήνες μεγαλύτερης διαμέτρου. Οι πτώσεις πίεσης στους σωλήνες καταθλίψεως προβλέπονται κατά τον υπολογισμό του μανομετρικού της αντλίας.

3.6 ΔΟΧΕΙΑ ΠΙΕΣΕΩΣ

Σαν δοχείο πίεσεως ορίζεται οποιοσδήποτε κλειστός χώρος που περιέχει κάποιο ρευστό υπό πίεση. Δοχεία πίεσεως είναι είτε οριζόντια ή κάθετα δοχεία όπως πύργοι απόσταξης - αντιδραστήρες σφαίρες - bullets αποθήκευσης αερίων. Τα δοχεία που χρησιμοποιούνται στο διυλιστήριο κατασκευάζονται σύμφωνα με τον αμερικανικό κώδικα ASME VIII. Τα δοχεία πίεσεως χρησιμοποιούνται σε πολλών ειδών βιομηχανίες όπως: Διυλιστήρια, χημικές βιομηχανίες, εργοστάσια παραγωγής ρεύματος και βιομηχανίες τροφίμων.

Στο Σχήμα 3.10 φαίνεται το σχέδιο δοχείου πίεσεως ατμού με αριθμημένες τις βαλβίδες πίεσης και τις διαστάσεις του.



Σχήμα 3.10: Δοχείο πίεσεως με τις διαστάσεις του.

3.6.1 Βασικά μέρη δοχείου πίεσεως

Κέλυφος (shell): το κέλυφος είναι το κύριο στοιχείο το οποίο περιέχει το ρευστό υπό πίεση. Το σχήμα του κελύφους μπορεί να είναι κυλινδρικό, σφαιρικό, κωνικό και αποτελείται από τμήματα τα οποία είναι συγκολλημένα μεταξύ τους.

Κεφαλές (heads): όλα τα δοχεία πίεσεως πρέπει να είναι κλειστά στα άκρα τους. Τα στοιχεία που κλείνουν τα δοχεία ονομάζονται κεφαλές. Μπορεί να έχουν επίπεδη ή καμπύλη μορφή με πιο συνηθισμένα τα καμπύλα σχήματα λόγω των πλεονεκτημάτων τους, μεγαλύτερη αντοχή και μικρότερο πάχος.

Στηρίγματα (supports): το είδος των στηριγμάτων που απαιτείται για κάθε δοχείο εξαρτάται κυρίως από το μέγεθος και το είδος του. Το στήριγμα θα πρέπει να αντέξει στο βάρος του δοχείου και του ρευστού που αυτό περιέχει. Η πίεση σχεδιασμού δεν επιδρά στον υπολογισμό των στηριγμάτων. Τα στηρίγματα μπορεί να είναι οριζόντια, κάθετα, στηρίγματα προβολών και στηρίγματα ποδιάς.

Στόμια (nozzles): ανοίγματα πάνω στο κέλυφος του δοχείου στα οποία έχουν συγκολληθεί οι σωληνώσεις εισόδου εξόδου του ρευστού.

Στο Σχ 3.11 φαίνεται ένας τύπος δοχείου πίεσεως νερού με τα βασικά του μέρη, κέλυφος, κεφαλές, στόμια και στηρίγματα.



Σχήμα 3.11: Δοχείο πίεσεως με τα βασικά του μέρη.

4. ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΟΣ (GAS TURBINE)

4.1 ΟΡΙΣΜΟΣ

Ο αεριοστρόβιλος είναι μια θερμική μηχανή και χρησιμοποιεί σαν ρευστό λειτουργίας του τον αέρα μέχρι τον θάλαμο καύσης και το μίγμα αέρα - καπναερίων μετά τον θάλαμο καύσης μέχρι και την έξοδο από τον στρόβιλο ισχύος.

Στο παρακάτω Σχ.(4.1) φαίνεται ο αεριοστρόβιλος συναρμολογημένος όπου διακρίνονται οι καυστήρες του θαλάμου καύσης.



Σχήμα 4.1: Αεριοστρόβιλος (Gas Turbine)

Σαν θερμική μηχανή μετατρέπει την θερμική ενέργεια σε μηχανική. Η θερμική ενέργεια παράγεται με την καύση ενός καυσίμου με το οξυγόνο του αέρα. Στον αεριοστρόβιλο (όπως και σε κάθε άλλη θερμική μηχανή) μόνο ένα μέρος της αρχικής ενέργειας μετατρέπεται σε μηχανική. Η υπόλοιπη αποδίδεται στο περιβάλλον με την μορφή θερμότητας. Η απόδοση της μηχανής είναι το ποσοστό της αρχικής ενέργειας που μετατρέπεται σε ωφέλιμο έργο (μηχανική ενέργεια). Στους αεριοστρόβιλους η απόδοση κυμαίνεται σε 25 - 40 %. Το υπόλοιπο 60 – 75 % διαχέεται στο περιβάλλον με τη μορφή θερμικών απωλειών. Όταν ένα τμήμα των απωλειών ανακτάται όπως με έναν εναλλάκτη θερμότητας η απόδοση της μηχανής αυξάνει ανάλογα.

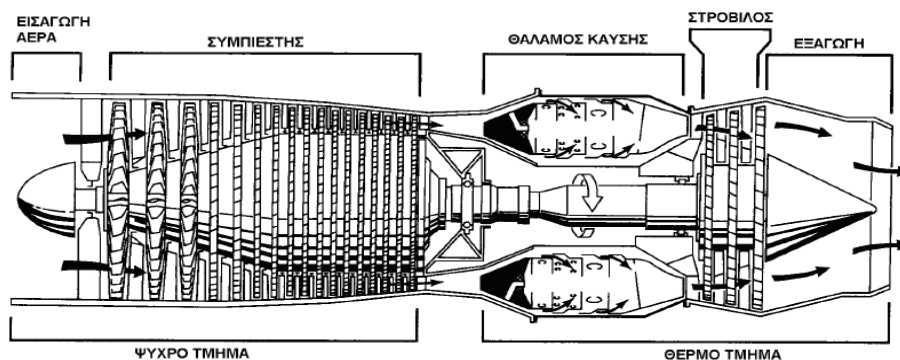
4.2 ΑΡΧΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΩΝ

Ο αεριοστρόβιλος είναι μια απλή μονάδα παραγωγής ισχύος. Σε έναν απλό αεριοστρόβιλο ο αέρας περιβάλλοντος αναρροφάται και συμπιέζεται σε έναν

συμπιεστή, αμέσως μετά θερμαίνεται σε ένα χώρο καύσης όπου σε συνδυασμό με το καύσιμο παράγονται καπναέρια υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας. Στην συνέχεια εκτονώνονται στα πτερύγια ενός στροβίλου προκαλώντας την περιστροφή του, όπου και καταλήγουν στην ατμόσφαιρα. Ένας συμπιεστής τροφοδοτεί συνεχώς με αέρα, σε πίεση τριπλάσια και εξαπλάσια περίπου της ατμοσφαιρικής έναν θάλαμο καύσης μέσα στον οποίο ψεκάζεται καύσιμο. Με την εκτόνωση του στον στρόβιλο παράγεται ωφέλιμο έργο, δηλαδή αφενός γίνεται συντήρηση της περιστροφής του συμπιεστή για μείωση των ιδιοκαταναλώσεων του στροβίλου και αφετέρου περιστρέφεται το στροφείο του στροβίλου το οποίο στη συνέχεια περιστρέφει μια γεννήτρια ηλεκτρικού ρεύματος.

Η ισχύς που αναπτύσσεται πέρα από εκείνη για την κίνησή του συμπιεστή είναι ωφέλιμη ισχύς του κινητήρα. Επίσης τα καπναέρια μετά το στρόβιλο μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε άλλες διατάξεις για περαιτέρω ανάκτηση της θερμότητάς τους. Οι βασικές φάσεις λειτουργίας του αεριοστροβίλου είναι η συμπίεση, καύση (παροχή θερμότητας) και η εκτόνωση.

Στο Σχ.4.2 φαίνονται σε τομή τα εσωτερικά στοιχεία του αεριοστροβίλου, δηλαδή ο συμπιεστής, ο θάλαμος καύσης και ο στρόβιλος ισχύος.



Σχήμα 4.2: Εσωτερικά στοιχεία αεριοστροβίλου.

4.3 ΚΑΤΑΤΑΞΗ ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ

Οι αεριοστρόβιλοι κατατάσσονται στις εξής κατηγορίες ανάλογα:

1) Με το τρόπο λειτουργίας τους σε :

- Ø Αεριοστρόβιλους ανοικτού κυκλώματος.
- Ø Αεριοστρόβιλους κλειστού κυκλώματος .
- Ø Αεριοστρόβιλους μεικτού κυκλώματος .

2) Με την εφαρμογή σε:

- Ø Ηλεκτροπαραγωγούς .
- Ø Αεροπορικούς - ναυτικούς .
- Ø Βιομηχανικούς.

3) Με τους θερμικούς κύκλους σε :

- Ø Αναγεννητικοί.
- Ø Με ενδιάμεση ψύξη.
- Ø Με αναθέρμανση.

4) Ανάλογα με τον αριθμό αξόνων:

- Ø Μονοαξονικοί .
- Ø Διαξονικοί.
- Ø Τριαξονικοί.
- Ø Ελεύθερο στρόβιλο ισχύος.

5) Ανάλογα με τη ροή στο συμπιεστή:

- Ø Ακτινικής ροής .
- Ø Αξονικής ροής .

4.4 ΤΥΠΟΙ ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ

Οι βασικοί τύποι των αεριοστροβίλων με βάση τον άξονα σύνδεσης τους με το στρόβιλο διακρίνονται σε:

1) Αεριοστρόβιλοι ενιαίου άξονα: στους μικρού όγκου αεριοστρόβιλους ο συμπιεστής και ο στρόβιλος βρίσκονται πάνω στον ίδιο άξονα.

2) Αεριοστρόβιλοι ξεχωριστών αξόνων: επειδή η βέλτιστη ταχύτητα περιστροφής του συμπιεστή δεν είναι πάντα η ίδια με την ταχύτητα περιστροφής του στροβίλου, στους μεγάλους αεριοστρόβιλους τοποθετείται και δεύτερος στρόβιλος ισχύος, ο οποίος μεταδίδει την κίνηση στην γεννήτρια με ξεχωριστό άξονα ο σύνθετος αεριοστρόβιλος έχει δηλαδή δύο άξονες.

3) Αεριοστρόβιλοι ξεχωριστών αξόνων με συμπιεστή και στρόβιλο δύο τμημάτων συμπιεστής και ο στρόβιλος χωρίζονται σε δύο τμήματα. Ο συμπιεστής χωρίζεται στο τμήμα χαμηλής πίεσης και στο τμήμα υψηλής. Ο άξονας που τους συνδέει είναι σύνθετος δηλαδή αποτελείται από δύο άξονες τον ένα μέσα στον άλλον. Ομοίως ο πρώτος στρόβιλος χωρίζεται σε δύο τμήματα, τον στρόβιλο υψηλής και τον στρόβιλο χαμηλής πίεσης.

4.5 ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΩΝ

Οι βασικές παράμετροι [4] για την μελέτη σχεδιασμού των αεριοστροβίλων είναι:

1. Η θερμοκρασία εισόδου στον στρόβιλο.
2. Η σχέση συμπίεσης.
3. Η παροχή του εργαζόμενου ρευστού.

Θερμοκρασία εισόδου στο στρόβιλο: η θερμοκρασία εισόδου στο στρόβιλο επιλέγεται να είναι όσο το δυνατόν υψηλή με σκοπό να επιτυγχάνεται η μέγιστη παραγωγή ισχύος και ο μέγιστος θερμικός βαθμός απόδοσης. Περιορισμό στην επιλογή της μέγιστης θερμοκρασίας επιβάλλεται από την αντοχή των διαθέσιμων υλικών κατασκευής του στροβίλου και παρελκόμενων μερών αυτών. Συνήθως μέγιστη θερμοκρασία λαμβάνεται σήμερα η θερμοκρασία των 950 - 1150 C. Επειδή η μέγιστη θερμοκρασία είναι σαφώς μεγαλύτερη της επιτρεπτής με βάση την αντοχή των υλικών, είναι αναγκαία η ψύξη που γίνεται με τον εισαγόμενο με τον συμπιεστή αέρα.

Σχέση συμπίεσης: από την στιγμή που προδιαγραφεί μέγιστη θερμοκρασία εισόδου στον στρόβιλο, το επόμενο βήμα είναι να οριστεί η βέλτιστη σχέση συμπίεσης στον συμπιεστή σε σχέση και με το θερμικό βαθμό απόδοσης. Η επιλογή της βέλτιστης σχέσης συμπίεσης γίνεται με βάση την καμπύλη που προκύπτει από την σχέση που συνδέει την απόδοση με τον λόγο συμπίεσης δεδομένου ότι πλησίον του μεγίστου σημείου η καμπύλη πλαταίνει. Συνήθεις τιμές σχέσης συμπίεσης κυμαίνονται από 9 - 18, με λόγο συμπίεσης ανά στάδιο 1,1-1,25.

Παροχή εργαζόμενου ρευστού (αέρα): η τεχνολογική εξέλιξη των αεριοστροβίλων η απαίτηση σε παραγωγή οικονομικών μονάδων μεγάλης ισχύος, οδήγησε σε απαιτήσεις μεγάλων ποσοτήτων αέρα και στην μελέτη διαχείρισης του στο συνολικό σύστημα του αεριοστροβίλου. Το κρίσιμο στην περίπτωση αυτή είναι η μελέτη ανάπτυξης σχεδιασμού των πρώτων σταδίων του συμπιεστή και των τελευταίων σταδίων του στροβίλου, λόγο του ότι αυτά διαχειρίζονται τον μεγαλύτερο όγκο αέρα.

4.6 ΒΑΣΙΚΑ ΤΜΗΜΑΤΑ ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΩΝ

Ο αεριοστρόβιλος γενικά αποτελείται από τρία τμήματα:

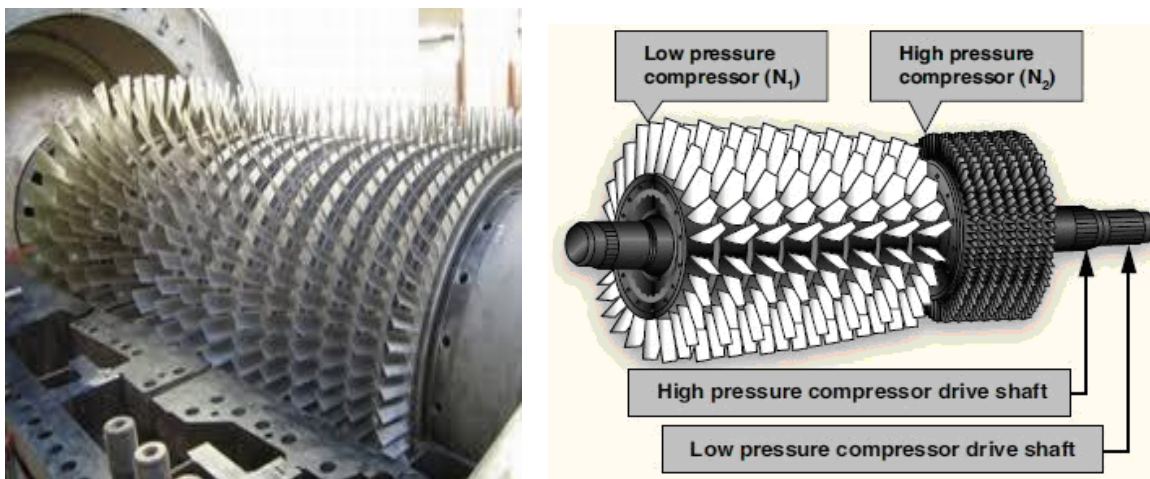
1. τον συμπιεστή.
2. τον θάλαμο καύσης .
3. και το στρόβιλο.

1) Συμπιεστής (compressor): ο συμπιεστής σκοπό έχει να αναρροφά τον αέρα από την ατμόσφαιρα και να αυξάνει την πίεση και την θερμοκρασία του. Υπάρχουν δύο είδη συμπιεστών που χρησιμοποιούνται σε αεριοστροβίλους, συμπιεστής φυγοκεντρικής ροής και ο συμπιεστής αξονικής ροής. Και στους δύο τύπους η κίνηση του γίνεται από τον στρόβιλο μέσω καταλλήλου άξονα.

Φυγοκεντρικός συμπιεστής: ο συμπιεστής του αεριοστροβίλου είναι δυνατόν να είναι φυγοκεντρικός ενός ή δύο σταδίων. Κάθε στάδιο χρησιμοποιεί ένα στρεφόμενο τμήμα (impeller) για να επιταχύνει τον αέρα και έναν διάχυτη (diffuser) για να επιτείνει την απαιτούμενη αύξηση συμπίεσης. Ακόμα μπορεί να είναι συνδυασμός αξονικού και φυγοκεντρικού όπου ο φυγοκεντρικός αποτελεί το τελικό στάδιο συμπίεσης. Μόνο φυγοκεντρικοί χρησιμοποιούνται στους μικρούς αεριοστροβίλους με ισχύ μικρότεροι 4 MW, διότι είναι πολύ μεγαλύτεροι από τους αξονικούς για την ίδια παροχή αέρα. Έχουν όμως το πλεονέκτημα ότι είναι πιο ευσταθείς στην λειτουργία τους, έχουν μεγάλο εύρος ταχυτήτων και παροχών και δεν επηρεάζονται από τις επικαθίσεις. Πλεονεκτούν σε σχέση με τους αξονικούς στο ότι δεν χρειάζονται συχνό καθαρισμό.

Ο συμπιεστής που χρησιμοποιείται στους αεριοστροβίλους στα διυλιστήρια είναι αξονικός συμπιεστής λόγω της μεγάλης απόδοσης του, της απλούστερης κατασκευής και των μεγάλων παροχών αέρα που μπορεί να συμπίεσει. Σχεδιάζεται ώστε να έχει την μέγιστη δυνατή απόδοση σε πλήρες φορτίο δηλαδή να αποδίδει συγκεκριμένο λόγο συμπίεσης για ορισμένη παροχή αέρα σε συγκεκριμένη ταχύτητα περιστροφής των πτερυγίων. Εάν όμως η ταχύτητα του αέρα είναι πολύ μικρή σε σχέση με την ταχύτητα των πτερυγίων δημιουργείται ασυνέχεια της ροής στην περιοχή των πτερυγίων. Αυτό το φαινόμενο και στις δύο μορφές του είναι πολύ επικίνδυνο για την μηχανή γιατί δημιουργεί πολύ μεγάλες τάσεις καταπόνησης στο στρόφιλο που μπορούν ακόμα να οδηγήσουν στην καταστροφή της μηχανής.

Στο Σχ. 4.3 φαίνεται ο συμπιεστής με τα πτερύγια του χαμηλής και υψηλής πίεσης ενώ δεξιά διακρίνεται ο συμπιεστής στην φάση κατασκευής του.



Σχήμα 4.3: Συμπιεστές αξονικής ροής.

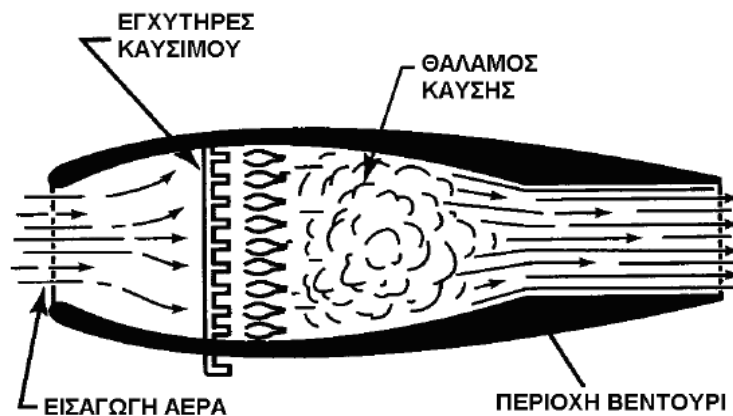
Οι συμπιεστές σχεδιάζονται ώστε να λειτουργούν σε χαμηλότερες παροχές από ότι προβλέπεται, εάν όμως τα πτερύγια με τη χρήση γεμίσουν με επικαθίσεις διαφόρων ειδών δημιουργούνται αεροδυναμικά προβλήματα με αποτέλεσμα η ασυνέχεια της

ροής να είναι δυνατόν να συμβεί ακόμα και σε κανονικές συνθήκες λειτουργίας. Για τον λόγο αυτό είναι αναγκαίο να καθαρίζονται σε τακτά χρονικά διαστήματα, είτε με καρυδοβολή κατά την λειτουργία του αεριοστροβίλου με χαμηλή ισχύ είτε με υγρό καθαρισμού.

Για να παραχθούν μεγάλες πιέσεις και να διατηρηθεί η ευστάθεια, το τμήμα συμπίεσης του αεριοστροβίλου μπορεί να περιλαμβάνει δύο ή τρεις αξονικούς συμπιεστές σε ανεξαρτήτους άξονες ώστε να είναι δυνατή η περιστροφή του κάθε συμπιεστή στην βέλτιστη ταχύτητα. Για να αποφευχθούν τα φαινόμενα surge και stall τοποθετούνται ενδιάμεσες βαλβίδες και ρυθμιστικές βάνες για να ρυθμίζουν τη ροή. Τα κυριότερα τμήματα του συμπιεστή είναι το σύστημα εισαγωγής αέρα, το στροφείο και οι διαχυτές.

2) Θάλαμος καύσης (combustion) : στον θάλαμο καύσης γίνεται επιπλέον αύξηση της θερμοκρασίας υπό σταθερή πίεση. Η θέρμανση του αέρα γίνεται με την καύση ενός καυσίμου μέσα στο χώρο καύσης. Το καύσιμο εισάγεται συνεχώς στους καυστήρες και καίγεται παρουσία αέρα κατά τέτοιο τρόπο ώστε τα αέρια που εξέρχονται από τον χώρο καύσης να έχουν ομαλή ροή ώστε να κατευθυνθούν προς τον στρόβιλο.

Στο Σχ. 4.4 φαίνεται σε τομή η εισαγωγή του αέρα, οι εγχυτήρες καυσίμου, ο θάλαμος καύσης και το ακροφύσιο από όπου αποβάλλονται τα καπναέρια.



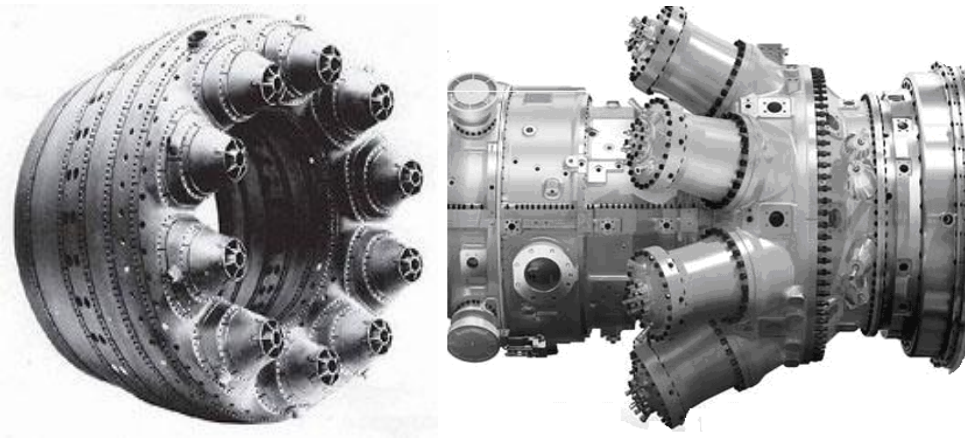
Σχήμα 4.4: Περιγραφή λειτουργιών στο θάλαμο καύσης.

Οι βασικές λειτουργίες του θαλάμου καύσης είναι:

1. Εισαγωγή αέρα.
2. Παροχή καυσίμου.
3. Θάλαμος καύσης.
4. Στένωση (Πρωωθητικό ακροφύσιο) .

Η υψηλή απόδοση της καύσης είναι πολύ σημαντική για την θερμική απόδοση του αεριοστροβίλου και τη μείωση των αερίων εκπομπών με τα καπναέρια στο περιβάλλον. Για να είναι αποδεκτή η καύση πρέπει η θερμοκρασία της φλόγας να είναι της τάξης των 1400°C - 2000°C . Επειδή κανένα κατασκευαστικό υλικό δεν είναι δυνατόν να αντέξει σε τέτοιες θερμοκρασίες χρησιμοποιείται επιπλέον αέρας από τον συμπιεστή ώστε να ψύξει τα τοιχώματα του θαλάμου καύσης και να αναμειχτεί με τα προϊόντα καύσης ώστε να χαμηλώσει η θερμοκρασία του αερίου μίγματος που οδηγείται προς εκτόνωση στον στρόβιλο. Από τον αέρα που παρέχει ο συμπιεστής περίπου το 25% οδηγείται στο θάλαμο καύσης. Το ποσοστό αυτό είναι αρκετό για να γίνει πλήρης καύση. Το υπόλοιπο χρησιμεύει για ψύξη των τοιχωμάτων και για την ψύξη και αραιώση των προϊόντων της καύσης.

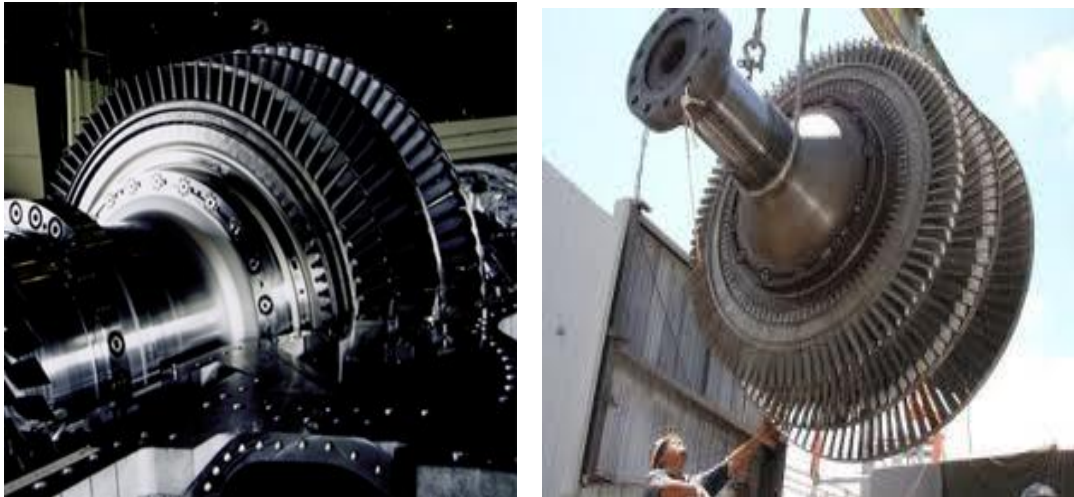
Παρακάτω στο Σχ. 4.5 διακρίνουμε το θάλαμο καύσης του αεριοστροβίλου μέσα στον οποίο παράγονται τα καπναέρια με την καύση του μίγματος αέρα - καυσίμου.



Σχήμα 4.5: Θάλαμοι καύσης αεριοστροβίλου με τους καυστήρες.

3) Στρόβιλος (turbine): Τα αέρια μετά τον θάλαμο καύσης μαζί με τον υπόλοιπο αέρα από τον συμπιεστή οδηγούνται στον στρόβιλο (τουρμπίνα) όπου εκτονώνονται στα πτερύγια των στροβίλων και θέτουν σε κίνηση τον άξονα. Δηλαδή ο στρόβιλος εξαγεί ενέργεια από τα θερμά αέρια και τα εκτονώνει σε χαμηλότερη πίεση και θερμοκρασία. Ο στρόβιλος συνδέεται πάντοτε με τον συμπιεστή και του προσφέρει το αναγκαίο μηχανικό έργο για την κίνηση του. Από το υπόλοιπο έργο του στροβίλου ένα μέρος αποτελεί το ωφέλιμο έργο της εγκατάστασης που προσδίδεται στην γεννήτρια για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και ένα μέρος χάνεται στο περιβάλλον με τα καπναέρια. Η μορφή του στροβίλου είναι παρόμοια με αυτή των ατμοστροβίλων με την διαφορά ότι είναι ειδικά σχεδιασμένοι για την λειτουργία σε πολύ υψηλότερες θερμοκρασίες και ταχύτητες.

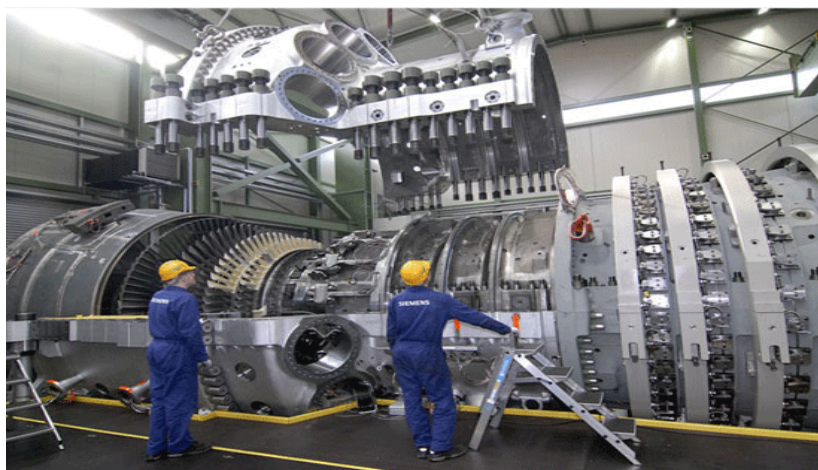
Στο Σχ.4.6 φαίνονται τα πτερύγια των στροβίλων ισχύος πριν και μετά την τοποθέτηση τους στο κέλυφος.



Σχήμα 4.6: Στρόβιλοι ισχύος πριν και μετά την τοποθέτησή τους.

Κατασκευαστικά ο στρόβιλος έχει σειρές ακίνητων πτερυγίων ή ακροφυσίων ακολουθούμενες από σειρές κινητών πτερυγίων. Τα πτερύγια των στρόβιλων καταπονούνται σε πολύ υψηλές τάσεις λόγω των πολύ μεγάλων φυγοκεντρικών δυνάμεων που αναπτύσσονται λόγω των ιδιαίτερα υψηλών στροφών περιστροφής και των πολύ υψηλών θερμοκρασιών. Ο σχεδιασμός και η κατασκευή τους αποτελούν αντικείμενο πολύ προηγμένης τεχνολογίας, τα δε υλικά που χρησιμοποιούνται είναι ειδικά κράματα που προέρχονται από την αεροδιαστημική βιομηχανία.

Στο Σχ. 4.7 φαίνεται ο αεριοστρόβιλος κατά την διάρκεια συναρμολόγησης του με τα κύρια τμήματά του.



Σχήμα 4.7: Αεριοστρόβιλος με έναν συμπιεστή, έναν στρόβιλο ισχύος και τον θάλαμο καύσης στην φάση συναρμολόγησης τους .

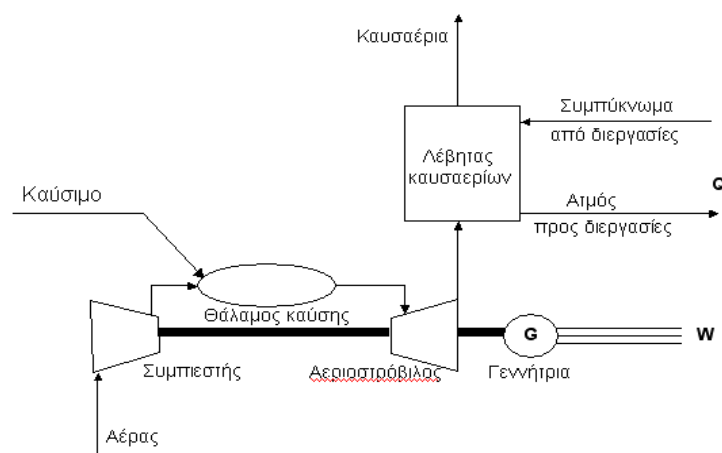
4.7 ΚΥΚΛΟΙ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΩΝ

Οι αεριοστροβιλικές εγκαταστάσεις διακρίνονται σε εγκαταστάσεις: ανοικτού κυκλώματος (Σχ. 4.8) και εγκαταστάσεις κλειστού κυκλώματος (Σχ. 4.9).

Εγκαταστάσεις ανοικτού κυκλώματος. Το χαρακτηριστικό γνώρισμα είναι ότι ο αέρας αποτελεί πάντοτε το εργαζόμενο μέσο που αναρροφά ο συμπιεστής από την ατμόσφαιρα, ενώ μετά το θάλαμο καύσης τα καπναέρια είναι το εργαζόμενο ρευστό. Οι μηχανές αυτές θεωρούνται μηχανές εσωτερικής καύσης γιατί έχουμε ανάμειξη του καυσίμου με το εργαζόμενο μέσο. Τα καπναέρια μετά το στρόβιλο εξέρχονται στην ατμόσφαιρα με πίεση ίση με την ατμοσφαιρική αλλά σαφώς με υψηλότερη θερμοκρασία. Στις εγκαταστάσεις ανοικτού κυκλώματος για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας χρησιμοποιούνται ως καύσιμα το φυσικό αέριο και αποστάγματα πετρελαίου (ντήζελ). Οι εν λόγω εγκαταστάσεις είναι τεχνικά και οικονομικά ελκυστικές λόγω της απλότητας της όλης εγκατάστασης και του μικρού κόστους εγκατάστασης.

Εκτός από την απλή διάταξη της εγκατάστασης ανοικτού κυκλώματος του ενός άξονα πάνω στον οποίο είναι προσαρμοσμένοι ο συμπιεστής, ο στρόβιλος και η γεννήτρια χρησιμοποιούνται και άλλες πολύπλοκες διατάξεις με δεύτερο στρόβιλο προσαρμοσμένος στον ίδιο άξονα με την γεννήτρια για βελτίωση της απόδοσης του συστήματος.

Στο Σχ.4.8 φαίνεται ένα σύστημα ανοικτού κυκλώματος αεριοστρόβιλου με λέβητα.

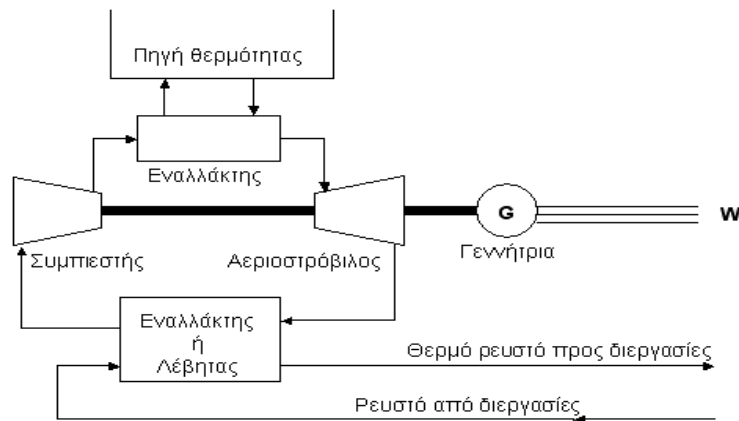


Σχήμα 4.8: Εγκατάσταση ανοικτού κυκλώματος.

Εγκαταστάσεις κλειστού κυκλώματος όπου το χαρακτηριστικό γνώρισμα των εγκαταστάσεων είναι ότι η παροχή θερμότητας στο εργαζόμενο ρευστό γίνεται μέσω ενός θερμαντήρα/εναλλάκτη θερμότητας. Επίσης υπάρχει και δεύτερος εναλλάκτης θερμότητας στην έξοδο του στρόβιλου για την ψύξη του εργαζόμενου μέσου. Ως εκ τούτου οι εγκαταστάσεις αυτές θεωρούνται ως μηχανές εξωτερικής καύσης γιατί δεν

έχουμε ανάμειξη του καυσίμου με το εργαζόμενο μέσο. Για την παροχή θερμότητας μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως καύσιμα, στερεά, υγρά και αέρια.

Στο Σχ. 4.9 φαίνεται ένα σύστημα κλειστού κυκλώματος με τον λέβητα ανάκτησης θερμότητας.



Σχήμα 4.9: Εγκατάσταση κλειστού κυκλώματος.

4.8 ΠΛΕΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ - ΜΕΙΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΚΛΕΙΣΤΟΥ ΕΝΑΝΤΙ ΑΝΟΙΚΤΟΥ ΚΥΚΛΩΜΑΤΟΣ

Τα συστήματα αεριοστροβίλων κλειστού κυκλώματος παρουσιάζουν τα παρακάτω πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα έναντι των συστημάτων ανοικτού κυκλώματος.

Δίνουν την δυνατότητα χρησιμοποίησης στερεού, υγρού ή αερίου καυσίμου ως πηγή ενέργειας για την αύξηση της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου.

Δεν απαιτείται αλλαγή χημικής σύνθεσης του εργαζόμενου μέσου όπως συμβαίνει με την παραγωγή καπναερίων στα συστήματα ανοικτού κυκλώματος.

Με την ρύθμιση της παροχής μάζας του εργαζόμενου μέσου, δίνεται η δυνατότητα ρύθμισης εν λειτουργία της παραγόμενης ισχύος και μάλιστα με σταθερό βαθμό απόδοσης λόγω του ότι δεν χρειάζεται να μεταβληθεί η σχέση συμπίεσης η και η θερμοκρασία εισόδου στο στρόβιλο.

Τα συστήματα αυτά, αν και παρουσιάζουν τα παραπάνω πλεονεκτήματα, δεν καθιερώθηκαν λόγω του ότι η διάταξη των εγκαταστάσεων κλειστού κυκλώματος είναι περιπλοκή, κυρίως του θερμαντήρα και τα οικονομικά δεδομένα δεν είναι ελκυστικά.

4.9 ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ-ΚΥΚΛΟΣ BRAYTON

Ο αεριοστρόβιλος λειτουργεί με βάση τον θερμοδυναμικό κύκλο Brayton - Joule, στον οποίο ο ατμοσφαιρικός αέρας που είναι το εργαζόμενο μέσο διέρχεται από τον στρόβιλο μόνο μια φορά. Η ανάλυση των θερμοδυναμικών διεργασιών του κύκλου Brayton και συγκεκριμένα η συμπίεση του αέρα, η εισαγωγή και καύση του καυσίμου και τέλος η εκτόνωση των θερμών καπναερίων στον στρόβιλο, στηρίζονται στον 1ο και 2ο θερμοδυναμικό νομό. Στην ιδανική περίπτωση λειτουργίας του κύκλου ως προς το εργαζόμενο μέσο (αέρας) στις διάφορες θερμοδυναμικές διεργασίες γίνονται οι παρακάτω υποθέσεις:

Ο αέρας συμπεριφέρεται ως ιδανικό αέριο γεγονός που διασφαλίζει ότι η εσωτερική ενέργεια και η ενθαλπία είναι συνάρτηση μόνο της θερμοκρασίας $h = f(T)$ και διατηρεί την ίδια σύσταση όντος του κύκλου.

Οι ειδικές θερμοχωρητικότητες του αέρα υπό σταθερό όγκο C_v και σταθερή πίεση C_p είναι σταθερές καθώς επίσης και ο λόγος των ειδικών θερμοχωρητικοτήτων $g = \frac{C_p}{C_v}$, γεγονός που διασφαλίζει ότι η μεταβολή της ενθαλπίας είναι ανάλογη της μεταβολής των θερμοκρασιών, $Dh = C_p \cdot DP$.

Οι διαδικασίες συμπίεσης και εκτόνωσης είναι αντιστρεπτές και αδιαβατικές, δηλαδή ιστροπικές.

Η κινητική ενέργεια του εργαζόμενου μέσου μεταξύ εισόδου και εξόδου κάθε διεργασίας δεν μεταβάλλεται αισθητά.

Δεν έχουμε απώλειες πίεσης σε κανένα σημείο του κύκλου.

Δεν υπάρχουν ενεργειακές απώλειες λόγω τριβών στα μηχανικά μέρη της εγκατάστασης.

Η ποσότητα καυσίμου στο θάλαμο καύσης είναι αμελητέα σε σύγκριση με την ποσότητα του αέρα.

Ο θερμοδυναμικός κύκλος του αεριοστρόβιλου περιλαμβάνει 4 βασικά στάδια.

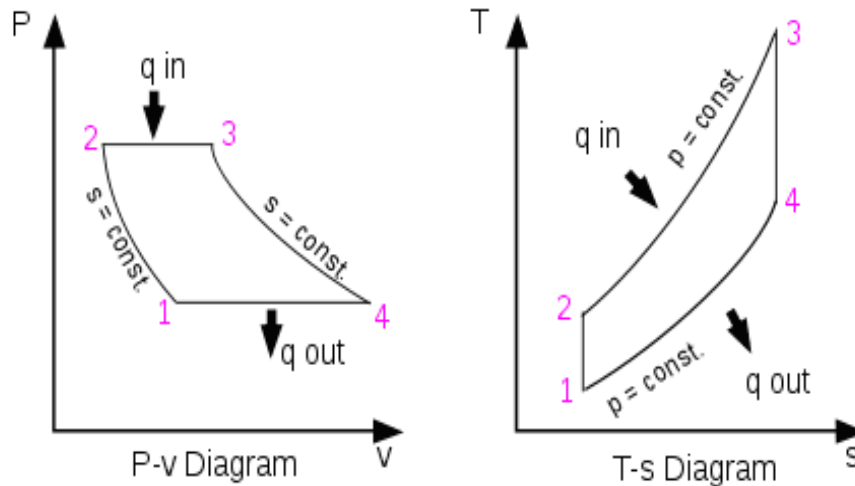
Το πρώτο είναι η συμπίεση του αέρα στον συμπιεστή (1-2).

Το δεύτερο είναι η πρόσδοση θερμότητας στο μείγμα αέρα-καυσίμου μέσω της καύσης του στο θάλαμο καύσης (2-3).

Το τρίτο είναι η εκτόνωση των προϊόντων της καύσης στον στρόβιλο (3-4).

Το τέταρτο είναι η αποβολή θερμότητας των καπναερίων στο περιβάλλον (το στάδιο αυτό υφίσταται όταν ο αεριοστρόβιλος είναι κλειστού κυκλώματος).

Στο Σχ 4.10 παρουσιάζεται σε διάγραμμα (T-S) και (P-V) ο ιδανικός θερμοδυναμικός κύκλος αεριοστρόβιλου (Joule - Brayton) που αποτελείται από τέσσερις διαδικασίες.



Σχήμα 4.10: Διαγράμματα P-V και T-S κύκλου Brayton.

Φάση 1-2: Ισεντροπική συμπίεση (αδιαβατική).

Φάση 2-3: Καύση υπό σταθερή πίεση, (ισοβαρής).

Φάση 3-4: Ισεντροπική εκτόνωση (αδιαβατική).

Φάση 4-1: Αποβολή θερμότητας υπό σταθερή πίεση (ισοβαρής).

Οι διαδικασίες 1-2 και 3-4 θεωρούνται ισεντροπικές ενώ οι 2 - 3 και 4 - 1 ισοβαρείς. Η προσαγωγή και αποβολή θερμότητας γίνεται στις ισοβαρείς μεταβολές. Έτσι για τα θερμικά φορτία θα έχουμε:

1. Έργο που καταναλίσκει ο συμπιεστής : $W_c = m_a (h_2 - h_1)$

2. Έργο που παράγει ο στρόβιλος : $W_t = (m_a + m_f) \cdot (h_3 - h_4)$

3. Προσφερόμενη θερμότητα στον κύκλο : $Q_{2 \rightarrow 3} = (m_a + m_f) \cdot h_3 - (m_a \cdot h_2)$

4. Απορριπτόμενη θερμότητα από τον κύκλο : $Q_{4 \rightarrow 1} = (m_a + m_f) \cdot (h_4 - h_1)$

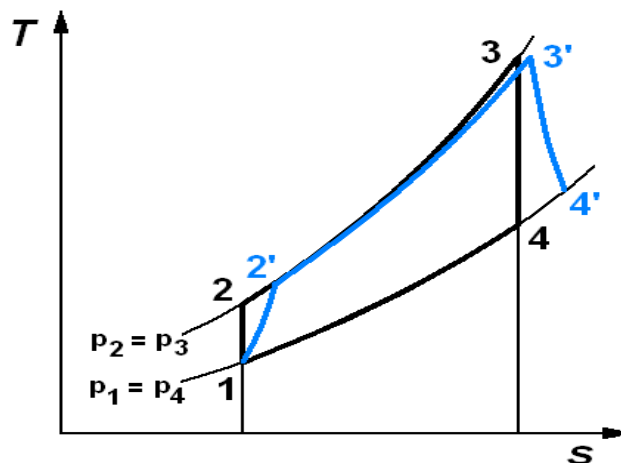
4. Ωφέλιμο έργο του κύκλου: $W_{wjel} = W_t - W_c$

4.10 ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ

Στην πραγματικότητα λόγω εσωτερικών τριβών, μέρος της ενέργειας που απορροφάται ή αποδίδεται στο εργαζόμενο μέσο μετατρέπεται σε θερμότητα. Παρότι θεωρούμε τις μεταβολές 1 - 2 και 3 - 4 ισεντροπικές ακόμα και για ένα πλήρως μονωμένο σύστημα προκύπτει μια αυξημένη μεταβολή της θερμοκρασίας σχετικά με αυτήν που αντιστοιχεί στην ισεντροπική μεταβολή. Οπότε η συμπίεση και η εκτόνωση δεν ακολουθούν τις ευθείες 1 - 2' και 3 - 4' του Σχ. (4.11) αλλά τις καμπύλες 1- 2 και 3 - 4. Επίσης έχουμε απώλειες πίεσης λόγω εσωτερικών τριβών, οπότε και οι μεταβολές 2 - 3 και 4 - 1 δεν είναι ισόθλιπτες.

Στον πραγματικό κύκλο λειτουργίας, παρέχεται αρχικά εξωτερική ισχύς και πραγματοποιείται η εισαγωγή αέρα. Ο αέρας συμπιέζεται στον συμπιεστή (1 - 2') και οδηγείται με υψηλή πίεση στον θάλαμο καύσης (2' - 3') όπου γίνεται έγχυση του καυσίμου από κατάλληλους εγχυτήρες σε υψηλή πίεση. Η θερμοκρασία καύσης ανέρχεται μέχρι και 2000 °C. Στην συνέχεια τα αέρια καύσης αναμειγνύονται με περίσσεια αέρα και η θερμοκρασία τους μειώνεται στους 900 - 1000°C. Μετά την έξοδο τους από τον θάλαμο καύσης τα καπναέρια οδηγούνται στο στρόβιλο όπου και εκτονώνονται (3' - 4') σε ατμοσφαιρική πίεση μέσα από σειρά ακροφυσίων. Η εκτόνωση αυτή των αερίων καύσης προκαλεί την περιστροφή των πτερυγίων της τουρμπίνας, που με τη σειρά τους προκαλούν την περιστροφή του άξονα της ηλεκτρογεννήτριας.

Στο Σχ. 4.11 απεικονίζεται το διάγραμμα πραγματικού θερμοδυναμικού κύκλου Brayton – Joule (T - S).



Σχήμα 4.11: Διάγραμμα T - S πραγματικού θερμοδυναμικού κύκλου Brayton

Το διάγραμμα που προσεγγίζει μ'έναν ακριβέστερο τρόπο τον πραγματικό θερμοδυναμικό κύκλο του αεριοστρόβιλου δίνεται στο Σχ. 4.9. Οι διαδικασίες που λαμβάνουν χώρα στον πραγματικό κύκλο του Brayton είναι οι παρακάτω:

1- 2': Διαδικασία συμπίεσης με τριβές.

2'- 3': Διαδικασία καύσης(προσθήκη θερμότητας) με απώλεια πίεσης.

3'- 4': Διαδικασία εκτόνωσης με τριβές.

4'- 1: Διαδικασία απόρριψης θερμότητας με τριβές.

4.11 ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ

Η ολική απόδοση του αεριοστροβίλου εξαρτάται από τις επιδόσεις των ενδιάμεσων τμημάτων του. Τυπικές αποδόσεις είναι για τον αξονικό συμπιεστή $h_c = 0,87 - 0,90$, για τον θάλαμο καύσης $h_{cc} = 0,96 - 0,98$ και για τον στρόβιλο $h_t = 0,85 - 0,88$.

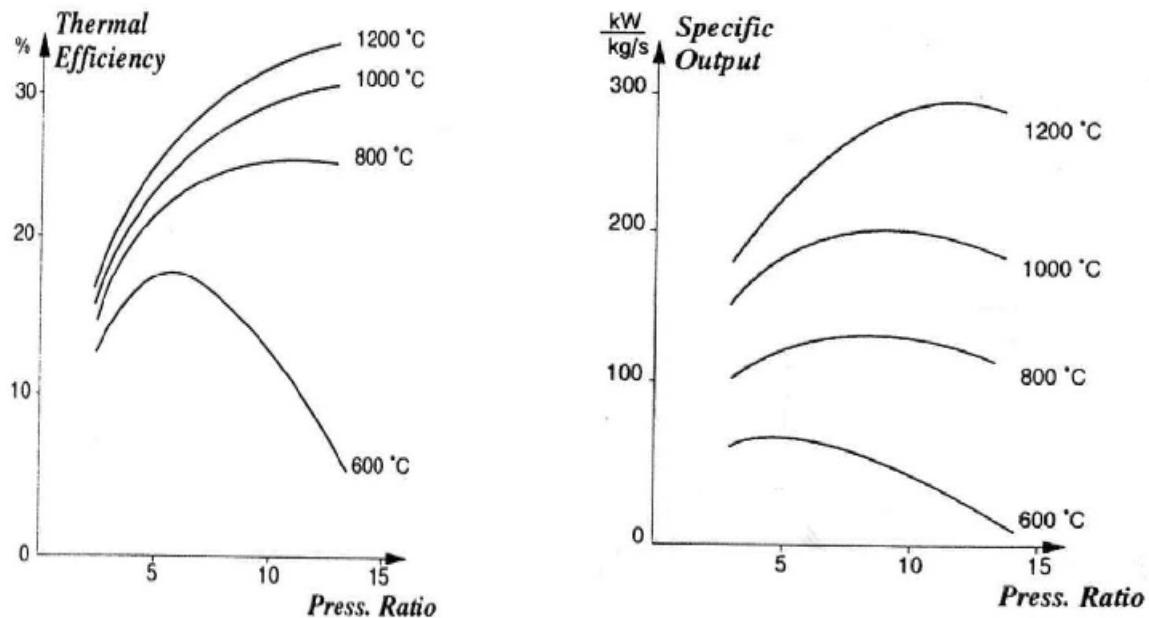
Η απόδοση του συμπιεστή εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από τον λόγο συμπίεσης και η απόδοση του στροβίλου από την θερμοκρασία εισόδου των αερίων. Όσο μεγαλύτερη αυτή η θερμοκρασία τόσο μεγαλύτερη η απόδοση του στροβίλου. Περιορισμός είναι τα υλικά κατασκευής τα οποία έχουν περιορισμένη περιοχή λειτουργίας. Όταν αυξάνεται η θερμοκρασία πέρα από ένα ορισμένο όριο μειώνεται η αντοχή των υλικών.

Παρατεταμένη χρήση των υλικών σε υψηλές θερμοκρασίες επιφέρει μόνιμη μείωση της αντοχής σε τέτοιο βαθμό ώστε να είναι δυνατή η καταστροφή του υλικού ακόμα και σε συνθήκες κανονικής λειτουργίας. Το φαινόμενο ονομάζεται ερπυσμός και είναι η μείωση της αντοχής ενός υλικού όταν αυτό λειτουργεί σε θερμοκρασία υψηλότερη από ένα επιτρεπόμενο όριο για κάποιο χρονικό διάστημα. Τα θερμοκρασιακά όρια και τα χρονικά διαστήματα λειτουργίας αποτελούν αντικείμενο της επιστήμης των υλικών. Στην πράξη απαιτείται ιδιαίτερη προσοχή στην παρακολούθηση των θερμοκρασιών ώστε αυτές να βρίσκονται μέσα στα όρια που ορίζει ο κατασκευαστής.

Άλλη παράμετρος που επηρεάζει την απόδοση λειτουργίας του αεριοστροβίλου είναι η θερμοκρασία περιβάλλοντος. Οι αεριοστροβίλοι σχεδιάζονται για θερμοκρασίες περιβάλλοντος $+15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Η απόδοση όμως μιας θερμικής μηχανής εξαρτάται από την θερμοκρασία περιβάλλοντος. Όσο υψηλότερη η θερμοκρασία περιβάλλοντος τόσο μικρότερη η απόδοση της θερμικής μηχανής διότι γίνεται πιο δύσκολη η ψύξη. Αντίθετα όσο χαμηλότερη η θερμοκρασία περιβάλλοντος τόσο βελτιώνεται η απόδοση διότι καθίσταται ευκολότερη η ψύξη. Στις μηχανές εσωτερικής καύσης αυτές οι μεταβολές στην απόδοση δεν είναι ιδιαίτερα σημαντικές. Στους αεριοστροβίλους όμως είναι πολύ σημαντικές διότι μεταβάλλεται σε μεγάλο βαθμό η ισχύς εξόδου της γεννήτριας.

Η λειτουργία του αεριοστροβίλου εξαρτάται επίσης σε μικρότερο βαθμό και από τις υπόλοιπες ατμοσφαιρικές συνθήκες δηλαδή την ατμοσφαιρική πίεση και την σχετική υγρασία. Και στις δύο περιπτώσεις η μεταβολή αυτών των συνθηκών επηρεάζει την πυκνότητα του αέρα. Και κατά συνέπεια τον όγκο του αέρα που εισέρχεται στον συμπιεστή.

Στο Σχ 4.12 απεικονίζονται οι μεταβολές της απόδοσης (thermal efficiency) και της παραγόμενης ισχύος (specific output) ενός τυπικού αεριοστροβίλου για ηλεκτροπαραγωγή, σε σχέση με την σχέση συμπίεσης (pressure ratio) του συμπιεστή και την θερμοκρασία των αερίων από το θάλαμο καύσης.



Σχήμα 4.12 : Διάγραμμα μεταβολής της απόδοσης και της μεταβαλλόμενης ισχύος.

4.12 ΠΛΕΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΚΑΙ ΜΕΙΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΩΝ

Τα πλεονεκτήματα των αεριοστροβίλων έναντι άλλων θερμικών μηχανών είναι:

- Ø Ευελιξία στην χρήση διαφόρων καυσίμων.
- Ø Μικρό μέγεθος εγκατάστασης.
- Ø Γρήγορη απόκριση σε μεταβολές φορτίου .
- Ø Απλή κατασκευή με εύκολη συντήρηση.
- Ø Σημαντική μείωση εκπομπών ρύπων.
- Ø Διατίθενται σε μεγάλο εύρος μεγέθους ισχύος .

Τα μειονεκτήματα των αεριοστροβίλων έναντι άλλων θερμικών μηχανών είναι:

- Ø Σχετικά χαμηλός βαθμός απόδοσης .
- Ø Εξάρτηση από διεθνείς συνθήκες αναφορικά με την διαθεσιμότητα και τιμολόγηση των καυσίμων.

5.0 ΣΥΜΠΑΡΑΓΩΓΗ ΗΛΕΚΤΡΙΣΜΟΥ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

5.1 ΣΥΜΠΑΡΑΓΩΓΗ

Συμπααραγωγή Ηλεκτρισμού - Θερμότητας (Σ.Η.Θ) [5, 6, 7] είναι η συνδυασμένη παραγωγή θερμικής ενέργειας και ηλεκτρισμού από την ίδια αρχική πηγή ενεργείας. Είναι μια τεχνολογία που η εφαρμογή της συνεισφέρει στην εξοικονόμηση πρωτογενούς καυσίμου ιδιαίτερα σημαντικό για κράτη που το ενεργειακό τους ισοζύγιο εξαρτάται κυρίως από εισαγωγές ορυκτών καυσίμων. Με την εφαρμογή συστημάτων Σ.Η.Θ η θερμική απόδοση αυτών αυξάνει σημαντικά στην περίπτωση που η παραγωγή ηλεκτρισμού συνδυαστεί και με την παραγωγή ατμού ή ζεστού νερού για χρήσεις στις διαδικασίες ενός βιομηχανικού ενεργότερου συγκροτήματος, όπως είναι τα διυλιστήρια αργού πετρελαίου.

Αν και η συνολική απόδοση ενός αεριοστροβίλου ξεπερνά συνήθως το 30 %, το θερμικό φορτίο των καπναερίων στην έξοδο του στροβίλου ισχύος, (σε θερμοκρασίες μέχρι και 540 °C), αντιπροσωπεύει ποσοστό μεγαλύτερο του 68 % του συνολικού προσφερόμενου ενεργειακού φορτίου.

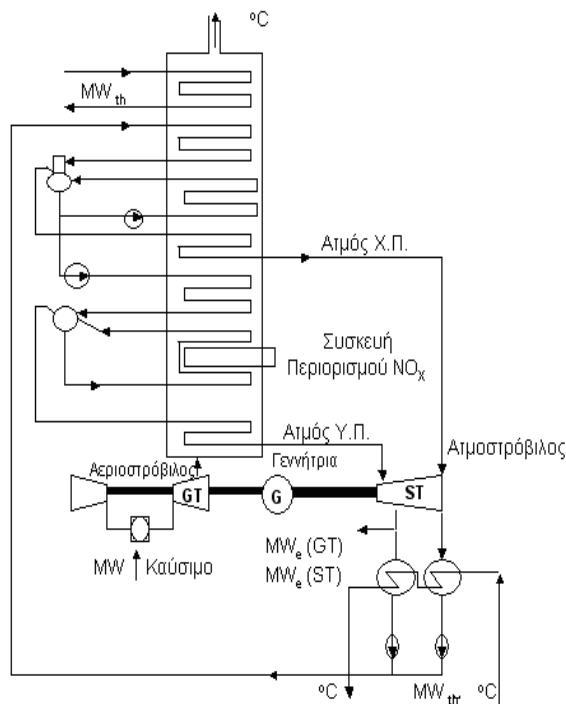
5.1.1 Σκοπός συμπααραγωγής

Με σκοπό την αύξηση του συνολικού θερμικού βαθμού απόδοσης σε σταθμούς ηλεκτρικής ενέργειας το πλέον κοινό σύστημα που εφαρμόζεται σε αεριοστροβίλους είναι η συμπληρωματική καύση των καπναερίων εξόδου από τον αεριοστροβίλο ισχύος λόγω του υπάρχοντος οξυγόνου σ'αυτά, για παραγωγή ατμού διαφόρων ποιοτήτων.

Ένας ακόμη λόγος που ευνοεί την ανάπτυξη των σταθμών παραγωγής συνδυασμένου κύκλου είναι το ότι το καύσιμο τους υπάρχει στην φύση σε αφθονία, αν και είναι κι αυτό ορυκτό, οπότε και πεπερασμένο και είναι σχετικά οικονομικό.

Η βελτίωση του βαθμού απόδοσης οφείλεται στο γεγονός ότι η ενέργεια του επιπλέον καυσίμου μετατρέπεται και 100 % σε θερμική λόγω του ότι δεν έχουμε πρόσθετες ανάγκες αέρα καύσης και ως εκ τούτου πρόσθετες απώλειες με τα καπναέρια. Παρατηρείται ότι τα καπναέρια στην έξοδο του στροβίλου ισχύος περιέχουν 15 % οξυγόνο που το εκμεταλλευόμαστε στη συμπληρωματική καύση. Το συμπληρωματικό καύσιμο τροφοδοτείται στον αγωγό που συνδέει την έξοδο του στροβίλου ισχύος με τη καπνοδόχο.

Στο Σχ. 5.1 παρουσιάζεται το γενικό σχέδιο συμπααραγωγής για παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος με έναν αεριοστροβίλο και αμοστροβίλο για βελτίωση της θερμικής απόδοσης του συστήματος και αύξηση της παραγωγής ηλεκτρικής ισχύος.



Σχήμα 5.1: Σχέδιο συμπαραγωγής ηλεκτρικής ισχύος με συνδυασμό αεριοστρόβιλου και ατμοστρόβιλου

5.1.2 Συστήματα συμπαραγωγής αεριοστρόβιλου

Στο κεφάλαιο 4 (παράγραφο 4.6) είδαμε ότι οι αεριοστρόβιλοι διακρίνονται σε δύο βασικούς τύπους . Τους αεριοστρόβιλους ανοικτού και κλειστού τύπου.

1) Συστήματα ανοικτού τύπου: Οι περισσότερες αεριοστροβιλικές μονάδες είναι ανοικτού τύπου, όπου αέρας αναρροφάται από την ατμόσφαιρα, συμπιέζεται και οδηγείται στο θάλαμο καύσης. Τα καυσαέρια εκτονώνονται στον αεριοστρόβιλο (που κινεί τη γεννήτρια), από τον οποίο βγαίνουν σε θερμοκρασία (300 - 600) °C. Η σημαντική ισχύς που απαιτείται για την κίνηση του συμπιεστή και η υψηλή θερμοκρασία εξόδου των καπναερίων είναι οι κύριες αιτίες του μικρού βαθμού απόδοσης ενός τέτοιου συστήματος ηλεκτροπαραγωγής (25 – 35 % και σε σύγχρονες προηγμένες μονάδες 40 %). Η υψηλή θερμοκρασία των καπναερίων κάνει τις μονάδες αυτές ιδανικές για συμπαραγωγή, γεγονός που αυξάνει το βαθμό απόδοσης στο 60 - 80 %. Η ανάκτηση του θερμικού φορτίου μπορεί να γίνει με πολλούς τρόπους όπως π.χ. (άμεσα με προθέρμανση του αέρα, έμμεσα με εκτροπή των καπναερίων μέσα από εναλλάκτες θερμότητας για παραγωγή ατμού ή ζεστού νερού.)

Η εκμετάλλευση της θερμότητας των καπναερίων γίνεται με δύο τρόπους:

1. Άμεση χρήση σε θερμικές διεργασίες (θέρμανση, ξήρανση, κ.λπ.).

2. Διοχέτευση των καπναερίων σε λέβητα ανάκτησης θερμότητας (λέγεται και λέβητας καπναερίων).

Εκεί παράγεται ατμός υψηλών χαρακτηριστικών, που είναι κατάλληλος όχι μόνο για θερμικές διεργασίες αλλά και για την κίνηση ατμοστροβίλου (συνδεδεμένου με γεννήτρια ή άλλο μηχάνημα). Και στους δύο τρόπους, είναι δυνατή η αύξηση του θερμικού περιεχομένου (της θερμοκρασίας) των καπναερίων και επομένως της αποδιδόμενης θερμότητας, όταν απαιτείται. Αυτό επιτυγχάνεται χάρη στην υψηλή περιεκτικότητα οξυγόνου των καπναερίων.

Καυστήρες τοποθετημένοι μετά τον αεριοστρόβιλο χρησιμοποιούν τα καυσαέρια για την καύση πρόσθετου καυσίμου. Τα συστήματα συμπαραγωγής με αεριοστρόβιλο ανοικτού κύκλου έχουν ισχύ 100 KW - 100 MW. Λειτουργούν συνήθως με φυσικό αέριο ή ελαφρά αποστάγματα πετρελαίου (καύσιμο Diesel), ενώ ευσιώνες παρουσιάζονται οι προοπτικές για χρήση προϊόντων εξαερίωσης γαιανθράκων. Μπορούν επίσης να χρησιμοποιηθούν καύσιμα αέρια που παράγονται κατά την καταλυτική σχάση υδρογονανθράκων σε διυλιστήρια πετρελαίου.

Γενικά πάντως, χρειάζεται προσοχή, επειδή τα πτερύγια του αεριοστροβίλου είναι εκτεθειμένα στα προϊόντα της καύσης και τα προϊόντα αυτά πρέπει να μην έχουν συστατικά που προκαλούν διάβρωση (νάτριο, κάλιο, ασβέστιο, βανάδιο, θείο, κ.λ.π.), καθώς και τα στερεά σωματίδια πρέπει να είναι αρκετά μικρού μεγέθους ώστε να μην προκαλούν φθορά κατά την πρόσκρουσή τους στα πτερύγια. Εάν το καυσαέριο περιέχει τέτοια συστατικά, πρέπει να καθαριστεί με ειδικές διατάξεις, πριν οδηγηθεί στον αεριοστρόβιλο. Είναι επίσης ενδεχόμενο το καύσιμο να χρειασθεί καθαρισμό πριν από την εισαγωγή του στο θάλαμο καύσης.

Ο χρόνος εγκατάστασης των συστημάτων συμπαραγωγής αεριοστροβίλων είναι 9 - 14 μήνες για ισχείς μέχρι 7 MW και φθάνει τα δύο έτη για μεγαλύτερες μονάδες. Η αξιοπιστία και η μέση ετήσια διαθεσιμότητα συστημάτων αεριοστροβίλου που χρησιμοποιούν φυσικό αέριο είναι συγκρίσιμες με εκείνες των συστημάτων ατμοστροβίλου. Οι μονάδες που λειτουργούν με υγρό καύσιμο απαιτούν πιο συχνές συντηρήσεις, με συνέπεια τη χαμηλότερη διαθεσιμότητα. Η χρήσιμη διάρκεια ζωής είναι 15 - 20 έτη και μπορεί να μειωθεί σημαντικά από καύσιμο κακής ποιότητας ή ανεπαρκή συντήρηση. .

2) Συστήματα κλειστού κύκλου: Στα συστήματα κλειστού κύκλου το εργαζόμενο ρευστό (συνήθως ήλιο ή αέρας) κυκλοφορεί σε κλειστό κύκλωμα. Θερμαίνεται μέχρι την κατάλληλη θερμοκρασία σε εναλλάκτη θερμότητας πριν από την είσοδο στον αεριοστρόβιλο και ψύχεται μετά την έξοδό του από αυτόν. Καθώς το ρευστό δε συμμετέχει στην καύση, διατηρείται καθαρό και έτσι αποφεύγεται η μηχανική και χημική διάβρωση του αεριοστροβίλου από τα προϊόντα της καύσης. Η εξωτερική καύση επιτρέπει τη χρήση οποιουδήποτε καυσίμου στα συστήματα αυτά: άνθρακα, απόβλητα βιομηχανιών ή πόλεων, βιομάζα, υγρά ή αέρια καύσιμα παραγόμενα από βιομάζα, κ.λ.π.

Πυρηνική ή ηλιακή ενέργεια μπορούν επίσης να αποτελέσουν την πηγή θερμότητας. Μετά την απόκτηση αρκετής εμπειρίας, η αξιοπιστία των συστημάτων κλειστού κύκλου προβλέπεται ότι θα είναι τουλάχιστον ίση με εκείνη των συστημάτων

ανοικτού κύκλου, ενώ η διαθεσιμότητα θα είναι υψηλότερη χάρη στις μικρότερες απαιτήσεις συντήρησης, που οφείλονται στην καθαρότητα του εργαζόμενου ρευστού.

5.2 ΣΥΝΔΥΑΣΜΕΝΟΣ ΚΥΚΛΟΣ

Ο όρος συστήματα συνδυασμένου κύκλου αναφέρεται σε συστήματα με δύο θερμοδυναμικούς κύκλους του αεριοστρόβιλου και του ατμοστρόβιλου (Brayton - Rankine) αντίστοιχα, οι όποιοι συνδέονται μεταξύ τους με κάποιο εργαζόμενο ρευστό και λειτουργούν σε διαφορετικές θερμοκρασίες. Ο κύκλος υψηλής θερμοκρασίας αποβάλλει θερμότητα που ανακτάται και χρησιμοποιείται από τον κύκλο χαμηλής θερμοκρασίας για την παραγωγή πρόσθετης ηλεκτρικής ή μηχανικής ενέργειας αυξάνοντας έτσι το βαθμό απόδοσης.

Μια έντονη προσπάθεια αύξησης του βαθμού απόδοσης των μονάδων παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, προκειμένου να μειωθεί η κατανάλωση καυσίμων ή μείωσης των εκπεμπόμενων ρύπων και να καλυφθεί η αυξανόμενη ζήτηση ηλεκτρικής ενέργειας συνίσταται στην εγκατάσταση μονάδων συνδυασμένου κύκλου, κάτι το οποίο σχετίζεται με την ύπαρξη μεγάλων ποσοτήτων φυσικού αερίου, το οποίο αποτελεί σχετικά φτηνό καύσιμο στους αεριοστρόβιλους, καθώς και με τα πολλαπλά πλεονεκτήματα των μονάδων αυτών.

Ένας άλλος λόγος για την ανάπτυξη των μονάδων αυτών είναι το ζήτημα των εκπομπών ρύπων, το οποίο έχει ανακύψει τις τελευταίες δεκαετίες λόγω της έντασης του φαινομένου του θερμοκηπίου, του φαινομένου δηλαδή απορρόφησης από την ατμόσφαιρα της εκπεμπόμενης προς το διάστημα θερμότητας από την γη. Για τον λόγο αυτό και στον ενεργειακό τομέα παρατηρείται μια τάση για αντικατάσταση των παραδοσιακών καυσίμων (γαιάνθρακες) τα οποία είχαν μεγάλες εκπομπές CO_2 από πιο καθαρά καύσιμα όπως το φυσικό αέριο.

5.2.1 Συστήματα συνδυασμένου κύκλου συμπαραγωγής

Οι διαμορφώσεις που χρησιμοποιούνται στον συνδυασμένο κύκλο είναι αρκετές και χωρίζονται σε δύο βασικές κατηγορίες.

Ο ατμοπαραγωγός συνδέεται μετά τον αεριοστρόβιλο και χρησιμοποιεί την θερμότητα των καπναερίων με πίεση περιβάλλοντος, με ή χωρίς καύση πρόσθετου καυσίμου.

Ο ατμοπαραγωγός συνδέεται μεταξύ του συμπιεστή και του αεριοστρόβιλου και αποτελεί το θάλαμο καύσης του αεριοστρόβιλου.

1. Σύστημα Αεριοστρόβιλου-Ατμοπαραγωγού-Ατμοστρόβιλου χωρίς καύση πρόσθετου καυσίμου. Η συνολική θερμότητα εκλύεται στον θάλαμο καύσης και τα

καυσαέρια με πρόσμιξη αέρα, φτάνουν στην επιτρεπόμενη θερμοκρασία εισόδου στον αεριοστρόβιλο. Τα καυσαέρια όμως που εκλύονται στην έξοδο του αεριοστρόβιλου δεν απελευθερώνονται αλλά οδηγούνται στον ατμοπαραγωγό όπου εκεί αποδίδουν θερμότητα για την παραγωγή ατμού. Ως καύσιμο στον αεριοστρόβιλο χρησιμοποιείται ελαφρύ Diesel ή φυσικό αέριο. Η πίεση του ατμού εξαρτάται από την θερμοκρασία των καπναερίων. Σε περίπτωση βλάβης του αεριοστρόβιλου τίθεται εκτός λειτουργίας και ο ατμοστρόβιλος ενώ η λειτουργία σε μικρά φορτία είναι ασύμφορη καθώς ο αεριοστρόβιλος έχει χαμηλό βαθμό απόδοσης.

2. Σύστημα Αεριοστρόβιλου – Ατμοπαραγωγού - Ατμοστρόβιλου με καύση πρόσθετου καυσίμου. Στην διάταξη αυτή τα καυσαέρια του αεριοστρόβιλου οδηγούνται στον ατμοπαραγωγό και χρησιμοποιούνται σαν αέρια καύσης. Στον θάλαμο καύσης του αεριοστρόβιλου εκλύεται μόνο η θερμότητα που είναι απαραίτητη για την λειτουργία του. Ο αεριοστρόβιλος έχει σαν καύσιμο Diesel ή φυσικό αέριο ενώ ο ατμοπαραγωγός μπορεί να χρησιμοποιεί οποιαδήποτε καύσιμο. Σ' αυτήν την διάταξη είναι δυνατή η χωριστή λειτουργία των δύο τμημάτων (αεριοστρόβιλος - ατμοπαραγωγός - ατμοστρόβιλος) ενώ η λειτουργία με μειωμένο φορτίο γίνεται με την μείωση της παραγωγής του ζεύγους ατμοπαραγωγού - ατμοστρόβιλου.

3. Σύστημα Ατμοπαραγωγού – Αεριοστρόβιλου - Ατμοστρόβιλου. Στις μονάδες αυτές ο ατμοπαραγωγός αντικαθιστά τον θάλαμο καύσης και συνδέεται μεταξύ του συμπιεστή και του αεριοστρόβιλου. Η αναγκαία θερμοκρασία των καπναερίων στην είσοδο του επιτυγχάνεται με την απόδοση θερμότητας από το εργαζόμενο μέσο στον ατμοπαραγωγό για την παραγωγή ατμού. Λόγω της διάταξης αυτής, ο βαθμός απόδοσης της εγκατάστασης μειούται ταχύτερα σε σχέση με τις προηγούμενες δύο περιπτώσεις όταν λειτουργεί υπό μειωμένο φορτίο. Αυτό γιατί ο αεριοστρόβιλος θα πρέπει να αποβάλλει φορτίο παράλληλα με τον ατμοστρόβιλο και έτσι δεν είναι δυνατή η λειτουργία του αεριοστρόβιλου στην πλήρη ισχύ όπως στα προηγούμενα παραδείγματα όπου επιτυγχάνεται αυξημένος βαθμός απόδοσης.

5.2.2 Διαμόρφωση συστημάτων συνδυασμένου κύκλου

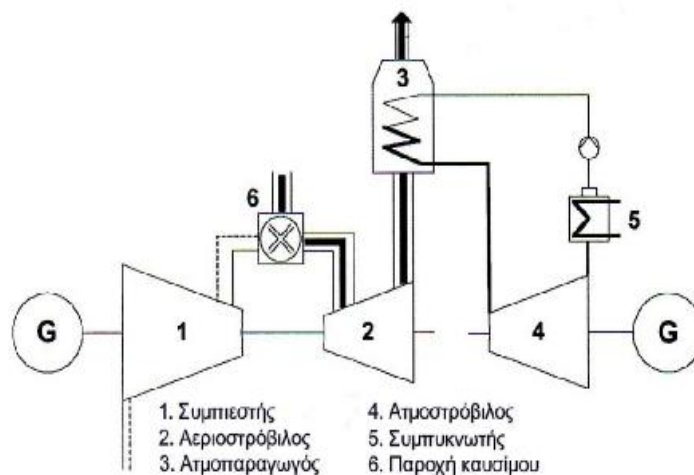
Οι μονάδες συνδυασμένου κύκλου έχουν αρκετά διαφορετικές δυνατότητες διαμόρφωσης και σ' ένα δεύτερο επίπεδο, στο πλήθος των αεριοστρόβιλων και ατμοστρόβιλων που θα αποτελέσουν την εγκατάσταση.

1) Ένας τρόπος είναι η εγκατάσταση πολλών αεριοστρόβιλων και ενός ατμοστρόβιλου οι οποίοι είναι μηχανικά απομονωμένοι καθώς κινούν μια ξεχωριστή γεννήτρια ο καθένας. Αυτή η μέθοδος εγκατάστασης χρησιμοποιούταν κυρίως στο παρελθόν, και για αυτό οι πλειοψηφία των εγκαταστάσεων που λειτουργούν τώρα είναι αυτού του τύπου. Αρκετές ηλεκτροπαραγωγικές μονάδες παλιάς γενιάς έχουν 3 - 4 ή και περισσότερα ζεύγη αεριοστρόβιλου - ατμοπαραγωγού τα οποία τροφοδοτούν με ατμό έναν ατμοστρόβιλο. Σήμερα κυρίως χρησιμοποιούνται οι μονάδες με 2 αεριοστρόβιλους και 1 ατμοστρόβιλο, ενώ οι τελευταίες σειρές εγκαταστάσεων χρησιμοποιούν διαμόρφωση κοινού άξονα .

2) Η διαμόρφωση κοινού άξονα αποτελεί την δεύτερη μέθοδο διαμόρφωσης των μονάδων συνδυασμένου κύκλου και διαφέρει από αυτήν που περιγράφηκε προηγουμένως στο ότι η εγκατάσταση δομείται πάνω σε έναν άξονα ο οποίος περιστρέφει τη μια και μοναδική γεννήτρια. Έτσι τα τμήματα της εγκατάστασης δεν είναι μηχανικά ανεξάρτητα όπως στην προηγούμενη περίπτωση. Στις μονάδες αυτές υπάρχει ένας ατμοστρόβιλος και ένας αεριοστρόβιλος.

5.2.3 Λειτουργία συνδυασμένου κύκλου

Αφού τα καυσαέρια από την καύση του καυσίμου (συνήθως φυσικό αέριο) εκτονωθούν στον αεριοστρόβιλο, οδηγούνται σε ατμοπαραγωγό όπου με τη θερμική τους ενέργεια παράγεται ατμός, ο οποίος με την σειρά του παράγει μηχανική ισχύ σε έναν ατμοστρόβιλο συνεισφέροντας στην παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Είναι δυνατόν να υπάρχουν περισσότεροι του ενός αεριοστρόβιλοι τα καυσαέρια των οποίων θα συναντώνται προτού φθάσουν στον ατμοπαραγωγό. Με βάση τον τρόπο λειτουργίας τους, οι μονάδες συνδυασμένου κύκλου έχουν αυξημένο βαθμό απόδοσης κάτι που οφείλεται στο γεγονός ότι η θερμική ενέργεια των καπναερίων γίνεται εκμεταλλεύσιμη μέσω του ατμοστρόβιλου.



Σχήμα 5.4. Σχέδιο λειτουργίας συνδυασμένου κύκλου

5.2.4 Διάγραμμα λειτουργίας συνδυασμένου κύκλου.

Η κεντρική ιδέα των μονάδων συνδυασμένου κύκλου είναι η χρησιμοποίηση της θερμότητας των καπναερίων ενός ή περισσότερων αεριοστρόβιλων προκειμένου να παραχθεί ατμός σ'έναν ατμοπαραγωγό και στην συνέχεια να κινηθεί ένας ατμοστρόβιλος. Σε μια μονάδα συνδυασμένου κύκλου, αρχικά παράγεται ενέργεια

από την εκτόνωση των καπναερίων, που προέκυψαν μέσω της καύσης του καυσίμου σε ένα αεριοστρόβιλο, ενώ στην συνέχεια παράγεται ενέργεια από την εκτόνωση των υδρατμών, που προέκυψαν μέσω της θέρμανσης νερού από τα καυσαέρια στον εναλλάκτη θερμότητας, σε ένα δεύτερο στρόβιλο (ατμοστρόβιλο). Πιο συγκεκριμένα ο αέρας στην αρχή συμπιέζεται και αναμειγνύεται με το καύσιμο στον θάλαμο καύσης του αεριοστρόβιλου, όπου το μείγμα καίγεται. Τα καυσαέρια αφού εκτονωθούν στον στρόβιλο οδηγούνται σ'έναν ατμοπαραγωγό ο οποίος απάγει μέρος της θερμότητας τους για την παραγωγή ατμού και κινεί τον ατμοστρόβιλο.

5.2.5 Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα μονάδων συνδυασμένου κύκλου.

Οι μονάδες συνδυασμένου κύκλου πλεονεκτούν σε σχέση με τις υπόλοιπες θερμικές μονάδες σε διάφορα επίπεδα. Τα πλεονεκτήματά τους ποικίλουν και αναφέρονται παρακάτω:

Πλεονεκτήματα

1) Αυξημένος βαθμός απόδοσης. Η εκτόνωση των αερίων από τον θάλαμο καύσης καθώς και η χρησιμοποίηση των καυσαερίων, λόγω της υψηλής θερμοκρασίας τους αυξάνει αρκετά την απόδοση η οποία φτάνει το 55 %, το οποίο είναι 20 % περισσότερο από την απόδοση παραδοσιακών θερμικών μονάδων. Γρήγορη απόκριση σε διαταραχές. Οι αεριοστρόβιλοι έχουν μεγάλο ρυθμό ανάληψης φορτίου (20 % ανά λεπτό). Ενδεικτικά αναφέρεται ότι οι ατμοστρόβιλοι έχουν ρυθμούς ανάληψης φορτίου της τάξης του 2 % ανά λεπτό, οι αεριοστοβιλικές μονάδες μπορούν να αντιμετωπίσουν διαταραχές στην ισορροπία παραγωγής ισχύος και φορτίου αρκετά γρήγορα.

2) Φιλικό προς το περιβάλλον. Η παραγωγή CO_2 καθώς και άλλων αερίων που σχετίζονται με το φαινόμενο του θερμοκηπίου είναι αναπόφευκτη στο βαθμό που αναφερόμαστε σε μονάδες παραγωγής οι οποίες καταναλώνουν ορυκτά καύσιμα. Ωστόσο η εκπομπή των αερίων αυτών, είναι αρκετά χαμηλότερη από άλλες θερμικές μονάδες ορυκτών καυσίμων λόγω του σχετικά υψηλού βαθμού απόδοσης του συνδυασμένου κύκλου, καθώς και της υψηλής αναλογίας υδρογόνου σε σχέση με τον άνθρακα στο μεθάνιο (CH_4), το οποίο είναι βασικό συστατικό του φυσικού αερίου. Οι τυπικές εκπομπές μονάδων συνδυασμένου κύκλου παράγουν περίπου $0,360\text{gr}/\text{kwh } CO_2$ ενώ οι αντίστοιχες εκπομπές μονάδων που χρησιμοποιούν γαιάνθρακες είναι $900\text{gr}/\text{kwh } CO_2$. Επιπλέον με χρήση καταλυτών οι εκπομπές οξειδίων του αζώτου και θείου, καθώς και μονοξειδίου του άνθρακα μειώνονται σε επίπεδα πολύ χαμηλότερα σε σχέση με αυτά άλλων θερμικών μονάδων παραγωγής.

3) Ευελιξία: Οι μονάδες συνδυασμένου κύκλου είναι αρκετά ευέλικτες καθώς μπορούν να χρησιμοποιούν μια σειρά καυσίμων, όπως φυσικό αέριο, πετρελαϊκά προϊόντα καθώς και άλλα καύσιμα. Ωστόσο απαιτούν μικρότερο χώρο και έχουν μικρότερο χρόνο και κόστος εγκατάστασης.

Παρόλα αυτά εκτός από πλεονεκτήματα παρουσιάζουν και ορισμένα μειονεκτήματα.

Μειονεκτήματα

1) Σε περίπτωση βλάβης στον αμοστρόβιλο δεν χρειάζεται να βγει ολόκληρη η μονάδα παραγωγής εκτός λειτουργίας. Κάτι που θα μπορούσε να χαρακτηριστεί μειονέκτημα των μονάδων συνδυασμένου κύκλου είναι η πολυπλοκότητα τους. Έχει παρατηρηθεί όμως, ότι οι μονάδες αυτές ανταποκρίνονται αρκετά γρήγορα σε διαταραχές φορτίου κάτι που οφείλεται στην παρουσία των αεριοστροβίλων.

2) Οι μονάδες αυτού του τύπου γενικά κοστίζουν περισσότερο κατά την εγκατάσταση από τις συμβατικές αμοηλεκτρικές μονάδες λόγω της τεχνολογίας καθώς και των υλικών που χρησιμοποιούνται.

5.2.6 Θερμοδυναμικός κύκλος συστημάτων συμπαραγωγής συνδυασμένου κύκλου (Brayton - Rankine)

Παρακάτω περιγράφεται ο θερμοδυναμικός κύκλος του συνδυασμένου κύκλου. Το διάγραμμα T-S παρουσιάζεται στο παρακάτω στο Σχ. (5.5). Στο Σχ. (5.5) απεικονίζονται οι διάφορες φάσεις του κύκλου αυτού.

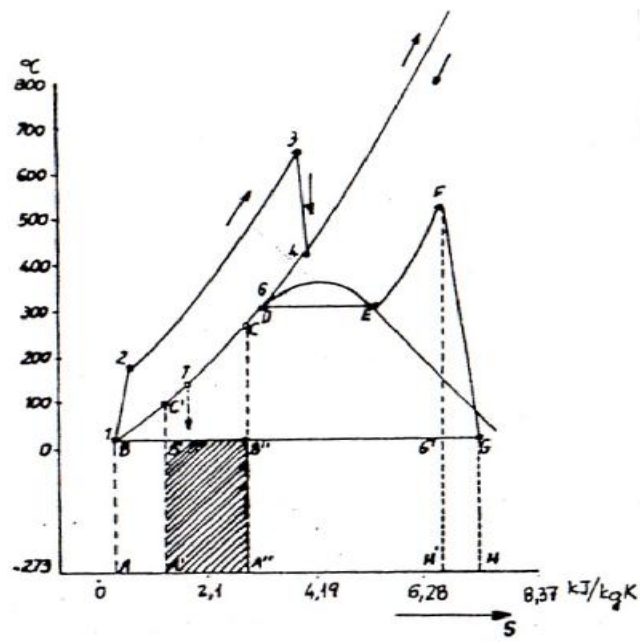
Φάση 1 - 2: Το εργαζόμενο μέσο (αέρας) ξεκινά από το σημείο 1. Η μεταβολή 1 - 2 προκαλείται από τον συμπίεστή, ο οποίος αυξάνει την θερμοκρασία και την πίεση του και το νέο σημείο που δίνει την θερμοκρασία και την εντροπία του είναι το σημείο 2.

Φάση 2 - 3: Το μείγμα καυσίμου αέρα καίγεται στον θάλαμο καύσης.

Φάση 3-4: Τα αέρια προϊόντα της καύσης εκτονώνονται στον στρόβιλο, μετατρέποντας μέρος της εσωτερικής τους ενέργειας σε μηχανικό έργο στον στρόβιλο.

Φάση 4-6: Τα καυσαέρια ψύχονται μέχρι της θερμοκρασίας εισόδου στον αμοπαγωγό.

Φάση 6-1: Τα καυσαέρια εισέρχονται στον αμοπαγωγό, και καθώς ψύχονται (6 - 1) θερμαίνουν νερό το οποίο ατμοποιείται σύμφωνα με την καμπύλη BDEF, ο ατμός εκτονώνεται κατά την FG και συμπυκνώνεται κατά την GB, όπως περιγράφεται στον κύκλο υπέρθερμου ατμού.



Σχήμα 5.5: Διάγραμμα θερμοδυναμικού κύκλου Brayton - Rankine.

6. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ

6.1 ΓΕΝΙΚΑ



Σήμερα ως επί το πλείστον τα διυλιστήρια αργού πετρελαίου, ως κατεξοχήν ενεργοβόρα συγκροτήματα, καλύπτουν ή τείνουν να καλύψουν τις απαιτήσεις τους σε ηλεκτρισμό με την εγκατάσταση αεριοστροβιλικών μονάδων. Η δυνατότητα αξιοποίησης του θερμικού φορτίου των καπναερίων, μετά την έξοδό τους από τον αεριοστρόβιλο, σε συστήματα συμπαραγωγής ατμού, μεγιστοποιεί την θερμική απόδοση και τους.

Η παρούσα εργασία καλύπτει: αφ'ενός την μελέτη εγκατάστασης αεριοστρόβιλης μονάδας ισχύος 17 MW σε συγκρότημα διύλισης αργού πετρελαίου αφετέρου την μελέτη του συστήματος ανάκτησης του θερμικού φορτίου των καπναερίων, μετά την έξοδό τους από τον στρόβιλο ισχύος, με σκοπό την παραγωγή ατμού υψηλής πίεσης 49 bar (g). Πρόκειται, δηλαδή, για μια μονάδα (power plant) συμπαραγωγής ισχύος και ατμού που αποβλέπει στην αύξηση του συνολικού βαθμού απόδοσης της εγκατάστασης. Στην εγκατάσταση αυτή και με σκοπό την επίτευξη των ποιοτικών χαρακτηριστικών του ατμού υψηλής πίεσης, προβλέπεται και συμπληρωματική καύση των καπναερίων, χωρίς την παροχή αέρα, δεδομένου ότι τα καπναέρια περιέχουν την διαθέσιμη για την καύση ποσότητα οξυγόνου.

Η διαστασιολόγηση των συστημάτων της μελέτης αυτής γίνεται με βάση θερμοδυναμικά στοιχεία ενθαλπίας - θερμοκρασίας – ειδικού όγκου κ.λ.π. από διαγράμματα – πίνακες και των στοιχείων κατασκευαστών.

6.2 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ

Ακολουθεί η περιγραφή της εγκατάστασης, όπως φαίνεται στο σχεδιάγραμμα (10.1) που απεικονίζει τη ροή ρευμάτων για τα εξής τμήματα.

-  Τμήμα ηλεκτροπαραγωγής ισχύος 17 MW.
-  Τμήμα ανάκτησης θερμότητας (λέβητας) παραγωγής ατμού πίεσης 49 bar (g) – θερμοκρασίας 420 °C.

6.2.1. Τμήμα ηλεκτροπαραγωγής

Το τμήμα ηλεκτροπαραγωγής αποτελείται από έναν αεριοστρόβιλο και έναν στρόβιλο ισχύος. Ο αεριοστρόβιλος είναι δυο ξεχωριστών αξόνων, στον ένα εκ των οποίων είναι προσαρμοσμένος ο συμπιεστής χαμηλής και υψηλής πίεσης καθώς επίσης και ο αεριογόνος στρόβιλος υψηλής και χαμηλής πίεσης και στον δεύτερο άξονα είναι προσαρμοσμένος ο στρόβιλος ισχύος και η γεννήτρια.

Ατμοσφαιρικός αέρας, που είναι και το εργαζόμενο ρευστό, σε συνθήκες περιβάλλοντος ($T = 15^{\circ}C, P = 1,013bar$) συμπιέζεται σταδιακά στο τμήμα του συμπιεστή χαμηλής και στη συνέχεια στο τμήμα του συμπιεστή υψηλής πίεσης με σκοπό να αποκτήσει την επιθυμητή πίεση των 12 bar πριν την είσοδο του στο θάλαμο καύσης.

Η θέρμανση του αέρα πραγματοποιείται με καύση φυσικού αερίου που εισάγεται συνεχώς στους καυστήρες του θαλάμου καύσης. Οι καυστήρες αυτοί είναι τοποθετημένοι περιφερειακά του θαλάμου καύσης.

Η θερμοκρασία που αναπτύσσεται στον θάλαμο καύσης ($1400 - 2000^{\circ}C$), είναι απαγορευτική από πλευράς θερμοκρασιακής αντοχής για τα υλικά κατασκευής του αεριοστρόβιλου. Για τον λόγο αυτό η ποσότητα του αέρα που εισάγεται με τον συμπιεστή σε σχέση με την ποσότητα του αέρα που χρειάζεται το αέριο καυσίμου είναι σημαντικά μεγαλύτερη (80/1) με σκοπό την ψύξη των τοιχωμάτων του θαλάμου καύσης και αραίωσης των προϊόντων καύσης ώστε να αποκτήσουν τη επιθυμητή επιτρεπόμενη θερμοκρασία πριν την είσοδο τους στον αεριογόνο στρόβιλο. Παρατηρείται ότι το μεγαλύτερο ποσοστό του αέρα (75 % περίπου) χρησιμοποιείται για την ψύξη των τοιχωμάτων του θαλάμου καύσης και αραίωσης των προϊόντων καύσης και μόνο το 25 % χρησιμοποιείται για την καύση.

Τα παραγόμενα καπναέρια με το μεγαλύτερο μέρος του αέρα μετά τον θάλαμο καύσης οδηγούνται στον αεριογόνο στρόβιλο όπου εκτονούμενα παράγουν έργο για την κίνηση του συμπιεστή αέρα.

Στη συνέχεια τα εκτονούμενα αέρια εισέρχονται στον στρόβιλο ισχύος ο οποίος συνδέεται με ξεχωριστό άξονα με γεννήτρια παραγωγής ισχύος 17 MW. Τα θερμά καπναέρια εξερχόμενα του στρόβιλου ισχύος εξακολουθούν να έχουν υψηλή θερμοκρασία ($381^{\circ}C$) και χρησιμοποιούνται για την παραγωγή ατμού υψηλής πίεσης οδηγούμενα στην καπνοδόχο εντός της οποίας είναι εγκατεστημένος ο εξοπλισμός του λέβητα.

Για την παραγωγή του υπέρθερμου ατμού ($420^{\circ}C$) γίνεται πρόσθετη καύση των καπναερίων (επί πλέον αέριο καύσιμο) με εκμετάλλευση του περιεχομένου σ' αυτά οξυγόνου (18 % λόγω της μεγάλης περίσσειας αέρα που αναφέρθηκε παραπάνω) για να αποκτήσουν θερμοκρασία ($450^{\circ}C$) Η θερμοκρασία αυτή λαμβάνεται κατά $30^{\circ}C$ μεγαλύτερη της θερμοκρασίας του υπέρθερμου ατμού.

Η πρόσθετη αυτή καύση των καπναερίων γίνεται με παροχή φυσικού αερίου καυσίμου προς καυστήρες που παρεμβάλλονται ανάμεσα στον αεριοστρόβιλο και στον λέβητα ανάκτησης θερμότητας. Συγκεκριμένα οι καυστήρες του λέβητα είναι εγκατεστημένοι στον καπναγωγό διοχέτευσης των καπναερίων από τον στρόβιλο ισχύος προς τον αγωγό εισόδου αυτών στον λέβητα.

Η ροή του καυσίμου ρυθμίζεται από το άνοιγμα της βάνας παροχής καυσίμου, η οποία βάνα ελέγχεται από την θερμοκρασία του υπέρθερμου ατμού στην έξοδο του υπερθερμαντήρα.

Στην διαδρομή τους τα καπναέρια, από το σημείο εισόδου στον καπναγωγό της καπνοδόχου, αποδίδουν το θερμικό τους φορτίο στο σύστημα ανάκτησης θερμότητας του λέβητα. Αρχικά στον υπερθερμαντήρα, μετά στον εξατμιστήρα, στη συνέχεια στον οικονομητήρα. Αποβάλλονται στην ατμόσφαιρα με θερμοκρασία 218°C από καπνοδόχο που βρίσκεται πάνω στο τμήμα ανάκτησης θερμότητας του λέβητα.

6.2.2. Τμήμα παραγωγής ατμού

Απιονισμένο νερό, που καλύπτει την ποιότητα τροφοδοτικού νερού λεβήτων, από την δεξαμενή που αποθηκεύεται σε θερμοκρασία 20°C τροφοδοτείται με μια αντλία στον απαεριωτή. Ο απαεριωτής λειτουργεί σε πίεση $0,2 \text{ bar (g)}$. Πριν την είσοδο του στον απαεριωτή το τροφοδοτικό νερό θερμαίνεται σε εναλλάκτη νερού – ατμού με παροχή ατμού χαμηλής πίεσης 5 bar (g) . Η θέρμανση αυτή γίνεται για να αυξηθεί η θερμοκρασία του στους 85°C . Η θερμοκρασία αυτή είναι κατά 20 βαθμούς χαμηλότερη από την θερμοκρασία των 105°C λειτουργίας του απαεριωτή [19].

Η παροχή νερού προς τον απαεριωτή ρυθμίζεται από το άνοιγμα βάνας που ελέγχεται από την στάθμη της δεξαμενής νερού του απαεριωτή.

Στον απαεριωτή το τροφοδοτικό νερό θερμαίνεται με ατμό χαμηλής πίεσης (5 bar (g)) για την αύξηση της θερμοκρασίας του στους 105°C , ούτως ώστε σε συνδυασμό και με την δράση του ατμού να γίνει καλύτερη απαερίωση και να μειωθεί το περιεχόμενο στον νερό οξυγόνο.

Σκοπός του απαεριωτή είναι η απομάκρυνση του οξυγόνου του νερού και τυχόν άλλων αερίων όπως (π.χ. διοξειδίου του άνθρακα που μειώνει το PH του νερού) για να αποφύγουμε φαινόμενα διάβρωσης του εξοπλισμού του λέβητα.

Η δεξαμενή νερού του απαεριωτή περιέχει νερό σε ποσότητα τόση που να καλύπτει την μέγιστη τροφοδοσία του λέβητα για χρόνο $10 - 20 \text{ minutes}$.

Η τελική απαερίωση του νερού επιτυγχάνεται με την προσθήκη υδραζίνης που με την αναγωγική της δράση μειώνει ακόμη περισσότερο την συγκέντρωση του οξυγόνου σε επίπεδο $< 0,2 \text{ ppb}$.

Παράλληλα με την αναγωγική της δράση, η υδραζίνη διασπάται σε αμμωνία και συμπυκνούμενη αυξάνει το PH τροφοδοτικού νερού των λεβήτων.

Επίσης γίνεται και η προσθήκη φωσφορικού νατρίου για την δημιουργία μαλακών καθαλατώσεων που απομακρύνονται εύκολα και αποφεύγεται η δημιουργία σκληρών επικαθίσεων στο τύμπανο του ατμού και στους αυλούς του λέβητα.

Από την δεξαμενή του απαεριωτή το νερό τροφοδοτείται με αντλία στον οικονομητήρα, στην έξοδο του οποίου η θερμοκρασία είναι 265°C και οδηγείται στο τύμπανο του ατμού. Από το τύμπανο του ατμού το κορεσμένο νερό με αντλία

ανακυκλοφορεί συνεχώς μέσω του εξατμιστή όπου ατμοποιείται και μετατρέπεται σε κορεσμένο ατμό 265 °C.

Η παροχή τροφοδοτικού νερού λέβητα προς τον οικονομητήρα ρυθμίζεται από το άνοιγμα βάννας η οποία ελέγχεται από την στάθμη του τυμπάνου καθώς επίσης και την ροή του ατμού προς το δίκτυο.

Από το τύμπανο του ατμού, ο ατμός οδηγείται στον υπερθερμαντήρα για να γίνει υπέρθερμος 420 °C. Επειδή στο τύμπανο ατμού λόγω της ατμοποίησης του νερού η συγκέντρωση αλάτων αυξάνει σημαντικά γίνεται απομάκρυνση αυτών με την διαδικασία της εκβορβόρωσης (στρατσώνα) ούτως ώστε να διατηρείται η συγκέντρωση των ολικών διαλυμένων στερεών σε επιθυμητά επίπεδα 400 - 900 ppm. Το αποβαλλόμενο νερό με την διαδικασία της στρατσώνας οδηγείται σε εκτονωτικό δοχείο όπου λόγω της υψηλής θερμοκρασίας του γίνεται αποτόνωση αυτού όπου διαχωρίζεται σε ατμό ο οποίος επιστρέφει στο απαεριωτή και το υπόλοιπο είναι νερό που απορρίπτεται σε υπόνομο.

Ο παραγόμενος υπέρθερμος ατμός οδηγείται σε δίκτυο διανομής ατμού για να χρησιμοποιηθεί σε διάφορες άλλες χρήσεις.

Στη εργασία εξετάστηκαν τρεις διαφορετικές χρήσεις ατμού με αντίστοιχη παραγωγή συμπυκνώματος ατμού. Τα συμπυκνώματα αυτά συλλέγονται σε δοχείο συμπυκνωμάτων όπου ένα μέρος αποβάλλεται στην ατμόσφαιρα ως ατμός αποτόνωσης και το μεγαλύτερο μέρος επιστρέφει στην δεξαμενή αποθήκευσης τροφοδοτικού νερού. Η απώλεια του ατμού στις διάφορες χρήσεις, επιφέρει έλλειψη τροφοδοτικού το οποίο συμπληρώνεται ισόποσα με φρέσκο απιονισμένο νερό (make up).

6.3 ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΤΗΣ ΜΕΛΕΤΗΣ ΤΟΥ ΣΤΑΘΜΟΥ Σ.Η.Θ.

Η μονάδα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας (ΣΗΘ) του οποίου η μελέτη αποτελεί αντικείμενο της παρούσης πτυχιακής εργασίας αποτελείται από τα παρακάτω:

- Ένα (1) αεριοστρόβιλο μονοαξονικό με ξεχωριστό στρόβιλο ισχύος που σε συνθήκες ISO (P= 1,013 bar, T=273 °C) παράγει ισχύ 17 MW.
- Ένα (1) ατμοπαραγωγό σύστημα εκμετάλλευσης του θερμικού φορτίου των καπναερίων του αεριοστροβίλου για παραγωγή ατμού με τα εξής ποιοτικά χαρακτηριστικά: P = 49 bar (g) και T= 420 °C.
- Βοηθητικά υποσυστήματα της λειτουργίας του σταθμού, όπως:
 - Τροφοδοσία αεριοστροβίλου με αέριο καύσιμο με τον εναλλάκτη προθέρμανσης αυτού με ατμό χαμηλής πίεσης.
 - Τροφοδοσία νερού – απαεριωτή πριν την τροφοδοσία του νερού λέβητα στο ατμοπαραγωγό σύστημα.
 - Συλλογή – ανάκτηση συμπυκνωμάτων και επιστροφής αυτών στον απαεριωτή.

- Παραγόμενα προϊόντα
- Ατμός Υψηλής Πίεσης
 - Πίεση 49 bar (g)
 - Θερμοκρασία 420 °C
- Ηλεκτρική Ισχύς 17 MW
- Εργαζόμενο ρευστό αέρας σε:
 - Πίεση 1,013 bar (g)
 - Θερμοκρασία 15 °C
 - Υγρασία 0%
- Χημικά
 - Υδραζίνη – (διάλυμα) 24 % κ.β.
 - Κατανάλωση 0,9 gr/m³ τροφοδοτικού νερού λέβητα
 - Δοσολογία 2,4 - 2,7 lit/h (αραιωμένο διάλυμα)
 - Ημερήσια κατανάλωση 2,7 Kg/ημέρα 1%
 - Φωσφορικό Τρινάτριο
 - Κατανάλωση 2,8 gr/m³ τροφοδοτικού νερού λέβητα
 - Δοσολογία 10 - 12 Lit/h (3 % διάλυμα)
 - Ημερήσια κατανάλωση 8,5 Kgr/ημ. (100 % διαλυμα)

6.4 ΠΟΙΟΤΙΚΑ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΡΕΥΜΑΤΩΝ ΤΡΟΦΟΔΟΣΙΑΣ

6.4.1 Νερό Λέβητα

Ο λέβητας τροφοδοτείται με απιονισμένο νερό υψηλής καθαρότητας. Το νερό παράγεται με αφαλάτωση θαλασσινού νερού και υφίσταται απιονισμό σε μονάδα αποσκληρυντών. Έχει τα παρακάτω χαρακτηριστικά:

Πίνακας 6.1 : Χαρακτηριστικά στοιχεία απιονισμένου νερού.

1	Πίεση	3,5 bar
2	Θερμοκρασία	30 °C
3	Διαλυμένα στερεά (TDS)	20 ppm
4	Πυριτικά ως SiO ₂	0,20 ppm
5	Σκληρότητας dH ⁰ wV (CaCO ₃)	≤ 0,2 ppm
6	PH(20 ⁰ C)	7-9,5
7	Ελαιώδη	0,5 ppm
8	Σίδηρο (Fe)	0,5 ppm
9	Χαλκός (Cu)	0,01 ppm
10	Οξυγόνο	0,02 ppm
11	Διοξείδιο του άνθρακα	201 ppm
12	Υπερμαγγανικό κάλιο	10 ppm

6.4.2 Αέριο Καύσιμο (Φυσικό Αέριο)

Πίνακας 6.2 : Χαρακτηριστικά στοιχεία αερίου καυσίμου (φυσικού αερίου).

1. Πίεση	3,5 bar (g)
2. Θερμοκρασία	35 °C
3. Σύσταση	% κ.ο.
4. Μεθάνιο	88,0
5. Αιθάνιο	8,0
6. Προπάνιο	3,0
7. Αζωτο	1,0
8. Μοριακό βάρος	20,2
9. Κατώτερη Θερμογόνος Δύναμη (LHV) KJ/kg	49500

6.5 ΠΙΕΣΗ – ΣΥΜΠΙΕΣΗ – ΕΚΤΟΝΩΣΗ ΕΡΓΑΖΟΜΕΝΟΥ ΡΕΥΣΤΟΥ

Συμπιεστής

Πίεση εισόδου: $P_1 = 1,013 \text{ bar}(a)$

Πίεση εξόδου: $P_2 = 12,0 \text{ bar}(a)$

Λόγος Συμπίεσης: $r_c = \frac{P_2}{P_1} = \frac{12}{1} = 12$

Θάλαμος καύσης

Καύση υπό σταθερή πίεση.

Παραδοχή: Στην εργασία θεωρούμε απώλεια πίεσης στον θάλαμο καύσης 2 % της πίεσης εισόδου αέρα ήτοι: Πίεση εξόδου: $P_3 = P_2 \cdot 0,98 = 11,8 \text{ bar}(a)$.

Αεριογόνο τμήμα

Πίεση εξόδου των καπναερίων από τον αεριογόνο στρόβιλο, στην φάση εκτόνωσης, πριν την είσοδό τους στον στρόβιλο ισχύος είναι $P_4 = 2,5 \text{ bar}(a)$. Θεωρούμε απώλεια πίεσης 9,3 bar (a).

Στρόβιλος ισχύος

Η πίεση εξόδου των καπναερίων από το στρόβιλο ισχύος στην τελική φάση εκτόνωσης του εργαζομένου ρευστού είναι: $P_5 = 1,013 \text{ bar}(a)$.

6.6 ΠΑΡΑΔΟΧΕΣ ΜΕΛΕΤΗΣ

Επί πλέον έγιναν και ορισμένες παραδοχές με βάση πραγματικά στοιχεία λειτουργίας αντιστοίχων με την μελέτη μονάδων, όπως :

- ✚ Λόγος αέρα προς καύσιμο: $f = \frac{m_a}{m_f}$.
- ✚ Μηχανικοί βαθμοί απόδοσης συμπιεστή, στροβίλου και όλης της μονάδας:
 $\eta_{mc} = \eta_{mt} = \eta_m = 0,98$.
- ✚ Ο συμπιεστής και ο στρόβιλος διαιρούνται σε βαθμίδες.
- ✚ Ο λόγος πιέσεων ανά βαθμίδα θεωρείται ο ίδιος.

Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή h_c και στροβίλου h_t υπολογίζονται πιο κάτω με βάση τον ίδιο περίπτωση λόγο πίεσης για συμπιεστή r_c και στρόβιλο r_t .

6.7 ΠΡΟΣΔΙΟΡΙΣΜΟΣ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΩΝ ΜΕΓΕΘΩΝ

Οι τιμές της ειδικής θερμοχωρητικότητας c_p και της σταθεράς ισεντροπικής μεταβολής g , επηρεάζουν τους υπολογισμούς της απόδοσης ενός κύκλου και πρέπει να λαμβάνονται υπόψη οι μεταβολές των τιμών αυτών, λόγω των αλλαγών των συνθηκών κατά την διάρκεια ενός θερμοδυναμικού κύκλου.

Για τα πραγματικά αέρια σε συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας που αντιστοιχούν σε περιοχές κανονικής λειτουργίας, η ειδική θερμοχωρητικότητα c_p είναι συνάρτηση μόνο της θερμοκρασίας. Το ίδιο συμβαίνει και με την σταθερά g αφού συνδέεται με το c_p με την Σχ. 6.1.

$$\frac{\gamma-1}{\gamma} = \frac{R^0}{M \cdot C_p} \quad (6.1)$$

Όπου: $R^0 = 8,314 \text{ KJ/K}_{\text{mol}} \cdot ^\circ \text{K}$
 $M = \text{Μοριακό Βάρος}$

Ο υπολογισμός των c_p και g βασίζεται σε εμπειρικές σχέσεις για κάθε συστατικό του αέρα ή του μίγματος καυσίμου – αέρα. Οι σχέσεις είναι πολυωνυμικές και έχουν την μορφή:

$$C_p = b_0 + b_1 \cdot T + b_2 \cdot T^2 + b_3 \cdot T^3 + b_4 \cdot T^4 \quad (6.2)$$

Όπου: $C_p = \text{ειδική θερμοχωρητικότητα σε KJ/Kg} \cdot ^\circ \text{K}$
 $T = \text{θερμοκρασία αερίου } ^\circ \text{C}$.

Η Σχ. 6.2 ισχύει για $0 \leq T \leq 2000$ °C και 1 bar. Οι συντελεστές b_0, \dots, b_4 λαμβάνονται από τον Πίν.6.1 για αντίστοιχα αέρια [10]

Για την εύρεση του C_p των μιγμάτων ισχύει ή παρακάτω Σχ. (6.3).

$$C_p = \sum_i^n X_i \cdot C_{p_i} \quad (6.3)$$

Όπου: C_p : ειδική θερμοχωρητικότητα του αερίου ($KJ / Kg \cdot ^\circ K$)

C_{p_i} : ειδική θερμοχωρητικότητα του συστατικού i του μείγματος ($KJ / Kg \cdot ^\circ K$)

X_i : η περιεκτικότητα του μείγματος στο i συστατικό (Kg / Kg)

Στην μελέτη δεν υπολογίζονται οι τιμές των C_p και g με βάση τις παραπάνω Σχ. (6.2) και (6.3) αλλά λαμβάνονται κατά προσέγγιση σταθερές τιμές για την ειδική θερμότητα C_{pa} του αέρα και C_{pk} των καπναερίων και συγκεκριμένα για:

$$\text{Αέρα: } C_{pa} = 1,005 \text{ KJ/kg} \cdot K \quad \gamma_a = \frac{C_{pa}}{C_{va}} = 1,40$$

$$\text{Καπναέρια: } C_{pk} = 1,155 \text{ KJ/kg} \cdot K \quad \gamma_k = \frac{C_{pk}}{C_{vk}} = 1,33 \quad (6.4)$$

Πίνακας 6.3: Σταθεροί συντελεστές ειδικής θερμοχωρητικότητας αερίων.

	Αέρας	N ₂	O ₂	CO ₂
b ₀	0,100 186 · 10 ¹	0,103 693 · 10 ¹	0,902 430	0,828 204
b ₁	0,722 153 · 10 ⁻⁴	0,278 472 · 10 ⁻⁴	0,361 332 · 10 ⁻³	0,981 404 · 10 ⁻³
b ₂	0,348 066 · 10 ⁻⁶	0,392 958 · 10 ⁻⁶	-0,164 362 · 10 ⁻⁶	-0,790 052 · 10 ⁻⁶
b ₃	-0,321 086 · 10 ⁻⁹	-0,313 739 · 10 ⁻⁹	0,216 244 · 10 ⁻¹⁰	0,328 413 · 10 ⁻⁹
b ₄	0,930 682 · 10 ⁻¹³	0,720 044 · 10 ⁻¹³	0,354 211 · 10 ⁻¹⁴	-0,546 602 · 10 ⁻¹³

	Ar	H ₂ O	SO ₂	
b ₀	0,5192	0,185 042 · 10	0,592 914	
b ₁	-	0,288 423 · 10 ⁻³	0,638 217 · 10 ⁻³	
b ₂	-	0,714 063 · 10 ⁻⁶	-0,618 659 · 10 ⁻⁶	
b ₃	-	-0,478 786 · 10 ⁻⁹	0,283 124 · 10 ⁻⁹	
b ₄	-	0,943 951 · 10 ⁻¹³	-0,491 597 · 10 ⁻¹³	

6.8 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΠΟΣΟΤΗΤΩΝ

Οι διάφοροι υπολογισμοί αναφέρονται στην μελέτη ενός αεριοστροβίλου ALSTOM - INDUSTRIAL GAS TURBINE GT – 35 C ισχύος 17 MW, δυο ξεχωριστών αξόνων, με τον συμπιεστή και τον αεριογόνο στρόβιλο προσαρμοσμένους σε κοινό άξονα, και τον στρόβιλο ισχύος και την γεννήτρια επίσης προσαρμοσμένους σε άλλον κοινό άξονα.

Υπολογίζονται :

- ✚ Οι θερμοκρασίες αέρα – καπναερίων στην είσοδο – έξοδο των στοιχείων του αεριοστροβίλου.
- ✚ Η κατανάλωση καυσίμου (Φυσικού αερίου).
- ✚ Ο Θεωρητικός και Πραγματικός Βαθμός απόδοσης της αεριοστροβιλικής εγκατάστασης.
- ✚ Η ειδική Κατανάλωση Ενεργείας.
- ✚ Γίνεται συνολικό ενεργειακό ισοζύγιο της αεριοστροβιλικής εγκατάστασης.

6.8.1 Συμπιεστής – ισεντροπική απόδοση

Ο ισεντροπικός συντελεστής απόδοσης του συμπιεστή υπολογίζεται με την Σχ. (6.5) [11].

$$h_c = 0.91 - \frac{r_c - 1}{300} \quad (6.5)$$

Όπου : r_c = ο λόγος συμπίεσης $r_c = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_{n+1}}{P_n} = \frac{12}{1}$.

P_{n+1} = η πίεση αέρα στην έξοδο του συμπιεστή.

P_n = η πίεση αέρα στην είσοδο του συμπιεστή.

Με αντικατάσταση της τιμής $r_c = 12$ στην (6.5) προκύπτει:

$$h_c = 0.91 - \frac{12-1}{300} = 0.873 \quad \text{ή} \quad h_c = 87.3\%$$

6.8.2 Θερμοκρασία αέρα στην έξοδο συμπιεστή

Η ισεντροπική (θεωρητική) [12] θερμοκρασία του αέρα στην έξοδο του συμπιεστή T_{2q} υπολογίζεται με την Σχ. (6.6).

$$T_{2q} = T_1 [r_c]^{(g_a - 1)/g_a} \quad (6.6)$$

Όπου $g_a = 1,4$ ο λόγος C_{pa}/C_{va} του αέρα, από την Σχ. (6.4).

Με αντικατάσταση των τιμών για τα μεγέθη $r_c=12, T_1=273+15^0 C = 288^0 K$ και $\frac{g_a - 1}{g_a} = 0,2857$ στην (6.6) προκύπτει:

$$T_{2q} = 288 \cdot 12^{0,2857} = 585,5^0 K \text{ ή } T_{2q} = 312,5^0 C$$

Η πραγματική θερμοκρασία αέρα στην έξοδο του συμπιεστή T_{2p} , λαμβανομένου υπόψη του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης, υπολογίζεται με την Σχ. (6.7).

$$T_{2\pi} = T_1 + \frac{T_{2q} - T_1}{h_c} = T_1 + \frac{T_1 \cdot (r_c)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - T_1}{h_c} = T_1 \cdot \left[1 + \frac{1}{h_c} \cdot \left((r_c)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right) \right] \quad (6.7)$$

Με αντικατάσταση των τιμών T_1, η_c, r_c, g_a στην 6.7 προκύπτει ότι:

$$T_{2\pi} = 288 \cdot \left[1 + \frac{1}{0,873} \left((12)^{0,2857} - 1 \right) \right] = 629^0 K \text{ ή } T_{2\pi} = 356^0 C$$

Παρατηρείται ότι: Η διαφορά θερμοκρασίας αέρα εξόδου – εισόδου συμπιεστή : $\Delta T = (T_{2p} - T_1) = 629 - 288 = 341^0 K$ δίνεται και με την Σχ. (6.8) η οποία προκύπτει από την προηγούμενη Σχ. (6.7).

$$\Delta T_c = \frac{T_1 \cdot \left[(r_c)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right]}{h_c} \quad (6.8)$$

Κατόπιν αυτού ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή η_c μπορεί να υπολογιστεί και με την Σχ. (6.9) εάν τα μεγέθη, $T_1, T_{2\pi}$ και ΔT_c είναι γνωστά, ήτοι :

$$h_c = T_1 \cdot \frac{r_c - 1}{\Delta T_c} \quad (6.9)$$

Ως εκ τούτου για τον συμπιεστή αέρα έχουμε:

- Θερμοκρασία αέρα εισόδου: $T_1 = 273 + 15 = 288 \text{ }^\circ \text{K}$.
- Θεωρητική θερμοκρασία αέρα εξόδου συμπιεστή: $T_{2\theta} = 585,5 \text{ }^\circ \text{K}$.
- Πραγματική θερμοκρασία αέρα εξόδου συμπιεστή: $T_{2\pi} = 629 \text{ }^\circ \text{K}$.
- Ισεντρονικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή: $\eta_c = 87,3\%$.

6.8.3 Θάλαμος καύσης – υπολογισμός θερμοκρασίας καπναερίων

Στον υπολογισμό της θερμοκρασίας T_3 των καπναερίων στην είσοδο του αεριογόνου στροβίλου ακολουθείται η εξής διαδικασία.

Με δεδομένο λόγο αέρα προς καύσιμο και με βάση ενεργειακό ισολογισμό στον θάλαμο καύσης υπολογίζεται η θερμοκρασία T_3 .

Η υπολογισθείσα αυτή θερμοκρασία T_3 για τον δεδομένο λόγο αέρα/καύσιμο συγκρίνεται με την επιτρεπόμενη, από κατασκευαστικής πλευράς, θερμοκρασιακής αντοχής των υλικών του στροβίλου.

Παρατηρείται ότι με βάση την εμπειρία των κατασκευαστών αεριοστροβίλων, λαμβάνεται σαν βάση ή θερμοκρασία T_3 και υπολογίζεται ο λόγος: $f = \frac{m_a}{m_f}$.

Στην μελέτη μας θεωρούμε δεδομένο τον λόγο αέρα προς καύσιμο $f = \frac{m_a}{m_f} = 80$ και

υπολογίζουμε την θερμοκρασία T_3 εισόδου των καπναερίων στον αεριοστρόβιλο. Επειδή το αέριο καύσιμο (φυσικό αέριο) πριν την είσοδό του στον θάλαμο καύσης, θερμαίνεται σε εναλλάκτη για αύξηση της θερμοκρασίας του στους $110 \text{ }^\circ \text{C}$ από τους $35 \text{ }^\circ \text{C}$ που διατηρείται στο κύκλωμά του, για λόγους ακριβείας υπολογισμών, ή αισθητή θερμότητα αυτού, λόγω αύξησης της θερμοκρασίας του, λαμβάνεται υπόψη στο ενεργειακό ισοζύγιο.

Με βάση τα παραπάνω το ενεργειακό ισοζύγιο στον θάλαμο καύσης διαμορφώνεται σύμφωνα με την Σχ. (6.10):

$$(m_a + m_f) \cdot C_{pk} \cdot (T_3 - T_1) = m_a \cdot C_{pa} \cdot (T_2 - T_1) + m_f \cdot (\text{LHV}) \cdot h_b + m_f \cdot C_{pf} \cdot (t_2 - t_1) \quad (6.10)$$

$$T_3 = \frac{A}{B} = \frac{(f+1) \cdot T_1 \cdot C_{pk} + f \cdot C_{pa} \cdot (T_2 - T_1) + (\text{LHV}) \cdot h_b + C_{pf} \cdot (t_2 - t_1)}{(f+1) \cdot C_{pk}}$$

Όπου:

m_a = ροή αέρα Kg/hr.

$m_k = m_a + m_f$ ροή καπναερίων Kg/h.

m_f = ροή καυσίμου Kg/hr.

f = λόγος μάζας αέρα προς μάζα καυσίμου.

C_{pa} = ειδική θερμότης αέρα $1,005 \text{ KJ} / \text{Kg} \cdot ^\circ \text{K}$.

C_{pk} = ειδική θερμότης καπναερίων $1,155 \text{ KJ} / \text{Kg} \cdot ^\circ \text{K}$.

LHV = κατώτερη θερμογόνο δύναμη $49500 \text{ KJ} / \text{Kg}$.

T_2 = θερμοκρασία καπναερίων στην έξοδο του συμπιεστή $^\circ \text{K}$.

T_3 = θερμοκρασία καπναερίων στην έξοδο του θαλάμου καύσης – είσοδος στον αεριογόνο στρόβιλο. $^\circ \text{K}$ από Σχ. (6.10).

t_1, t_2 = θερμοκρασία στην είσοδο – έξοδο εναλλάκτη για αύξηση της αισθητής θερμότητας του φυσικού αερίου από $t_1 = 35 \text{ }^\circ \text{C}$ σε $t_2 = 110 \text{ }^\circ \text{C}$ στην είσοδο του θαλάμου καύσης του αεριοστροβίλου.

C_{pf} = ειδική θερμότης του φυσικού αερίου $0,23 \text{ KJ} / \text{Kg} \cdot ^\circ \text{K}$.

h_b = βαθμός απόδοσης καύσης είναι 0,98.

Με αντικατάσταση των σχετικών τιμών στην (6.10) προκύπτει ότι:

$$T_3 = \frac{A}{B} \quad (6.11)$$

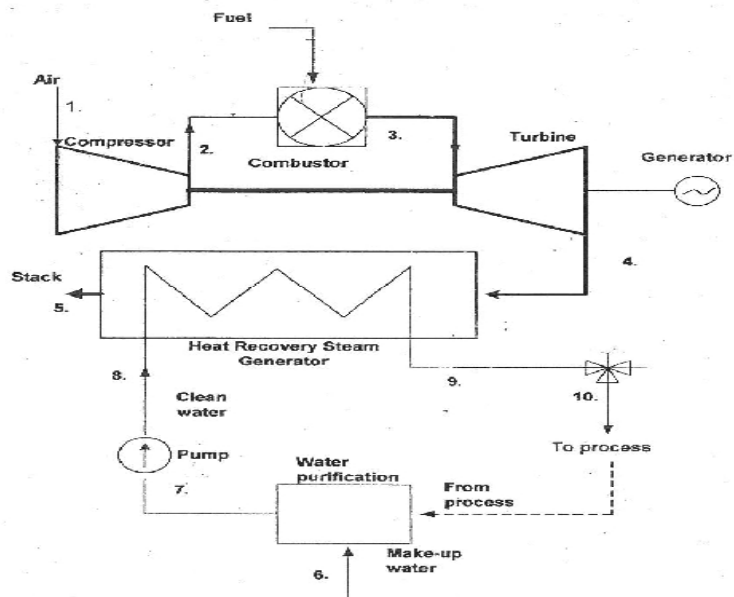
Όπου:

$$A \Rightarrow (80+1) \cdot 288 \cdot 1,155 + 80 \cdot 1,005 \cdot (629 - 288) + 49.500 \cdot 0,98 + 0,23 \cdot (110 - 35) = 102887,5 \text{ KJ} / \text{Kg}$$

$$B \Rightarrow (80+1) \cdot 1,155 = 93,5 \text{ KJ} / \text{Kg} \cdot ^\circ \text{K}$$

$$T_3 = \frac{A}{B} = \frac{102887,5}{93,5} = 1100,4 \approx 1100^\circ \text{K} \text{ ή } 827^\circ \text{C}$$

Στο Σχ 6.1 παρουσιάζεται το γενικό σχέδιο συμπαραγωγής αεριοστροβίλου και λέβητα ανάκτησης θερμότητας για παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος .



Σχήμα 6.1: Γενικό σχέδιο συμπαραγωγής παραγωγής ηλεκτρικής ισχύος .

6.8.4 Υπολογισμός του λόγου αέρα/καύσιμο για δεδομένη T_3 .

Το ενεργειακό ισοζύγιο στο θάλαμο καύσης είναι:

$$Q_{in} = Q_{out}$$

$$Q_{in} = m_a \cdot C_{pa} \cdot (T_2 - T_1) + m_f \cdot (L.H.V) \cdot h_b + m_f \cdot C_{pf} (t_2 - t_1) \quad (6.12)$$

$$Q_{out} = (m_a + m_f) \cdot C_{pk} \cdot (T_3 - T_1)$$

Από τις Σχέσεις (6.12) έχουμε:

$$m_a \cdot c_{pa} \cdot (T_2 - T_1) + m_f \cdot (LHV) \cdot h_b + m_f \cdot C_{pf} (t_2 - t_1) = (m_a + m_f) \cdot c_{pk} \cdot (T_3 - T_1) \quad (6.13)$$

Για λόγο μάζας αέρα προς μάζα καυσίμου $f = \frac{m_a}{m_f}$ η Σχ. (6.13) γίνεται:

$$f \cdot C_{pa} \cdot (T_2 - T_1) + (LHV) \cdot h_b + C_{pf} \cdot (t_2 - t_1) = (T_3 - T_1) \cdot C_{pk} \cdot (1 + f)$$

$$f = \frac{c_{pk} \cdot (T_3 - T_1) - (LHV) \cdot h_b - c_{pf} \cdot (t_2 - t_1)}{c_{pa} \cdot (T_2 - T_1) - c_{pk} \cdot (T_3 - T_1)} \quad (6.14)$$

Όπου:

T_1 = θερμοκρασία αέρα εισόδου στον συμπιεστή, $288^0 K$.

T_2 = θερμοκρασία αέρα εξόδου από τον συμπιεστή, $629^0 K$.

T_3 = θερμοκρασία καπναερίων στην έξοδο του θαλάμου καύσης - είσοδος στον αεριογόνο στρόβιλο ,που είναι $1100^0 K$ υπολογισθείσα με την Σχ. (6.11) $(LHV) =$ Κατώτερη θερμογόνος δύναμη φυσικού αερίου, KJ / Kg .

C_{pa} = Ειδική θερμοχωρητικότητα αέρα, $KJ / Kg \cdot^0 K$.

C_{pk} = Ειδική θερμοχωρητικότητα καπναερίων, $KJ / Kg \cdot^0 K$.

h_b = απόδοση καύσης στον θάλαμο 98%.

Με αντικατάσταση των σχετικών τιμών στην Σχ. (6.14) προκύπτει ότι:

$$f = \frac{1,155 \cdot (1100 - 288) - 49500 \cdot 0,98 - 0,23 \cdot (110 - 35)}{1,005 \cdot (629 - 288) - 1,155 \cdot (1100 - 288)} = 79,95 = 80 \quad (6.15)$$

6.8.5 Αεριογόνος στρόβιλος

Η καύση στον θάλαμο καύσης, γίνεται σε συνθήκες σταθερής πίεσης. Η πίεση εισόδου καπναερίων στον αεριογόνο στρόβιλο είναι $P_3 = 11,8 bar(a)$. Στην περίπτωση του θεωρητικού (ιδανικού) κύκλου θεωρούμε ότι δεν έχουμε απώλειες πίεσης, άρα ο λόγος πίεσης είναι.

$$r_c = r_t = 12 \quad (6.16)$$

6.8.6 Ισεντροπική απόδοση

Ο ισεντροπικός συντελεστής απόδοσης του αεριογόνου στροβίλου υπολογίζεται προσεγγιστικά με την Σχ. (6.17).

$$\eta_{r1} = 0,90 - \frac{r_{t1} - 1}{250} = 0,90 - \frac{4,72 - 1}{250} = 0,885 = 88,5\% \quad (6.17)$$

όπου : $r_{t1} = \frac{11,8}{2,5} = 4,72$ ο λόγος πίεσης για τον αεριογόνο στρόβιλο.

Η ισεντροπική απόδοση του αεριογόνου στρόβιλου υπολογίζεται ακριβέστερα και με την Σχ. (6.18).

$$h_{r1} = \frac{T_3 - T_{4p}}{T_3 \left[1 - \left(\frac{1}{r_{t1}} \right)^{\frac{g_k - 1}{g_k}} \right]} \quad (6.18)$$

Η θερμοκρασία καπναερίων στην έξοδο του αεριογόνου στρόβιλου T_{4p} υπολογίζεται παρακάτω με την Σχ. (6.22) ο εκθέτης της σχέσης (6.18) είναι :

$$\frac{g_k - 1}{g_k} = \frac{1,33 - 1}{1,33} = 0,248 \quad (6.19)$$

Με αντικατάσταση των γνωστών τιμών στην σχέση (6.18) προκύπτει:

$$h_{r1} = \frac{1100 - 789}{1100 \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{11,8}{2,5} \right)^{0,248}} \right]} = 0,885 \quad \text{ή} \quad 88,5\%$$

Η ολική θερμοκρασιακή σχέση είναι:

$$\Theta = \frac{T_3}{T_1} = \frac{T_{\max}}{T_1} = \frac{1100 \text{ } ^\circ K}{288 \text{ } ^\circ K} = 3,82 \quad (6.20)$$

Σημείωση : Στην περίπτωση του θεωρητικού (ιδανικού) κύκλου Brayton θεωρούμε ότι δεν έχουμε απώλειες πίεσης.

6.8.7 Θερμοκρασία καπναερίων (έξοδος αεριοστρόβιλου)

Η ισεντροπική (θεωρητική) θερμοκρασία καπναερίων στην έξοδο του αεριογόνου στροβίλου υπολογίζεται με την Σχ. (6.21).

$$T_{4\theta} = \frac{T_3}{\left(r_{t_1}\right)^{\frac{\gamma_k-1}{\gamma_k}}}$$

$$T_{4q} = \frac{1100^0 K}{\left(\frac{11,8}{2,5}\right)^{0,248}} = \frac{1100^0 K}{1,469} = 748,8 = 749^0 K \quad (6.21)$$

Η πραγματική θερμοκρασία καπναερίων στην έξοδο του αεριογόνου στροβίλου λαμβανομένου υπόψη του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης h_{t_1} υπολογίζεται με την Σχ. (6.22).

$$T_{4p} = T_3 - h_{t_1} \cdot (T_3 - T_{4q}) = 1100 - 0,885 \cdot (1100 - 749) = 789,4 = 789^0 K \quad (6.22)$$

6.8.8 Θερμοκρασία καπναερίων (έξοδος στροβίλου ισχύος)

Η ισεντροπική (θεωρητική) θερμοκρασία καπναερίων στην έξοδο του στροβίλου ισχύος υπολογίζεται με την Σχ. 6.23.

$$T_{5q} = \frac{T_{4p}}{\left(r_{t_2}\right)^{\frac{\gamma_k-1}{\gamma_k}}}$$

(6.23)

$$T_{5q} = \frac{789^0 K}{\left(\frac{2,5}{1,013}\right)^{0,248}} = \frac{789^0 K}{1,256} = 630,6 = 631^0 K$$

6.8.9 Ισεντροπική απόδοση στροβίλου ισχύος

Η ισεντροπική (θεωρητική) απόδοση του στροβίλου ισχύος υπολογίζεται με την Σχ. (6.24).

$$h_{t2} = 0,90 - \frac{r_{t2} - 1}{250} \quad (6.24)$$

Όπου: $r_{t2} = \frac{P_5}{P_4} = \frac{2,5}{1,013} = 2,47$

Άρα :

$$h_{t2} = 0,90 - \frac{2,47 - 1}{250} = 0,894$$

Η πραγματική θερμοκρασία T_{5p} των καπναερίων στην έξοδο από τον στρόβιλο ισχύος υπολογίζεται από την Σχ. (6.25) λαμβανομένου υπόψη του βαθμού απόδοσης η_{t2} του στροβίλου ισχύος.

$$T_{5p} = T_{4p} - \eta_{t2} \cdot (T_{4p} - T_{5q}) \quad (6.25)$$

$$T_{5p} = 789 - 0,894 \cdot (789 - 631) = 647,7 = 648^0 K = 375 \text{ } ^0 C$$

6.9 ΘΕΩΡΗΤΙΚΟΣ ΘΕΡΜΙΚΟΣ ΒΑΘΜΟΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΤΟΥ ΚΥΚΛΟΥ

Ο θεωρητικός θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου υπολογίζεται με την Σχ. (6.26).

$$h_{\theta\epsilon\omega\rho} = 1 - r_c \frac{1-g_a}{g_a} = 1 - \frac{1}{r_c \frac{g_a-1}{g_a}} \quad (6.26)$$

Με αντικατάσταση του λόγου συμπίεσης $r_c=12$ και της τιμής $\frac{g_a-1}{g_a}=0,2857$ στην Σχ. (6.26) προκύπτει:

$$h_q = 1 - \frac{1}{12^{0,2857}} = 1 - \frac{1}{2,033} = 0,508 = 50,8\%$$

6.10 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΟΥ ΒΑΘΜΟΥ ΑΠΟΔΟΣΗΣ

Ο συνολικός πραγματικός βαθμός απόδοσης (θερμοδυναμικού κύκλου) της εγκατάστασης του αεριοστροβίλου υπολογίζεται με την Σχ. (6.27).

$$(h_{prag})_{\Sigma} = \frac{\Theta \cdot (h_t \cdot h_{mt}) \cdot (h_c \cdot h_{mc}) - 1}{\frac{r_q}{h_c \cdot h_{mc} \cdot (\Theta - 1)} - 1} \quad (6.27)$$

όπου: Θ = η ολική θερμοκρασιακή σχέση όπως δίνεται στην Σχ. (6.20).

r_q = θερμοκρασιακή ισχύει η σχέση συμπίεσης η οποία είναι :

$$r_q = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{g_a-1}{g_a}} = (12)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 2,033.$$

h_{mc}, h_{mt} = ο μηχανικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή-στροβίλου: $h_{mc} = h_{mt} = 0,98$.

h_c, h_t = ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου: $\eta_c = 0,873$.

$\eta_t = \eta_{t1} \cdot \eta_{t2} = 0,885 \cdot 0,894 = 0,791$ αντίστοιχα.

Με αντικατάσταση των σχετικών τιμών στην Σχ.(6.27) έχουμε:

$$(h_{prag})_{\Sigma} = \frac{3,82 \cdot 0,791 \cdot 0,98 \cdot 0,873 \cdot 0,98 - 1}{\frac{2,033}{(0,873 \cdot 0,98) \cdot (3,82 - 1)} - 1} = 0,184 \quad \eta \quad 18,4\%$$

6.11 ΕΙΔΙΚΗ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ (Ε.Κ.Ε.)

Η ειδική κατανάλωση ενέργειας $E.K.E$ (KJ/Kwh) υπολογίζεται με την Σχ. (6.28).

$$E.K.E = \frac{3600}{(h_{prag})_{\Sigma}} = \frac{3600}{0,184} = 19565 \text{ kJ/kwh} \quad (6.28)$$

6.12 ΕΙΔΙΚΗ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ (Ε.Κ.Κ.)

Η ειδική κατανάλωση καυσίμου υπολογίζεται με την Σχ. 6.29.

$$EKK = \frac{3600}{(h_{prag})_{\Sigma}} \cdot \frac{1}{(L.H.V)} = \frac{3600}{0,184} \cdot \frac{1}{49500} = 0,395 \text{ Kg / Kwh} \quad (6.29)$$

ή $E.K.K = 395 \text{ gr/Kwh}$

6.13 ΠΟΣΟΤΗΤΑ ΚΑΥΣΙΜΟΥ

Η παροχή καυσίμου m_f υπολογίζεται με βάση την αποδιδόμενη ισχύ στον άξονα της γεννήτριας με την Σχ. (6.30)

$$m_f = (E.K.K) \cdot N_e = (EKK) \cdot N_e / h_G \quad (6.30)$$

Όπου: N_e η παραγομένη ηλεκτρική ισχύς στην εγκατάσταση.

$h_G = 0,98$ ο βαθμός απόδοσης της γεννήτριας.

Στο σημείο αυτό λαμβάνεται υπόψη το γεγονός ότι η γεννήτρια λαμβάνει μηχανική ενέργεια N_i από τον στρόβιλο ισχύος και την μετατρέπει σε ηλεκτρική ενέργεια N_e με βαθμό απόδοσης $h_G = 0,98$. Τότε η παροχή καυσίμου m_f είναι:

$$m_f = (E.K.K) \cdot \frac{N_e}{h_G} = 0,395 \cdot \frac{17000}{0,98} = 6852,04 = 6852 \text{ Kg / hr} = 1,903 \text{ Kg / sec} .$$

Σημείωση. Η παραγομένη ισχύς με τον αεριογόνο στρόβιλο έχει ληφθεί υπόψη στην Ε.Κ.Κ μέσω του συντελεστή απόδοσης $(h_{pragm})_S$.

6.14 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΑΡΟΧΗΣ ΑΕΡΑ

Η παροχή μάζας αέρα με δεδομένο τον λόγο μάζας αέρα προς καύσιμο, $f = \frac{m_a}{m_f} = 80$ και παροχή καυσίμου από την Σχ. (6.31) είναι:

$$m_a = m_f \cdot f \quad (6.31)$$

$$m_a = 6852 \cdot 80 = 548160 \text{ Kg / hr} \quad \text{ή} \quad m_a = 152,27 \text{ Kg / sec}$$

6.15 ΠΟΣΟΤΗΤΑ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ

Η ποσότητα των παραγόμενων καπναερίων στον θάλαμο καύσης, τα οποία προωθούνται στην είσοδο του αεριογόνου στροβίλου είναι:

$$m_k = m_a + m_f = 152,27 + 1,903 = 154,17 \text{ Kg / sec} \quad (6.32)$$

Κατόπιν των ανωτέρω στους παρακάτω υπολογισμούς λαμβάνονται:

- ✚ μάζα αέρα $m_a = 152,27 \text{ kg/sec}$ ή 548172 kg/h .
- ✚ Μάζα καυσίμου $m_f = 1,903 \text{ kg/sec}$ ή 6852 kg/h .
- ✚ μάζα καπναερίων $m_k = 154,17 \text{ kg/sec}$ ή $m_k = 555012 \text{ kg/hr}$ στην έξοδο της εγκατάστασης του αεριοστροβίλου. .

6.16 ΑΠΟΔΟΣΗ ΗΛΕΚΤΡΙΚΗΣ ΙΣΧΥΟΣ

Η απόδοση της εγκατάστασης αεριοστροβίλου σε παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος έχει υπολογιστεί με την Σχ. (6.27), είναι 18,4 %.

6.17 ΑΠΟΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑ ΤΟΥ ΣΤΑΘΜΟΥ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΙΣΧΥΟΣ 17MW

Η αποδοτικότητα του σταθμού, δηλαδή η ηλεκτρική ενέργεια που παράγεται σε σχέση με την ποσότητα του καυσίμου, που καταναλίσκεται, στην λειτουργία του σταθμού υπολογίζεται με την Σχ. (6.33).

$$f_e = \frac{N_e / h_G}{m_f \cdot 3600} \quad (6.33)$$

$$f_e = \frac{17000}{1,903 \cdot 3600 \cdot 0,98} = 2,532 \text{Kwh} / \text{Kg}$$

$$\text{ή} \quad f_e = \frac{h_{hl} \cdot (L.H.V)}{860 \cdot 4,187} = \frac{0,184 \cdot 49500}{860 \cdot 4,187} = 2,530 \text{Kwh} / \text{Kg} \quad \text{Kwh/Kgr.}$$

Η ενέργεια που παράγεται ανά μονάδα μάζας καυσίμου είναι το αντίστροφο της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (E.K.K) που υπολογίσθηκε στην παράγραφο (6.12), ήτοι:

$$f_e = \frac{1}{EKK} = \frac{1}{0,395} = 2,532 \text{Kwh} / \text{Kg} \quad (6.34)$$

6.18 ΕΡΓΟ ΣΥΜΠΙΕΣΤΗ

Το έργο που καταναλίσκει ο συμπιεστής W_c στον άξονα του ανά μονάδα μάζας του αέρα, για την συμπίεση από την κατάσταση 1 στην 2, υπολογίζεται με την Σχ. (6.35).

$$W_c = C_{pa} \cdot T_1 \cdot \frac{1}{h_c} \cdot \left[(r_c)^{\frac{g_a-1}{g_a}} - 1 \right] \quad (6.35)$$

Με αντικατάσταση των σχετικών τιμών και συγκεκριμένα για:

- ✚ Ειδική θερμότητα αέρα στην μέση θερμοκρασία εισόδου - εξόδου συμπιεστή

$$\text{ήτοι} \quad T_m = \frac{288 + 629}{2} = 458^0 \text{K} \text{ η οποία είναι } C_{pa} = 1,084 \text{KJ} / \text{Kg} \cdot ^0 \text{K} .$$

- ✚ Η τιμή του εκθέτη $\frac{g_a-1}{g_a} = 2,033$.

- ✚ Η θερμοκρασία $T_1 = 288^0 \text{K}$.

Προκύπτει ότι:

$$W_c = 1,084 \cdot 288 \cdot \frac{1}{0,873} \cdot (2,033 - 1) = 369,4 \text{ KJ/Kg μάζας αέρα}$$

ή

$$W_c = 369,4 \cdot m_a = 369,4(\text{KJ} / \text{Kg}) \cdot 152,27(\text{Kg} / \text{sec}) = 56248 \text{ KJ/sec} = 56248 \text{ KW} = 56,2 \text{ MW}$$

6.19 ΕΡΓΟ ΑΕΡΙΟΓΟΝΟΥ ΣΤΡΟΒΙΛΟΥ

Το έργο που παράγεται στον αεριογόνο στρόβιλο W_t ανά μονάδα μάζας καπναερίων υπολογίζεται με την Σχ. (6.36).

$$W_t = C_{pk} \cdot h_{t1} \cdot T_3 \cdot \left[1 - \frac{1}{(r_{t1})^{\frac{g_k - 1}{g_k}}} \right] \quad (6.36)$$

Με αντικατάσταση των σχετικών τιμών προκύπτει :

$$W_t = 1,155 \cdot 0,885 \cdot 1100 \cdot \left[1 - \frac{1}{(4,72)^{0,248}} \right] = 359,18 \text{ KJ/Kg}$$

$$W_t = W_t = 359,18 \cdot m_k = 359,18(\text{KJ} / \text{Kg}) \cdot 154,17(\text{Kg} / \text{sec}) = 53375 \text{ KJ} / \text{sec} = 55,4 \text{ MW}$$

Παρατηρούμε ότι η ισχύς του αεριογόνου στρόβιλου είναι περίπου ίση με την ισχύ του αεροσυμπιεστή.

Για τους παρακάτω υπολογισμούς θα θεωρήσουμε ότι η ισχύς του αεριογόνου στρόβιλου είναι ακριβώς ίση με την ισχύ του συμπιεστή και ότι ισούται με την μέση τιμή των δυο προηγούμενων τιμών, ήτοι.

$$W_t = W_c = \frac{56,2 + 55,4}{2} = 55,8 \text{ MW}$$

6.20 ΜΕΓΙΣΤΗ ΤΙΜΗ ΛΟΓΟΥ ΣΥΜΠΙΕΣΗΣ

Η μέγιστη τιμή του λόγου συμπίεσης για την οποία το παραγόμενο ωφέλιμο έργο ανά κύκλο μεγιστοποιείται και γίνεται από την Σχ. (6.37) [13].

$$(r_c)_{meg} = \left[\frac{T_3}{T_1} \right]^{2 \cdot \frac{g_k}{g_k - 1}} \quad (6.37)$$

$$(r_c)_{meg} = \left[\frac{1100}{288} \right]^{\frac{1,33}{2(1,33-1)}} = 14,89 \approx 15$$

Συνεπώς ο λόγος πιέσεως $r_c = \frac{p_2}{p_1}$, $r_t = \frac{p_4}{p_3}$, που μεγιστοποιεί το ωφέλιμο παραγόμενο έργο είναι 15 ενώ στην παρούσα μελέτη ελήφθη εξαρχής η τιμή 12, η οποία είναι πολύ κοντά στην μέγιστη τιμή.

Η Σχ. (6.37) είναι η απλοποιημένη σχέση υπολογισμού του βέλτιστου λόγου συμπίεσης και δεν είναι ακριβής, για τον λόγο ότι στηρίζεται στην παραδοχή ότι ο συμπιεστής και ο στρόβιλος δεν έχουν απώλειες ($h_c = h_t = 1$) [12].

6.21 ΕΡΓΟ ΣΤΡΟΒΙΛΟΥ ΙΣΧΥΟΣ

Το έργο που παράγεται στον στρόβιλο ισχύος, για την παραγωγή των 17 MW, ανά μονάδα μάζας καπναερίων δίνεται με την Σχ. (6.38).

$$W_{pt} = C_{pk} \cdot T_{4p} \cdot h_{t2} \cdot h_{mpt} \cdot \left[1 - \frac{1}{(r_{t2})^{\frac{g_k - 1}{g_k}}} \right] \quad (6.38)$$

Όπου:

$C_{pk} = 1,155 \text{ KJ} / \text{Kg} \cdot ^\circ \text{K}$ η ειδική θερμότης των καπναερίων.

$T_{4p} = 789^\circ \text{K}$ η θερμοκρασία εισόδου στον στρόβιλο ισχύος από την Σχ. (6.22).

h_{mpt} ο μηχανικός βαθμός απόδοσης του στροβίλου ισχύος, λαμβάνεται $h_{mpt} = 0,95$.

$h_{t2} = 0,889$ ο ισεντροπικός βαθμος αποδοσης του στροβιλου ισχυος.

Με αντικατάσταση στην (6.38) προκύπτει:

$$W_{pt} = 1,155 \cdot 789 \cdot 0,894 \cdot 0,95 \left[1 - \frac{1}{(2,47)^{0,248}} \right] = 155,47 \text{ KJ} / \text{Kg} \quad \text{KJ/Kgr.} \quad (6.39)$$

$$W_{pt} = 155,47 \cdot m_k = 155,47(KJ / Kg) \cdot 154,17(Kg / sec) = 23969 KJ/sec = 23969 KW = 24 MW \quad (6.40)$$

Παρατηρούμε ότι η δυνάμενη να παραχθεί ισχύς στον αεριοστρόβιλο είναι μεγαλύτερη από την επιθυμητή ισχύ της γεννήτριας, που είναι 17 MW. Συνεπώς στρόβιλος ισχύος επαρκεί για την κίνηση της γεννήτριας. Στους επομένους υπολογισμούς θα ληφθεί η ισχύς του στροβίλου ισχύος ίση με:

$$W_t = \frac{W_G}{0,98} = \frac{17 MW}{0,98} = 17,35 MW$$

Στο σημείο αυτό πρέπει να γίνει επανάληψη των υπολογισμών με μικρή μεταβολή διαφόρων χαρακτηριστικών, όπως π.χ του λόγου πίεσης r_{i2} , δηλαδή της πίεσης P_4 στην είσοδο του στροβίλου ισχύος, η οποία ελήφθη αυθαίρετα στην παράγραφο 6.4 ίση με $P_4 = 2,5 \text{ bar}(a)$ προκειμένου ο προηγούμενος τύπος να δώσει ισχύ 17,35 MW στον άξονα του στροβίλου ισχύος.

6.22 ΑΠΟΔΟΣΗ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ

Η ολική απόδοση (προσφερόμενη ενέργεια) E_T της εγκατάστασης του αεριοστρόβιλου, υπολογίζεται με βάση ενεργειακό ισολογισμό σύμφωνα με τα παρακάτω:

- + Υπολογισμός ενέργειας συμπιεστή E_C .
- + Υπολογισμός ενέργειας του στροβίλου ισχύος E_{PT} .
- + Υπολογισμός ενέργειας αποβαλλόμενης με τα καπναέρια στην έξοδο του στροβίλου E_{KL} .
- + Υπολογισμός απώλειας ενέργειας στα περιστρεφόμενα μέρη E_R .

$$\text{ήτοι : } E_T = E_C + E_{PT} + E_{KL} + E_R \quad (6.41)$$

Η ολική ενέργεια E_T που προσφέρεται στον αεριοστρόβιλο είναι το άθροισμα της ενέργειας του αέρα στον συμπιεστή και της ενέργειας του καυσίμου, υπολογίζεται με την Σχ. (6.41).

$$E_T = m_a \cdot C_{pa} \cdot (T_2 - T_1) + m_f \cdot (L.H.V) + m_f \cdot C_{pf} \cdot (t_2 - t_1)$$

Με αντικατάσταση των σχετικών τιμών (γνωστών από υπολογισμούς στα προηγούμενα βήματα) προκύπτει:

$$E_T = 152,27(KJ \cdot Kg) \cdot 1,084(KJ / Kg^0 K) + 1,903(Kg / sec) \cdot 49500(KJ / Kg) + 1,903(Kg / sec) \cdot 0,23(KJ / Kg^0 K) \cdot (110 - 35)(^0 C) = 150517 KJ / sec$$

Η ενέργεια που παράγεται στον στρόβιλο ισχύος είναι:

$$E_{PT} = 17,35 MW = 17350 KJ / sec \quad (6.42)$$

Η ενέργεια καπναερίων στην έξοδο του αεριοστροβίλου υπολογίζεται με την Σχ. (6.43)

$$E_{KL} = (m_a + m_f) \cdot C_{pk} (T_5 - T_1) \quad (6.43)$$

Με αντικατάσταση των σχετικών τιμών στην (6.43) προκύπτει:

$$E_{KL} = 154,17 \cdot 1,155 \cdot (648 - 288) = 64104 KJ/sec$$

Ως εκ τούτου η ενέργεια που καταναλώνει ο συμπιεστής συμπεριλαμβανομένων των απωλειών περιστρεφόμενων μερών είναι σύμφωνα με την Σχ. (6.44).

$$(E_C + E_R) = E_T - (E_{PT} + E_{KL}) \quad (6.44)$$

Με αντικατάσταση των σχετικών τιμών με βάση τις σχέσεις (6.42), (6.43) και (6.44) έχουμε:

$$(E_C + E_R) = 150517 - (17350 + 64104) = 69063 KJ / sec . \quad (6.45)$$

Από τα παραπάνω προκύπτει ότι ο βαθμός απόδοσης της αεριοστροβιλικής εγκατάστασης των 17 MW, σε παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας με βάση τις υπολογισθείσες με την Σχ. (6.43) απώλειες ενέργειας με τα καπναέρια στην έξοδο του στροβίλου ισχύος, είναι σύμφωνα με την Σχ. (6.46).

$$h_{hl} = \frac{N_e}{E_T - E_{KL}} \quad (6.46)$$

$$h_{hl} = \frac{17000}{150517 - 64104} \cdot 100 = 20\%$$

Παρατηρείται ότι η διαφορά 1,6 % στον υπολογισμό του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης μεταξύ των σχέσεων (6.27) και (6.46) οφείλεται στην απώλεια ενέργειας περιστρεφόμενων μερών του αεριοστροβίλου που δεν λαμβάνεται υπόψη στην Σχ. (6.46).

6.23 ΘΕΩΡΗΤΙΚΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΒΑΘΜΙΔΩΝ ΣΥΜΠΙΕΣΤΗ

6.23.1 Ά Μέθοδος

Μία προσεγγιστική μέθοδος υπολογισμού των βαθμίδων βασίζεται στο γεγονός ότι: Ο συνολικός λόγος συμπίεσης είναι το προϊόν του γινομένου των λόγων συμπίεσης των επαναληπτικών βαθμίδων, ήτοι : $r_c = r_0 = r_1 \cdot r_2 \cdot \dots \cdot r_i$.

Με την παραδοχή ότι σε όλες τις επαναληπτικές βαθμίδες έχουμε τον ίδιο λόγο συμπίεσης, τότε:

$$r_c = (r_s)^{n_s} \tag{6.47}$$

όπου: n_s ο αριθμός βαθμίδων

r_s ο λόγος συμπίεσης ανά βαθμίδα

Για τους βιομηχανικούς αξονικούς συμπιεστές, αύξηση πίεσης ανά βαθμίδα της τάξης 1,05 – 1,2 οδηγεί σε πολύ καλό βαθμό απόδοσης (r) ενώ για τους στροβίλους η αύξηση αυτή είναι 1,5. Η Σχ. (6.47) γίνεται ως προς τον αριθμό βαθμίδων:

$$n_s = \frac{\ln(r_c)}{\ln(r_s)} \tag{6.48}$$

Για τον συμπιεστή ο λόγος συμπίεσης είναι: $r_c = 12$.

Θεωρούμε λόγο συμπίεσης ανά βαθμίδα: $\frac{P_{i+1}}{P_i} = 1,2$ οπότε με αντικατάσταση στην Σχ. (6.48).

$$n_{sc} = \frac{\ln(12)}{\ln(1,2)} = \frac{2,484}{0,182} = 13,6 \approx 14 \text{ βαθμίδες για τον συμπιεστή.} \quad (6.49)$$

Για τον αεριογόνο στρόβιλο με λόγο συμπίεσης : $r_t = \frac{11,8}{2,5} = 4,72$ και λόγο εκτόνωσης ανά βαθμίδα $r_s = 1,5$ ο αριθμός των βαθμίδων είναι:

$$n_{sst} = \frac{\ln(4,72)}{\ln(1,5)} = \frac{1,550}{0,405} = 3,83 \approx 4 \text{ βαθμίδες} \quad (6.50)$$

Για τον στρόβιλο ισχύος με λόγο εκτόνωσης $r_c = 2,5$ ο αριθμός βαθμίδων είναι:

$$n_{spt} = \frac{\ln(2,5)}{\ln(1,5)} = \frac{0,916}{0,405} = 2 \text{ βαθμίδες} \quad (6.51)$$

6.23.2 Β Μέθοδος

Μία άλλη προσεγγιστική μέθοδος υπολογισμού των βαθμίδων για πολυσταδιακούς συμπιεστές στηρίζεται στην παραδοχή ότι η αύξηση της θερμοκρασίας ανά στάδιο είναι σταθερή. Για την περίπτωση που η ταχύτητα του εργαζόμενου ρευστού αέρα είναι από (0,4 – 0,8) θεωρείται ανύψωση κατά $\Delta T = (10 - 30) \text{ }^\circ\text{K}$. Με βάση αυτήν την παραδοχή ότι $\Delta T_s = 25 \text{ }^\circ\text{K}$ προκύπτει για τον συμπιεστή αριθμός βαθμίδων:

$$n_{sc} = \frac{T_2 - T_1}{\Delta T_s} = \frac{629 - 288}{25} = 13,6 \approx 14 \quad (6.52)$$

Όπου: T_1 θερμοκρασία εισόδου αέρα στον συμπιεστή = $15 + 273 = 288 \text{ }^\circ\text{K}$.

T_2 θερμοκρασία εξόδου αέρα από τον συμπιεστή = $356 + 273 = 629 \text{ }^\circ\text{K}$

Επαλήθευση της παραδοχής $\Delta P_1 = 1,2$ ανά βαθμίδα.

Με βάση τα παραπάνω υπολογίζεται και η αύξηση πίεσης ανά βαθμίδα με την Σχ. (6.53).

$$\Delta P = \frac{P_{i+1}}{P_i} = \left[1 + \frac{h_c \cdot \Delta T_s}{T_1} \right]^{\frac{g_a}{g_a - 1}} \quad (6.53)$$

$$\Delta P = \left[1 + \frac{0,873 \cdot 25}{288} \right]^{\frac{1,4}{1,4-1}} = (1,075)^{3,5} = 1,29$$

Όπου: η_c = ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή = 0,873. Η τιμή 1,29 της αύξησης πίεσης ανά βαθμίδα είναι μέσα στα όρια του σχεδιασμού των πολυσταδιακών αξονικών συμπιεστών που θεωρήθηκε στην προηγούμενη προσεγγιστική μέθοδο Α.

6.23.3 Γ Μέθοδος

Επίσης προσεγγιστική παραδοχή για πολυσταδιακό αξονικό συμπιεστή είναι ότι η ενεργειακή αύξηση ανά βαθμίδα θα παραμείνει σταθερή, παρά την κοινή παραδοχή ότι η αύξηση της πίεσης ανά βαθμίδα είναι ασταθής. Η ενεργειακή αύξηση ανά βαθμίδα είναι :

$$(\Delta T)_{ST} = \frac{H_2 - H_1}{n_s} \quad (6.54)$$

Όπου: H_2, H_1 = ενθαλπία συνολική στην είσοδο και έξοδο σε KJ/Kg
 n_s = αριθμός βαθμίδων.

Με την παραδοχή ότι όσο το εργαζόμενο ρευστό συμπεριφέρεται ως ιδανικό, $(c_p, g) =$ σταθερά, η εξίσωση (6.54) γίνεται:

$$(\Delta T)_{ST} = \frac{T_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{g_a - 1}{g_a}} - 1 \right]}{n_s} \quad (6.55)$$

Όπου: T_1 = θερμοκρασία εισόδου °K.
 P_1, P_2 = Ολική πίεση εισόδου, εξόδου, bar (a).

$$(\Delta T)_{ST} = 25 \text{ }^\circ\text{K και για λόγο συμπίεσης } r_c = 12.$$

Προκύπτει:

$$n_s = \frac{288}{25} \cdot [12^{0,2857} - 1] = 12$$

6.24 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΘΕΩΡΗΤΙΚΗΣ ΠΟΣΟΤΗΤΑΣ ΑΕΡΑ ΚΑΥΣΕΩΣ (ΧΩΡΙΣ ΥΓΡΑΣΙΑ)

Το καύσιμο που χρησιμοποιείται στον αεριοστρόβιλο είναι το Φυσικό αέριο με την κατ'όγκον σύσταση της παραγράφου (6.4.2). Η κατώτερη θερμογόνος δύναμη Κ.Θ.Δ. ή LHV του φυσικού αερίου, είναι 49500 kJ/kg.

Η κατά βάρος σύσταση του φυσικού αερίου για κάθε ένα από τα συστατικά του είναι:

	<u>(Kmol)</u>	<u>(MB)</u>	<u>Kg</u>	<u>% κ.Β</u>
• Μεθάνιο :	0,88	· 16	= 14,08	⇒ 77,9
Αιθάνιο:	0,08 ·	30	= 2,40	⇒ 13,3
• Προπάνιο:	0,03 ·	44	= 1,32	⇒ 7,3
• Αζωτο :	0,01 ·	28	= 0,28	⇒ <u>1,5</u>
Σύνολο			=	100

Οι μοριακές μάζες των διαφόρων στοιχείων στο φυσικό αέριο υπολογίζονται ως εξής:

$$\text{Άνθρακας: } 0,779 \cdot \frac{12}{16} + 0,133 \cdot \frac{24}{30} + 0,073 \cdot \frac{36}{44} = 0,750 \text{ ή } 75,0\%$$

$$\text{υδρογόνο: } 0,779 \cdot \frac{4}{16} + 0,133 \cdot \frac{6}{30} + 0,073 \cdot \frac{8}{44} = 0,235 \text{ ή } 23,5\%$$

$$\text{Άζωτο: } = \frac{0,015}{1.000} \text{ ή } 1,5\%$$

Όπου: *M.B.* μεθανίου = 16
M.B. αιθανίου = 30
M.B. προπανίου = 44

6.24.1 Απαιτούμενος αέρας M_{LOT} αέρα kg/kg καυσίμου

Η απαιτούμενη στοιχειομετρική ποσότητα αέρα, χωρίς υγρασία για κάθε Kgr καυσίμου υπολογίζεται με την Σχ. (6.56)

$$m_{LOT} = \sum_k m_{LOT_k} \cdot g_k \quad (6.56)$$

Όπου :

m_{LOT} η συνολική στοιχειομετρική ποσότητα ξηρού αέρα για κάθε Kgr καυσίμου.

m_{LOT_k} η στοιχειομετρική ποσότητα ξηρού αέρα καύσης που αντιστοιχεί σε κάθε στοιχείο ή ένωση k του αερίου καυσίμου.

g_k η % σύσταση του αερίου καυσίμου σε κάθε συστατικό k .

Σημείωση: Η κατόγκον σύσταση συμπίπτει, κατά τα γνωστά με την περιεκτικότητα του αερίου καυσίμου ανά γραμμομόριο (Mol) (ισχύει κυρίως για ιδανικά αέρια). Όπου: $kMol$: τα γραμμομόρια κάθε ένωσης και MB : η μοριακή μάζα κάθε ένωσης.

Τα χαρακτηριστικά μεγέθη που λαμβάνονται στους υπολογισμούς της στοιχειομετρικής ποσότητας αέρα καύσης για κάθε ένα (1) Kgr καυσίμου, στο οποίο κάθε στοιχείο ή ένωση k περιέχεται σε αναλογία μάζας g_k (Kgr/Kgr) έχουν ληφθεί από τον παρακάτω πίνακα (6.2), [10] για:

- Άνθρακα: $g_C \cdot \mu_{LOT} = 0,750 \cdot 11,480 = 8,61$ Kg αέρα/Kg καυσίμου
- Υδρογόνο: $g_{H_2} \cdot \mu_{LOT} = 0,235 \cdot 34,190 = 8,04$ Kg αέρα/Kg καυσίμου
- Άζωτο: $g_{N_2} \cdot \mu_{LOT} = 0,015 \cdot 0 = 0,00$ Kg αέρα/Kg καυσίμου
- Σύνολο: 16,65 Kg αέρα/Kg καυσίμου

ήτοι για κάθε ένα Kgr καυσίμου απαιτούνται $\mu_{LOT} = 16,65$ Kg ξηρού αέρα

Παρατηρείται ότι για τον υπολογισμό του αέρα καύσης μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε την κατά βάρος σύσταση κάθε χημικής ένωσης στο καύσιμο. Από τον ίδιο πίνακα έχουμε για:

- | | $g_k \cdot m_{LOT_k}$ | m_{LOT} |
|-------------|------------------------------|-----------------------------|
| • Μεθάνιο: | $0,779 \cdot 17,189 = 13,39$ | Kg αέρα/ <u>Kg</u> καυσίμου |
| • Αιθάνιο: | $0,133 \cdot 16,049 = 2,13$ | Kg αέρα/ <u>Kg</u> καυσίμου |
| • Προπάνιο: | $0,073 \cdot 15,634 = 1,13$ | Kg αέρα/ <u>Kg</u> καυσίμου |
| • Άζωτο: | $0,015 \cdot 0,000 = 0,00$ | <u>Kg αέρα/Kg καυσίμου</u> |
| Σύνολο: | 16,65 | Kg αέρα/Kg καυσίμου |

Σημείωση: Ο δείκτης L υποδηλώνει τον αέρα, ο δείκτης O ότι αναφερόμαστε σε στοιχειομετρική καύση και ο δείκτης T , ότι ο αέρας είναι ξηρός (χωρίς υγρασία).

Πίνακας 6.2: Χαρακτηριστικά μεγέθη στοιχειομετρικής καύσης στοιχείων καυσίμων και στοιχείων ενώσεων που παρατηρούνται στην καύση (ανοιγμένα σε 1 kg μάζας).

Όνομα	Σύμβ.	μ_{O_2o}	μ_{LoT}	μ_{CO_2}	μ_{SO_2}	μ_{N_2o}	μ_{GoT}	$\mu_{(H_2O)_B}$	μ_{Go}
		kg/kg	kg/kg	kg/kg	kg/kg	kg/kg	kg/kg	kg/kg	kg/kg
Άνθρακας	C	2,665	11,480	3,665	0	8,815	12,480	0	12,480
Υδρογόνο	H	7,936	34,194	0	0	26,258	26,258	8,936	35,194
Θείο	S	0,998	4,300	0	1,998	3,302	5,300	0	5,300
Οξυγόνο	O	1,000	4,308	0	0	3,308	3,308	0	3,308
Άζωτο	N	0	0	0	0	1,000	1,000	0	1,000
Υδρατμός	H ₂ O	0	0	0	0	0	0	1,000	1,000
Μεθάνιο	CH ₄	3,990	17,189	2,743	-	13,199	15,943	2,246	18,189
Αιθάνιο	C ₂ H ₆	3,725	16,049	2,927	-	12,324	15,251	1,798	17,049
Υδρόθειο	H ₂ S	1,408	6,068	-	1,880	4,660	6,539	0,529	7,068
Προπάνιο	C ₃ H ₈	3,629	15,634	2,994	-	12,005	15,000	1,634	16,634

6.25 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΡΟΙΟΝΤΩΝ ΚΑΥΣΗΣ (ΣΤΟΙΧΕΙΟΜΕΤΡΙΚΑ)

Για τον υπολογισμό των προϊόντων καύσης χρησιμοποιούμε επίσης τον ίδιο πίνακα (6.2) που αναφέρθηκε παραπάνω και έχουμε:

Παραγόμενο διοξείδιο του άνθρακα:

$$m_{CO_2} = \sum_k (m_{CO_2})_k \cdot g_k \quad (6.57)$$

$$g_k (\%) \quad \sqcup \quad m_{CO_2} \quad = \quad m_{CO_2} \text{ (Kg } CO_2 \text{ /Kg καυσίμου)}$$

Από : Μεθάνιο	0,779	⊔	2,743	=	2,137
Αιθάνιο:	0,133	⊔	2,927	=	0,389
Προπάνιο:	0,073	⊔	2,994	=	<u>0,218</u>
Σύνολο:					2,744 Kg

ήτοι: $m_{CO_2} = 2,744 \text{ Kg} \cdot CO_2 / \text{Kg καυσίμου}$

Παραγόμενος υδρατμός (για ξηρό αέρα καύσης) .

$$m_{H_2O} = \sum_k \cdot (m_{H_2O})_k \cdot g_k \quad (6.58)$$

g_k (%)	\sqcup	m_{H_2O}	m_{H_2O} (Kg H_2O / Kg <i>kausimou</i>)
Από : Μεθάνιο:	0,779	\sqcup	2,246 = 1,750
Αιθάνιο:	0,133	\sqcup	1,798 = 0,239
Προπάνιο:	0,073	\sqcup	1,634 = <u>0,019</u>
Σύνολο:			2,008

Ήτοι: $m_{H_2O} = 2,008 \text{ Kg } H_2O / \text{Kg } kausimou$

Το άζωτο στα προϊόντα καύσης (καπναέρια) είναι:

$$m_{N_2} = m_{LOT} \cdot 0,7679 = 16,65 \cdot 0,7679 = 12,80 \text{ kg/kg } kausimou. \quad (6.59)$$

Ο αέρας περιέχει μόνο οξυγόνο και άζωτο με την παρακάτω σύσταση:

- Σε οξυγόνο : $X_{O_2} = 0,2321$ (Kg O_2 / Kg αέρα)
- Σε άζωτο : $X_{N_2} = 0,7679$ (Kg N_2 / Kg αέρα).

Η κατά μάζα περιεκτικότητα κάθε στοιχείου στο καύσιμο σημειώνεται με το γράμμα m και παίρνει ως δείκτη το σύμβολο του αντίστοιχου στοιχείου και αναφέρεται στην στοιχειομετρική καύση ενός (1) Kg καυσίμου. Με βάση την κατά βάρος σύσταση του καυσίμου η μάζα κάθε στοιχείου (ήτοι C, H, N) σε ένα Kg καυσίμου είναι:

- m_C : Kg άνθρακα /Kg καυσίμου $\Rightarrow 0,750$
- m_H : Kg υδρογόνου /Kg καυσίμου $\Rightarrow 0,235$
- m_N : Kg αζώτου /Kg καυσίμου $\Rightarrow \underline{0,015}$
- ο Σύνολο $\qquad \qquad \qquad 1,00$

Ισολογισμός μάζας αντιδρώντων με προϊόντα στοιχειομετρικής καύσης.
Αντιδρώντα:

Καύσιμο $\Rightarrow 1,00 \text{ Kg}$
Αέρας $\Rightarrow \underline{16,65 \text{ Kg}}$
Σύνολο $\qquad 17,65 \text{ Kg}$

Προϊόντα καύσης:

Διοξείδιο του άνθρακα $\Rightarrow 2,744$
Υδρατμός $\Rightarrow 2,008$

Άζωτο αέρα καύσης $\Rightarrow 12,800$
Περιεχόμενο άζωτο στο καύσιμο $\Rightarrow 0,015$
Σύνολο = 17,567

6.26 ΣΥΣΤΑΣΗ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ ΜΕ ΒΑΣΗ ΤΗΝ ΑΝΑΛΟΓΙΑ ΑΕΡΑ ΚΑΥΣΗΣ ΠΡΟΣ ΚΑΥΣΙΜΟ (m_a/m_f)

Στους υπολογισμούς της μελέτης του αεριοστροβίλου έχει ληφθεί η αναλογία $f = \frac{m_a}{m_f} = 80$, που οδηγεί σε περίσσεια αέρα ανά Kg καυσίμου, πέραν της στοιχειομετρικής απαίτησης, ήτοι:

Συνολική παροχή μάζας αέρα: 80,00 Kg/Kg καυσίμου.
Μείον: Στοιχειομετρική απαίτηση αέρα καύσης: 16,65 Kg/Kg καυσίμου.
Ίσον : Περίσσεια μάζας αέρα στα καπναέρια: 63,35 Kg/Kg καυσίμου.

Η περίσσεια αυτή αέρα περιέχει:

- Οξυγόνο: $63,35 \cdot 0,2321 = 14,703$ Kg/Kg καυσίμου
- Άζωτο: $63,35 \cdot 0,7679 = 48,648$ Kg/Kg καυσίμου

Ισολογισμός μάζας αέρα και καυσίμου με προϊόντα καπναερίων:

Αέρας & καύσιμο $\Rightarrow 80 + 1 = 81$ Kg

Προϊόντα

- | | |
|--|------------------------|
| • Διοξείδιο του άνθρακα | 2,744 Kg |
| • Οξυγόνο | 14,703 Kg |
| • Υδρατμοί | 2,008 Kg |
| • Άζωτο (συνολικό) $(48,647 + 12,800) =$ | <u>61,447 Kg</u> |
| Σύνολο | 80,902 Kg ≈ 81 |

6.27 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΗΣ ΚΑΤΑ ΒΑΡΟΣ ΣΥΣΤΑΣΗΣ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ ΣΤΗΝ ΕΞΟΔΟ ΤΟΥ ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ

Με βάση τον παραπάνω ισολογισμό μάζας η κατά βάρος σύσταση (στρογγυλοποίηση) των καπναερίων στην έξοδο του αεριοστροβίλου είναι:

	<u>Kgr</u>	<u>% κ.β.</u>
• Διοξείδιο του άνθρακα	2,744	3,4
• Υδρατμοί	2,008	2,5
• Οξυγόνο	14,703	18,2
• Άζωτο	<u>61,447</u>	<u>75,9</u>
Σύνολο	80,902	100,0

6.28 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΡΟΣΘΕΤΟΥ ΚΑΥΣΙΜΟΥ

Με σκοπό την βελτίωση του βαθμού απόδοσης της συνολικής εγκατάστασης συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας για παραγωγή ατμού και λαμβανομένου υπόψη ότι τα καπναέρια μετά την έξοδό τους από τον αεριοστρόβιλο περιέχουν διαθέσιμο μεγάλο ποσοστό οξυγόνου για καύση, χωρίς να απαιτείται παροχή προσθέτου αέρα που θα οδηγούσε σε μειωμένη απόδοση λόγω μεγάλων απωλειών προς το περιβάλλον, γίνεται πρόσθετη παροχή καυσίμου που βελτιώνει και την ποιότητα του παραγόμενου ατμού.

Από πλευράς σχεδιασμού η αύξηση της θερμοκρασίας των καπναερίων σε σχέση με την θερμοκρασία του υπέρθερμου ατμού κυμαίνεται από 10°C μέχρι 20°C . Θεωρούμε αύξηση της θερμοκρασίας των καπναερίων στους 450°C σε σχέση με την θερμοκρασία των 420°C του υπέρθερμου ατμού της μελέτης. Η παροχή καυσίμου προσθέτου για την αύξηση της θερμοκρασίας των καπναερίων από τους 375°C (έξοδος αεριοστρόβιλου) στους 450°C είναι:

$$M'_f \cdot (LHV) = m_k \cdot C_{pk} \cdot (t_{k1} - T_5) \cdot 3600 \quad (6.60)$$

$$M'_f = \frac{m_k C_{pk} (t_{k1} - T_5) 3600}{LHV} = \frac{154,17 \cdot 1,155 (450 - 375) 3600}{49500} = 971,27 \text{ Kg/hr} = 0,27 \text{ Kg/sec}$$

όπου : m_k = μάζα καπναερίων P $154,17 \text{ Kg/sec}$

t_{k1} = θερμοκρασία στην είσοδο της καπνοδόχου 450°C

T_5 = θερμοκρασία καπναερίων 375°C

6.29 ΠΟΣΟΤΗΣ ΠΑΡΑΓΟΜΕΝΩΝ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ ΣΤΗΝ ΕΞΟΔΟ ΤΟΥ ΣΤΡΟΒΙΛΟΥ

Σε προηγούμενο βήμα έχουμε υπολογίσει τις εξής ποσότητες.

- Ποσότητας αέρα : $m_a = 152,27 \text{ Kg / sec}$
- Ποσότης καυσίμου : $m_f = 1,900 \text{ Kg / sec}$

- Ποσότης καπναερίων : $m_k = 154,17 \text{ Kg / sec}$

Με βάση την ποσοστιαία (%) κ.β. σύσταση της μάζας ($m_k = 106,7 \text{ Kg / sec}$) των καπναερίων που υπολογίσθηκε στην παράγρ. (6.27) τα παραγόμενα προϊόντα καύσης είναι:

- Διοξείδιο άνθρακα : $0,034 \cdot 154,17 = 5,24 \text{ Kg/sec.}$
- Υδρατμοί : $0,025 \cdot 154,17 = 3,85 \text{ Kg/sec.}$
- Οξυγόνο : $0,182 \cdot 154,17 = 28,06 \text{ Kg/sec.}$
- Άζωτο : $0,759 \cdot 154,17 = 117,02 \text{ Kg/sec.}$
- Σύνολο : $= 154,17 \text{ Kg/sec}$

6.30 ΠΟΣΟΤΗΣ ΕΠΙΠΛΕΟΝ ΠΑΡΑΓΟΜΕΝΩΝ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ ΜΕ ΤΗΝ ΠΡΟΣΘΕΤΗ ΚΑΥΣΗ

Η παροχή προσθέτου καυσίμου από την Σχ. (6.60) είναι: $0,27 \text{ Kg/sec}$ ή $971,27 \text{ Kg/hr.}$

Έχει υπολογιστεί στη παράγραφο (6.25.1) ότι για κάθε ένα (1) Kg καυσίμου απαιτούνται: $16,65 \text{ Kg}$ αέρα.

Τα $0,27 \text{ Kg/sec}$ καυσίμου απαιτούν:

$0,27 \cdot 16,65 \text{ (Kg/Kg)} = 4,50 \text{ Kg/sec}$ αέρα που περιέχουν $4,50 \cdot 0,2321 = 1,044 \text{ Kg/sec}$ οξυγόνο .

Τα πρόσθετα προϊόντα της καύσης είναι:

- Διοξείδιο του άνθρακα: $2,744 \cdot 0,27 = 0,744 \text{ Kg/sec.}$
- Υδρατμοί : $2,008 \cdot 0,27 = 0,542 \text{ Kg/sec.}$

Συνεπώς μετά την πρόσθετη καύση των αερίων της εξόδου αεριοστροβίλου, η ποσότης των καπναερίων που οδηγούνται στην καπνοδόχο (ατμοπαραγωγό) για παραγωγή ατμού είναι: $m_{Tk} = m_k + m_f = 154,17 + 0,27 = 154,44 \text{ Kg / sec} = 555984 \text{ Kg / h} .$

6.31 ΣΥΣΤΑΣΗ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ

Η τελική σύσταση των καπναερίων στην είσοδο του καπνοδόχου διαμορφώνεται ως εξής:

<u>Προϊόντα καύσης</u>	<u>Kg/sec</u>	<u>% κ.β.</u>
Διοξείδιο του άνθρακα: $(5,24 + 0,741) =$	5,981	3,87
Υδρατμοί : $(3,85 + 0,542) =$	4,392	2,84

Οξυγόνο	:	(28,06 - 1,044) = 27,016	17,50
Άζωτο	:	= 117,02	<u>75,79</u>
Σύνολο	:	= 154,409	100,00

6.32 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΔΙΑΤΟΜΗΣ ΓΡΑΜΜΗΣ ΚΑΥΣΙΜΟΥ ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ

- Είδος καυσίμου: Φυσικό αέριο.
- Παροχή καυσίμου: $m_f = 6852 \text{ Kg} / \text{hr}$ ή $1,903 \text{ Kg/sec}$.
- Πυκνότητα του αερίου καυσίμου: $\rho_o = 0,800 \text{ kg/m}^3$ (Κ.Σ).

Η πυκνότητα του αερίου καυσίμου μειώνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας. Η θερμοκρασία του αερίου καυσίμου μέσω εναλλάκτη ανέρχεται στους 110°C . Συνεπώς η πυκνότητα του αερίου στην θερμοκρασία αυτή είναι σύμφωνα με την Σχ. (6.61):

$$\rho = r_o \cdot \frac{273}{273+t_2} = 0,800 \cdot \frac{273}{273+110} = 0,570 \text{ Kg/m}^3 \quad (6.61)$$

Η ογκομετρική παροχή του αερίου καυσίμου είναι:

$$V = \frac{m_f}{r} = \frac{1,903}{0,570} = 3,34 \text{ m}^3 / \text{sec} \quad (6.62)$$

Με την παραδοχή ότι η ταχύτητα του αερίου καυσίμου στη γραμμή τροφοδοσίας του είναι $u=40 \text{ m/sec}$, η διατομή A_f της γραμμής καυσίμου είναι:

$$A_f = \frac{V_f}{u_f} = \frac{3,34(\text{m}^3 / \text{sec})}{40(\text{m} / \text{sec})} = 0,0835 \text{ m}^2 \quad (6.63)$$

Η διάμετρος D_f της γραμμής είναι:

$$D_f = \sqrt{\frac{4 \cdot A_f}{p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0835}{3,14}} = 0,326 \text{ m} \approx 325 \text{ mm} \quad (6.64)$$

7. ΣΥΣΤΗΜΑ ΣΥΜΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΑΤΜΟΥ

7.1 ΜΕΛΕΤΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ

Στα συστήματα συμπαραγωγής ατμού με ανάκτηση της θερμότητας των καπναερίων, μετά την έξοδό τους από τον αεριοστρόβιλο, η μελέτη της θερμοκρασιακής κατανομής των ρευμάτων (καπναέρια – νερό/ατμός) που εναλλάσσουν μεταξύ θερμικά φορτία έχει μεγάλη σημασία. Αυτό λόγω της ιδιαιτερότητας των συστημάτων αυτών σε σχέση με τα συμβατικά συστήματα (λέβητες) όταν υπολογίζεται η απόδοση ή η παραγωγή ατμού. Στα συμβατικά συστήματα παραγωγής ατμού ή στους λέβητες, ανεξάρτητα από την πίεση ατμού, στους διάφορους υπολογισμούς μπορεί να γίνουν ορισμένες παραδοχές σχετικά με την θερμοκρασία εξόδου καπναερίων ή και της θερμοκρασίας τροφοδοσίας νερού.

Στα συστήματα συμπαραγωγής, οι παραδοχές αυτές πολλές φορές δεν ισχύουν για τους εξής λόγους:

- Η θερμοκρασία των καπναερίων μετά την έξοδό τους από τον αεριοστρόβιλο είναι χαμηλή.
- Η παροχή των καπναερίων παραμένει σταθερή ανεξάρτητα από την ατμοπαραγωγή γεγονός που επηρεάζει την θερμοκρασιακή κατανομή των δύο ρευμάτων σημαντικά.
- Η αναλογία μάζας καπναερίων προς την ατμοπαραγωγή είναι μεγάλη, γεγονός που στην μελέτη αυτών των συστημάτων δημιουργείται το ερώτημα κατά πόσο η παραπάνω αναλογία (περίπτωση μη πρόσθετης καύσης των καπναερίων) αλλάζει με την ατμοπαραγωγή.
- Η ενέργεια που ανακτάται ή η θερμοκρασία των καπναερίων στην έξοδο από την καπνοδόχο εξαρτάται από:
 - ✚ Την θερμοκρασία εισόδου των καπναερίων.
 - ✚ Την ποιότητα του ατμού (πίεση - θερμοκρασία).
 - ✚ Τον τρόπο σχεδιασμού (κατασκευής) και διευθέτησης των επιφανειών εναλλαγής.
 - ✚ Τα επίπεδα ποιότητας ατμού (υψηλής – χαμηλής πίεσης).

Μία μέθοδος που εφαρμόζεται στον σχεδιασμό βελτιστοποίησης των συστημάτων της ανάκτησης θερμότητας των καπναερίων αεριοστρόβιλου για συμπαραγωγή ατμού είναι η **Pinch ανάλυση** (Ελάχιστης διαφοράς θερμοκρασίας. Pinch ανάλυση είναι μία μεθοδολογία ελαχιστοποίησης της ενεργειακής κατανάλωσης με αντικείμενο και σκοπό την επίτευξη, μέσα από υπολογισμούς, θερμοδυναμικά εφικτών ενεργειακών στόχων με βελτιστοποίηση συστημάτων ανάκτησης θερμικών φορτίων ή παροχής αυτών ή λειτουργικών συνθηκών μιας διαδικασίας. Όσο μεγαλύτερη είναι η διαφορά θερμοκρασίας τόσο μεγάλη είναι και η απώλεια ενέργειας ή η ανάκτηση ενέργειας. Από την άποψη αυτή η διαφορά ΔT πρέπει να ελαχιστοποιείται προς το μηδέν σε συνδυασμό με άλλες παραμέτρους, όπως η επιφάνεια εναλλαγής, που επηρεάζουν το μέγεθος κατασκευής και το κόστος εγκατάστασης. Δύο είναι οι παράμετροι που εισάγει η μέθοδος αυτή στην μελέτη των συστημάτων αυτών.

Το **Pinch Point (PP)** είναι το σημείο ελάχιστης διαφοράς θερμοκρασίας και το **Approach point (AP)** είναι το σημείο πλησιέστερης διαφοράς θερμοκρασίας. Pinch Point είναι η ελάχιστη διαφορά θερμοκρασίας, σε μία διαδικασία, που εκφράζει την σχέση των καμπυλών του θερμοκρασιακού μετώπου (κατανομή) του θερμού και ψυχρού ρεύματος, σε συνάρτηση με το εναλλασσόμενο θερμικό φορτίο. Οι παράμετροι αυτοί ορίζονται αυθαίρετα, αλλά έχουν κάποιο ελάχιστο που έχει προκύψει εκ πείρας των μελετητών.

Στη μελέτη της παρούσας εργασίας που αποτελείται από:

- υπερθερμαντήρα (superheater)
- εξατμιστή (evaporator)
- οικονομητήρα (economizer)

Pinch Point \Rightarrow είναι η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ της εξόδου των καπναερίων από τον εξατμιστή και της θερμοκρασίας κορεσμένου ατμού: $PP = t_{k3} - t_s$.

Approach point \Rightarrow είναι η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ του κορεσμένου ατμού και της θερμοκρασίας νερού στην έξοδο του οικονομητήρα: $AP = t_s - t_{w2}$.

Απαραίτητη προϋπόθεση, προς αποφυγή λαθών σχεδιασμού τέτοιων συστημάτων είναι η ικανοποίηση των συνθηκών: $t_{k3} > t_s$ και $t_{k4} > t_{w1}$

Όπου:

t_{k3} η θερμοκρασία των καπναερίων στην έξοδο του εξατμιστή .

t_{k2} η θερμοκρασία καπναερίων στην έξοδο του οικονομητήρα.

t_s η θερμοκρασία του κορεσμένου ατμού.

7.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΠΟΣΟΤΗΤΩΝ

Πίνακας 7.1 : Δεδομένα υπολογισμών ποσοτήτων

1. Η ροή καπναερίων	$m_k \cong 154 \text{ Kg/sec.}$
2. Η θερμοκρασία εισόδου των καπναερίων στην καπνοδόχο	$t_{k1} = 450 \text{ }^\circ\text{C}$
3. Η θερμοκρασία νερού στην είσοδο του οικονομητήρα	$t_{w1} = 105 \text{ }^\circ\text{C}$
4. Η πίεση νερού τροφοδοσίας του λέβητα	59 bar (g)
5. Η πίεση του ατμού υψηλής πίεσης	49 bar (g)
6. Η θερμοκρασία του ατμού υψηλής πίεσης	420 $^\circ\text{C}$
7. Η Στρατσώνα	5 %
8. Η θερμοκρασία περιβάλλοντος	$T_1 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$

Παραδοχές:

Pinch Point 13 °C

Approach point...5 °C

Υπολογίζονται τα παρακάτω στοιχεία:

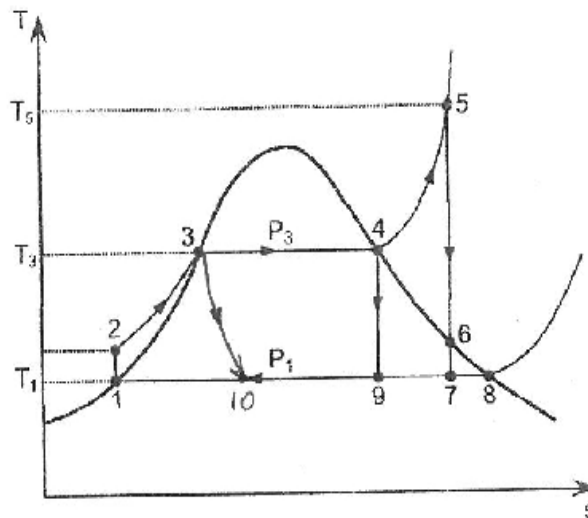
1. Το θερμοκρασιακό μέτωπο των καπναερίων κατά μήκος του καπνοδόχου ατμοπαραγωγού.
2. Οι θερμοκρασίες εισόδου – εξόδου του νερού και ατμού για:
 - Οικονομητήρα.
 - Εξατμιστή.
 - Υπερθερμαντήρα.
3. Η θερμοκρασία εξόδου των t_{k4} καπναερίων από την καπνοδόχο.
4. Η θερμική ισχύς.
 - Οικονομητήρα.
 - Εξατμιστή.
 - Υπερθερμαντήρα.
5. Η επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας
 - Οικονομητήρα.
 - Εξατμιστή.
 - Υπερθερμαντήρα.
6. Η παραγωγή ατμού υψηλής πίεσης.

Στους υπολογισμούς χρησιμοποιούνται τα παρακάτω σύμβολα:

- t_{w1} = θερμοκρασία νερού στην είσοδο του οικονομητήρα, δηλαδή η θερμοκρασία τροφοδοτικού νερού στο λέβητα ανάκτησης.
- t_{w2} = θερμοκρασία νερού στην έξοδο του οικονομητήρα.
- t_s = θερμοκρασία κορεσμού ατμού.
- t_{k1} = θερμοκρασία εισόδου καπναερίων στην καπνοδόχο.
- t_{k3} = θερμοκρασία εξόδου καπναερίων από τον εξατμιστή.
- t_{k4} = θερμοκρασία καπναερίων στην έξοδο του οικονομητήρα (έξοδος καπνοδόχου).
- t_{k2} = θερμοκρασία καπναερίων στην έξοδο του υπερθερμαντήρα.

7.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΜΕΓΕΘΩΝ ΝΕΡΟΥ – ΑΤΜΟΥ

Στο διάγραμμα T-S των υδρατμών του σχήματος 7.1 έχει σημειωθεί ο κύκλος Rankine με υπερθέρμανση. Η λειτουργία γίνεται μεταξύ των πιέσεων P_1 και P_3 , ενώ η θερμοκρασία υπερθέρμανσης είναι T_5 .



Σχήμα 7.1: Διάγραμμα T - S.

Η σημασία των σημείων αυτών πάνω στο διάγραμμα έχει ως εξής.

- Σημείο 1. Νερό σε κατάσταση κορεσμού μέσα στο δοχείο D-1 τροφοδοσίας νερού του απαεριωτή (Διάγραμμα 10.1). Πίεση $P_1 = 0,2 \text{ bar (g)} + 1,0 = 1,2 \text{ bar (a)}$.

- Σημείο 2. Νερό στην έξοδο (κατάθλιψη) της αντλίας P-2 τροφοδοσίας του ατμολέβητα (Διάγραμμα 10.1). Πίεση $P_2 = 59 \text{ bar (g)} + 1 = 60 \text{ bar (a)}$.

- Σημείο 3. Νερό σε κατάσταση κορεσμού μέσα στο τύμπανο D-2 του ατμολέβητα (Διάγραμμα 10.1). Πίεση $P_3 = 50 \text{ bar (g)} + 1 = 51 \text{ bar (a)}$.

- Σημείο 4. Ατμός σε κατάσταση κορεσμού μέσα στο τύμπανο D-2 του ατμολέβητα (Διάγραμμα 10.1). Πίεση $P_4 = 50 \text{ bar (g)} + 1 = 51 \text{ bar (a)}$.

-Σημείο 5. Υπέρθερμος ατμός στην έξοδο του ατμολέβητα (έξοδος υπερθερμαντήρα) με πίεση $P_5 = 49 \text{ bar (g)} + 1 = 50 \text{ bar (a)}$.

Για κάθε ένα σημείο ξεχωριστά υπολογίζονται παρακάτω τα θερμοδυναμικά μεγέθη.

Το Σημείο 1 βρίσκεται πάνω ακριβώς στην καμπύλη κορεσμένου νερού. Από τους πίνακες κορεσμένων υδρατμών βρίσκουμε ότι για πίεση νερού $P = 1,20 \text{ bar (a)}$ είναι.

- $T_1 = 105 \text{ }^\circ\text{C}$
- $P_1 = 1,2 \text{ bar (a)}$
- $h_1 = 439,5 = 440 \text{ KJ/kg}$
- $S_1 = 1,3606 \text{ KJ/Kg.K}$

- $X_1 = 0$
- $V_1 = 0,0010472 \text{ m}^3/\text{Kg} = 1,0472 \text{ dcm}^3/\text{Kg}$

Σημείο 2: Το σημείο 2 βρίσκεται στην περιοχή αριστερά της καμπύλης κορεσμένου νερού και χαρακτηρίζει νερό υπό πίεση. Θεωρούμε ότι η μεταβολή $1 \rightarrow 2$ είναι ισεντροπική, καθ'ότι αφορά την αύξηση της πίεσης του νερού στην αντλία. Στο σημείο αυτό γνωρίζουμε τα μεγέθη:

$P_2 = 60 \text{ bar}$ (a). Η Πίεση αυτή καταθλίψεως(μεγαλύτερη από την πίεση του τυμπάνου) προκύπτει ως άθροισμα της πίεσης $P_4 = 51 \text{ bar}$ (a) στο τύμπανο του ατμολέβητα και κάλυψης απωλειών πίεσης $\Delta P = 9 \text{ bar}$ στις σωληνώσεις τροφοδοσίας, ώστε το νερό να εισέρχεται στο τύμπανο (ανάλυση δίνεται στην παράγραφο (9.4)

- $S_2 = S_1 = 1,3606 \text{ KJ/kg.K}$
- $X_2 = 0$

Θεωρώντας το νερό ασυμπίεστο προκύπτει ότι: $V_2 = V_1 = 1,0472 \text{ dcm}^3/\text{Kg}$. Η ενθαλπία στο σημείο 2 υπολογίζεται με βάση τη γνωστή σχέση:

$$h_2 = h_1 + \hat{V}_1 \cdot \Delta P \cdot 10^{-1} = 440 + 1,0472 \cdot (60 - 1,2) \cdot 10^{-1} = 446,16 = 446 \text{ KJ} / \text{Kg} \quad (7.1)$$

Σημείωση: Ο συντελεστής 10^{-1} χρησιμοποιείται για την μετατροπή των μονάδων.

Η αύξηση της ενθαλπίας κατά $V_1 \cdot \Delta P$ ανεβάζει την θερμοκρασία ΔT , ήτοι :

$$\Delta h = C_p \cdot \Delta T$$

$$\Delta T = \frac{V_1 \cdot \Delta P \cdot 10^{-1}}{C_p} = \frac{1,0472 \cdot 10^{-1} \cdot (60,0 - 1,2)}{4,187} = 1,47^\circ \text{C} \quad (7.2)$$

Άρα έχουμε:

$$T_2 = T_1 + \Delta T = 105 + 1,47 = 106,47 = 106,5^\circ \text{C} \quad (7.3)$$

Σημείο 3: Το σημείο 3 βρίσκεται και αυτό πάνω στην καμπύλη κορεσμένου νερού. Από τους πίνακες κεκορεσμένων υδρατμών (σελ. 318) του βιβλίου Ν. Παπαγεωργίου, Τόμος Ι Ατμοπαραγωγοί, Γενικές Αρχές), βρίσκουμε:

- $P_3 = 51 \text{ bar (a)}$
- $T_3 = 265,15^\circ\text{C} = 265 \text{ }^\circ\text{C}$
- $S_3 = 2,932 \text{ KJ/kg}\cdot\text{K}$
- $\hat{V}_3 = 1,2890 \text{ dcm}^3/\text{Kg}$
- $X_0 = 0$

Σημείο 4: Το σημείο 4 βρίσκεται ακριβώς στην καμπύλη κορεσμένου ατμού και είναι σημείο της γραμμής σταθερής πίεσης που περνά από το σημείο 3. Συνεπώς:

- $P_4 = P_3 = 51 \text{ bar (a)}$
- $T_4 = 265,15 \text{ }^\circ\text{C} = 265 \text{ }^\circ\text{C}$
- $h_4 = 2793 \text{ KJ/kg}\cdot\text{K}$
- $S_4 = 5,964 \text{ KJ/kg}\cdot\text{K}$
- $\hat{V}_4 = 0,03863 \text{ m}^3/\text{kg} = 38,63 \text{ d cm}^3/\text{Kg}$
- $X_4 = 1$

Το σημείο 5 χαρακτηρίζει κατάσταση ατμού και συνεπώς είναι $X = 1$. Από τους πίνακες υπερθέρμων ατμών (σελίς 332) του ίδιου βιβλίου βρίσκουμε τα θερμοδυναμικά μεγέθη του σημείου 5. Το σημείο 5 βρίσκεται στην περιοχή υπερθέρμων υδρατμών και στην γραμμή πίεσης των $P_5 = 50 \text{ bar (a)}$. Η θερμοκρασία του υπέρθερμου ατμού είναι δεδομένη στους $T_5 = 420 \text{ }^\circ\text{C}$ από την μελέτη.

- $P_5 = 50 \text{ bar (a)}$
- $T_5 = 420 \text{ }^\circ\text{C}$
- $h_5 = 3242 \text{ KJ/Kg}$
- $S_5 = 6,712 \text{ KJ/Kg}$
- $\hat{V}_5 = 0,06004 \text{ m}^3/\text{kg} = 60,04 \text{ dcm}^3/\text{Kg}$

Σημείο 6: Δεν απαιτείται κανένα θερμοδυναμικό μέγεθος

Σημείο 8: Το σημείο 8 βρίσκεται πάνω στην κωδωνοειδή καμπύλη κορεσμένου ατμού. Βρίσκεται επίσης πάνω στην ίδια οριζόντια γραμμή με το Σημείο 1, άρα είναι:

- $P_8 = P_7 = 1,2 \text{ bar (a)}$
- $T_8 = T_1 = 105^\circ\text{C}$
- $h_8 = 2683 \text{ KJ/Kg}$
- $S_8 = 7,298 \text{ KJ/Kg}\cdot\text{K}$
- $\hat{V}_8 = 1,429 \text{ m}^3/\text{Kg} = 1429 \text{ dcm}^3/\text{Kg}$
- $X_8 = 1$

Σημείο 7: Το Σημείο 7 βρίσκεται μέσα στην κωδωνοειδή καμπύλη που χαρακτηρίζει την κατάσταση μίγματος νερού – ατμού και επίσης βρίσκεται πάνω στην ίδια

κατακόρυφη γραμμή που περνά από τα σημεία 6 και 5, άρα έχει την ίδια εντροπία; ήτοι:

- $S_7 = S_5 = 6,712 \text{ KJ/kg}\cdot\text{K}$
- $P_7 = P_1 = P_8 = 1,2 \text{ bar (a)}$
- $T_7 = T_1 = T_8 = 105^\circ\text{C}$

Η ξηρότητα του ατμού στο σημείο 7 υπολογίζεται με την Σχ. (7.4).

$$X_7 = \frac{S_7 - S_1}{S_8 - S_1} \quad (7.4)$$

$$X_7 = \frac{6,7120 - 1,3606}{7,298 - 1,3606} = 0,9013$$

Για τα υπόλοιπα μεγέθη εφαρμόζουμε τις σχέσεις (7.5) και (7.6).

$$h_7 = h_1 + X_7 (h_8 - h_1) = 440 + 0,9013 (2683 - 440) = 2462 \text{ KJ/Kg} \quad (7.5)$$

$$V_7 = V_1 + X_7 (V_8 - V_1) = 1,0472 + 0,9013 (1429 - 1,0472) = 1288 \text{ dcm}^3/\text{Kg} \quad (7.6)$$

Σημείο 9: Δεν απαιτείται κανένα θερμοδυναμικό μέγεθος.

Σημείο 10: Λόγω της ισενθαλπικής μεταβολής από το σημείο 3 στο σημείο 10, συμπεραίνουμε ότι τα δύο αυτά σημεία βρίσκονται πάνω στην ίδια γραμμή σταθερής ενθαλπίας. Συνεπώς, η ενθαλπία αυτών έχει την ίδια τιμή, ήτοι:

$$h_3 = h_{10} = 1161 \text{ KJ/Kg}$$

Η ξηρότητα του ατμού στο σημείο 10 υπολογίζεται με την Σχ. 7.7.

$$X_{10} = \frac{h_{10} - h_1}{h_8 - h_1} = \frac{1161 - 440}{2683 - 440} = 0,3214 \quad (7.7)$$

ΠΙΝΑΚΑΣ 7.1: ΤΙΜΕΣ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΜΕΓΕΘΩΝ ΑΤΜΟΥ-ΝΕΡΟΥ

	P	T	h	S	V	X
<i>Shmeio</i>	<i>Bar(a)</i>	$^{\circ}C$	<i>KJ / Kg</i>	<i>KJ / Kg · K</i> K	<i>dcm³ / kg</i>	-
1	1,2	105	440	1,3606	1,0472	0
2	60	106,5	446	1,3606	1,0472	0
3	51	265	1161	2,9320	1,2890	0
4	51	265	2793	5,964	38,63	1
5	50	420	3242	6,712	60,04	1
6						
7	1,2	105	2462	6,712	1288	0,9013
8	1,2	105	2683	7,298	1429	1
9						
10	1,2		1161			0,3214

7.4 ΕΚΤΟΝΩΣΗ ΝΕΡΟΥ ΣΤΡΑΤΣΩΝΑΣ (ΔΙΑΧΩΡΙΣΜΟΣ ΣΕ ΑΤΜΟ – ΝΕΡΟ)

Η εκτόνωση του νερού στράτσωνας γίνεται μέσα στο εκτονωτικό δοχείο D - 3 (Διάγραμμα 10.1) από την πίεση $P_4 = 51 \text{ bar (a)}$ του τύμπανου μέχρι την πίεση $P_1 = 1,2 \text{ bar (a)}$ του απαεριοτή. Λόγω της ισενθαλπικής μεταβολής από το $\Sigma - 3$ στο $\Sigma - 10$ του σχήματος, η ενθαλπία αυτών έχει την ίδια τιμή, ήτοι : $h_{10} = h_3 = 1161 \text{ KJ / Kg}$.

Η ξηρότητα του ατμού στο σημείο $\Sigma - 10$ έχει υπολογιστεί με την $\Sigma\chi$. (7.7) και είναι $X_{10} = 0,3214$.

Επίσης είναι γνωστό ότι :

$$X_{10} = \frac{\text{maza atmou apotonwsewV}}{\text{maza nerou stratswnaV}} = \frac{m_{sb}}{m_b} \quad (7.8)$$

όπου:

m_{sb} = μάζα ατμού αποτονώσεως

m_{wb} = μάζα απορριπτομένου νερού kg/hr

m_b = μάζα νερού στρατσώνας

m_{st} = μάζα παραγομένου ατμού από τον ατμολέβητα 51827 Kg/hr (υπολογίζεται στην παράγραφο (7.8)) εάν θεωρήσουμε 5% ποσοστό νερού στρατσώνας κατά προσέγγιση, βρίσκουμε:

$$m_b = m_{st} \cdot 0,05 = 51827 \cdot 0,05 = 2591 \text{Kg} / \text{hr} \quad (7.9)$$

Ως εκ τούτου :

Ο ατμός αποτονώσεως:

$$m_{sb} = X_{10} \cdot m_b = 0,3214 \cdot 2591 = 832,7 = 833 \text{Kg} / \text{hr} \quad (7.10)$$

Το απορριπτόμενο νερό :

$$m_{wb} = 2591 - 833 = 1758 \text{Kg} / \text{h} \quad (7.11)$$

Ο υπολογισμός της στρατσώνας βασίζεται στη Σχ. (7.12)

$$m_b = \frac{m_{st} \cdot X_2}{X_T - X_2} (\text{kg} / \text{hr}) \quad (7.12)$$

Όπου : X_T = μέγιστη επιτρεπτή συγκέντρωση στερεών στο τύμπανο του λέβητα.

X_2 = η συγκέντρωση στο τροφοδοτικό νερό.

7.5 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ – ΘΕΡΜΙΚΗΣ ΙΣΧΥΟΣ

7.5.1. Παραδοχές

Με βάση την ανάλυση της παραγράφου (7.1) θεωρούμε στην συγκεκριμένη μελέτη τις εξής παραδοχές:

Pinch Point = 13 °C

Approach Point = 5 °C

Η θερμοκρασία κορεσμένου ατμού στην πίεση τυμπάνου των 50 bar (g) ή 51 bar (a) είναι : $t_s = 265^{\circ}C$.

Η ενθαλπία του κορεσμένου νερού στην θερμοκρασία $265^{\circ}C$ είναι: $h_{w2} = 1161 \text{ kJ/kg}$.

Η θερμότητα ατμοποίησης στην πίεση του τυμπάνου είναι: $Dh = 2793 \text{ KJ} / \text{Kg}$.

Η ενθαλπία του υπέρθερμου ατμού στην έξοδο του υπερθερμαντήρα, σε πίεση 50 bar (a) και θερμοκρασία $t_{s2} = 420^{\circ}C$ είναι : $h_{st} = 3242 \text{ KJ} / \text{Kg}$.

7.5.2 Θερμοκρασιακή Κατανομή Καπναερίων

Η θερμοκρασία των καπναερίων στην έξοδο του εξατμιστή είναι:

$$t_{k3} = t_s + PP = 265 + 13 = 278^{\circ}C \quad (7.13)$$

Η θερμοκρασία των καπναερίων στην είσοδο του καπνοδόχου, μετά την πρόσθετη καύση αυτών είναι: $t_{k1} = 450^{\circ}C$

Η θερμοκρασία του νερού στην έξοδο του οικονομητήρα είναι:

$$t_{w2} = t_s - A.P = 265 - 5 = 260^{\circ}C \quad (7.14)$$

Η ενθαλπία του κορεσμένου νερού στην θερμοκρασία $260^{\circ}C$ είναι $h_{w2} = 1135 \text{ KJ} / \text{Kg}$.

Η θερμοκρασία του νερού τροφοδοσίας λέβητα στην είσοδο του οικονομητήρα είναι :

$$t_{w1} = 105,0^{\circ}C$$

7.6 ΕΝΕΡΓΕΙΑ ΠΟΥ ΑΠΟΡΡΟΦΑΤΑΙ ΣΥΝΟΛΙΚΑ ΑΠΟ ΕΞΑΤΜΙΣΤΗ ΚΑΙ ΥΠΕΡ-ΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑ

Η ενέργεια που απορροφάται συνολικά στον εξατμιστή και υπερθερμαντήρα υπολογίζεται με την Σχ. (7.15).

$$Q_{T1} = Q_{up} + Q_{ex} = m_k \cdot c_{pk} (t_{k1} - t_{k3}) \cdot 3600 \cdot f_l \quad (7.15)$$

$$Q_{T1} = 154,17 \cdot 1,155 \cdot (450 - 278) \cdot 3600 \cdot (1 - 0,01) = 109,2 \cdot 10^6 \text{ KJ} / \text{hr}$$

Όπου: f_l = συντελεστής απώλειας θερμικού φορτίου 1%.

7.7 ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΠΟΥ ΑΠΟΡΡΟΦΑΤΑΙ ΣΤΟΝ ΥΠΕΡΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑ ΑΤΜΟΥ

Ο υπερθερμαντήρας του ατμού βρίσκεται στην είσοδο των καπναερίων στην καπνοδόχο. Τα καπναέρια που διαρρέουν τον υπερθερμαντήρα έχουν θερμοκρασία στην είσοδο $t_{k1} = 450$ °C και στην έξοδο θερμοκρασία t_{k2} άγνωστη.

Ο υπερθερμαντήρας παίρνει θερμότητα από τα καπναέρια και μεταβάλλει την θερμοκρασία του ατμού από την τιμή $t_s = 265$ °C την οποία έχει μέσα στο δοχείο υψηλής πίεσης στην τιμή $t_{s2} = 420$ °C, την οποία έχει στην έξοδο ο παραγόμενος υπέρθερμος ατμός.

Σημειώνεται ότι ο ατμός που εισέρχεται στον υπερθερμαντήρα είναι υγρός, με ξηρότητα $X = 0,98$. Η ενθαλπία h_x υπολογίζεται με την σχέση.

$$h_x = h_3 + X \cdot (h_4 - h_3) = 1161 + 0,98 \cdot (2793 - 1161) = 2760 \text{ KJ} / \text{Kg} .$$

Η ενθαλπία του παραγόμενου υπέρθερμου ατμού είναι από τους πίνακες υπέρθερμου ατμού $h_s = h_{s2} = 3242 \text{ KJ} / \text{Kg}$ για πίεση 50 bar (a) και θερμοκρασία 420 °C. Η ενέργεια Q_{up} που απορροφά ο υπερθερμαντήρας από τα καπναέρια υπολογίζεται με την Σχ. (7.16).

$$Q_{up} = m_{st} \cdot (h_{s2} - h_x) = 51827 \cdot (3242 - 2760) = 24,98 \cdot 10^6 \text{ KJ} / \text{hr} \quad (7.16)$$

Όπου : h_x η πραγματική ενθαλπία του ατμού με ξηρότητα $X=0,98$.

$m_{st} = 51827 \text{ Kg} / \text{h}$ η παροχή ατμού οποία υπολογίζεται πιο κάτω.

7.8 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΑΤΜΟΥ

Η παραγωγή ατμού υπολογίζεται με βάση ενεργειακό ισοζύγιο, μεταξύ της ενέργειας που προσδίνεται με τα εισερχόμενα καπναέρια στον εξατμιστή και στον

υπερθερμαντήρα και της ενέργειας του παραγόμενου ατμού (διαφορά ενθαλπίας) σύμφωνα με την Σχ. (7.17).

$$Q_{T1} = m_k \cdot c_{pk} \cdot (t_{k1} - t_{k3}) \cdot f_l = m_{st} \cdot (h_{s2} - h_{w2}) \quad (7.17)$$

Όπου:

m_k = ροή καπναερίων

c_{pk} = ειδική θερμοχωρητικότητα καπναερίων.

m_{st} = παραγωγή ατμού.

f_l = συντελεστής απώλειας φορτίου 1%.

t_{k1} = θερμοκρασία καπναερίων στην είσοδο της καπνοδόχου (είσοδος υπερθερμαντήρα)

t_{k3} = θερμοκρασία καπναερίων στην έξοδο του εξατμιστή

h_{s2} = ενθαλπία υπέρθερμου ατμού στην έξοδο του υπερθερμαντήρα kJ/kg.

h_{w2} = ενθαλπία νερού στην έξοδο του οικονομητήρα.

Για δεδομένη θερμοκρασία εισόδου καπναερίων $t_{k1} = 450 \text{ }^\circ\text{C}$ με αντικατάσταση των σχετικών τιμών στην 7.21 υπολογίζουμε την παραγωγή ατμού m_{st} με την επίλυση της (7.18).

$$m_{st} = \frac{m_k \cdot c_{pk} \cdot (t_{k1} - t_{k3}) \cdot 3600 \cdot f_l}{h_{s2} - h_{w2}} \quad (7.18)$$

$$m_{st} = \frac{Q_{T1}}{\Delta h} = \frac{Q_{up} + Q_{ex}}{h_{s2} - h_{w2}} = \frac{109,2 \cdot 10^6}{3242 - 1135} = 51827 \text{ Kg / hr} = 52 \text{ t / h}$$

7.9 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ ΣΤΗΝ ΕΞΟΔΟ ΥΠΕΡΘΕΜΑΝΤΗΡΑ

Η πτώση της θερμοκρασίας των καπναερίων ΔT_k (είσοδο-έξοδο) στον υπερθεμαντήρα είναι $\Delta T_k = (t_{k2} - t_{k1})$. Υπολογίζεται με βάση ενεργειακό ισοζύγιο στο τμήμα αυτό σύμφωνα με την Σχ. (7.19).

$$Q_{up} = m_k \cdot c_{pk} \cdot \Delta T_k \cdot f_l \cdot 3600 = 24,98 \cdot 10^6 \text{ KJ/hr}$$

$$\Delta T_k = \frac{24,98 \cdot 10^6}{3600 \cdot (1 - 0,01) \cdot 154,17 \cdot 1,155} = 39,4 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_k = t_{k1} - t_{k2} \quad \text{P} \quad t_{k2} = t_{k1} - \Delta t_k = 450 - 39,4 = 410,6 = 410^0 C . \quad (7.19)$$

7.10 ΕΝΕΡΓΕΙΑ ΠΟΥ ΑΠΟΡΡΟΦΑΤΑΙ ΣΤΟΝ ΕΞΑΤΜΙΣΤΗ (ΕΝΑΡΟΡΑΤΟΡ)

Η ενέργεια Q_{ex} που απορροφάται από τον εξατμιστή είναι:

$$Q_{ex} = Q_{T1} - Q_{up}$$

$$Q_T = 109,2 \cdot 10^6 \text{ KJ} / \text{hr}$$

(7.20)

$$Q_{up} = 24,98 \cdot 10^6 \text{ KJ} / \text{hr}$$

$$Q_{ex} = (109,2 - 24,98) \cdot 10^6 = 84,22 \cdot 10^6 \text{ KJ} / \text{hr}$$

Η θερμοκρασία καπναερίων στην έξοδο του εξατμιστή υπολογίστηκε στην παράγραφο (7.5.2) και είναι $t_{k3} = 278^0 C$

7.11 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ ΜΕΤΑ ΤΟΝ ΟΙΚΟΝΟΜΗΤΗΡΑ

Η θερμοκρασία των καπναερίων μετά τον οικονομητήρα t_{k4} υπολογίζεται επίσης με βάση ενεργειακό ισοζύγιο. Η ενέργεια που απορροφά ο οικονομητήρας από τα καπναέρια είναι:

$$Q_{oik} = m_k \cdot c_{pk} \cdot (t_{k3} - t_{k4}) \quad (7.21)$$

Το ποσό αυτό Q_{oik} (KJ / Kg) της θερμότητας είναι εκείνο που δίνει την αύξηση της θερμοκρασίας νερού από $t_{w1} = 105^0 C$ σε $t_{w2} = 260^0 C$ με αντίστοιχες ενθαλπίες $h_{w1} = 483 \text{ KJ/Kg}$ και $h_{w2} = 1135 \text{ KJ/Kg}$, ήτοι:

$$Q_{oik} = m_{bfw} \cdot (h_{w2} - h_{w1}) = m_{st} \cdot 1,05(h_{w2} - h_{w1}) = m_k \cdot c_{pk} \cdot (t_{k3} - t_{k4}) \cdot f_l \cdot 3600 \quad (7.22)$$

$$Q_{oik} = 51827 \cdot 1,05(1135 - 440) = 37,82 \cdot 10^6 \text{ KJ} / \text{h}$$

Η παροχή τροφοδοσίας του λέβητα είναι ίση με την παροχή ατμού m_{st} προσαυξημένη κατά 5 % που είναι το ποσοστό στρατσώνας, ήτοι $m_{bfw} = 1,05 \cdot m_{st}$.

Η πτώση της θερμοκρασίας των καπναερίων στο οικονομητήρα είναι $\Delta T_k = (t_{k3} - t_{k4})$ και υπολογίζεται με την Σχ. (7.23) βάσει ενεργειακού ισοζυγίου:

$$Q_{oik} = m_k \cdot c_{pk} \cdot \Delta T_k \cdot 3600 \cdot f_l \quad (7.23)$$

$$\Delta T_k = \frac{Q_{oik}}{m_k \cdot c_{pk} \cdot 3600 \cdot f_l} = \frac{37,82 \cdot 10^6}{154,17 \cdot 1,155 \cdot (1-0,01) \cdot 3600} = 59,6 \approx 60^\circ C$$

$$\Delta T_k = t_{k3} - t_{k4} \quad \text{και} \quad t_{k4} = t_{k3} - \Delta T_k = 278 - 60 = 218^\circ C \quad \text{ή} \quad t_{k4} = 218^\circ C$$

Με βάση τα αποτελέσματα της θερμοκρασιακής κατανομής των καπναερίων στην διαδρομή τους στον καπνοδόχο προκύπτει ότι ισχύουν οι περιορισμοί:

$$t_{k3} > t_s \quad \text{και} \quad t_{k4} > t_{w1} \quad \text{ήτοι} \quad 278^\circ C > 260^\circ \quad \text{και} \quad 218^\circ C > 105^\circ C.$$

Πίνακας 7.2: Αποτελέσματα συστήματος ανάκτησης θερμότητας.

	Θερμοκρασία Καπναερίων είσοδος-έξοδος °C		Θερμοκρασία Νερού/ατμού είσοδος-έξοδος °C		Θερμικό φορτίο · 10 ⁶ kJ/hr	Παραγωγή Ατμού/νερού Kg/hr	Pinch Point °C	Approach Point °C
	278	218	105	260				
Οικονομητήρας	278	218	105	260	37,82	54418		
Εξαμιστής	410	278	265	265	84,22	51827	13	5
Υπερθερματήρας	450	410	265	420	24,98	51827		

7.12 ΘΕΡΜΙΚΟ ΙΣΟΖΥΓΙΟ ΣΤΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Ενέργεια καπναερίων Q_k στην είσοδο του συστήματος ανάκτησης θερμότητας (είσοδος καπνοδόχου - λέβητα) υπολογίζεται με την Σχ. (7.24).

$$Q_k = m_k \cdot c_{pk} \cdot (t_{k1} - T_1) \cdot 3600 \quad (7.24)$$

$$Q_k = 154,17 \cdot 1,155 \cdot (450 - 15) \cdot 3600 = 278,85 \cdot 10^6 \text{ KJ / hr}$$

Η ενέργεια που απορροφάται στον λέβητα από τα στοιχεία εξοπλισμού παραγωγής ατμού είναι:

$$Q_T = Q_{oik} + Q_{ex} + Q_{up} \quad (7.25)$$

$$Q_T = (37,82 + 84,22 + 24,98) \cdot 10^6 = 147,02 \cdot 10^6 \text{ KJ / hr}$$

Η ενέργεια που αποβάλλεται στο περιβάλλον με τα καπναέρια εξερχόμενα της καπνοδόχου υπολογίζεται με την Σχ. (7.26).

$$Q_{KL} = m_k \cdot c_{pk} \cdot (t_{k4} - T_1) \cdot 3600 \quad (7.26)$$

$$Q_{KL} = 154,17 \cdot 1,155 \cdot (218 - 15) \cdot 3600 = 130,13 \cdot 10^6 \text{ KJ / hr}$$

Η διαφορά $DQ = Q_k - (Q_T + Q_{KL}) = (278,85 - (147,02 + 130,13)) \cdot 10^6 = 1,7 \cdot 10^6 \text{ KJ / h}$ αντιστοιχεί σε απώλεια θερμικού φορτίου από ακτινοβολία και αγωγιμότητα.

7.13 ΘΕΡΜΙΚΗ ΑΠΟΔΟΣΗ (ΜΟΝΟ) ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ (Σ.Η.Θ)

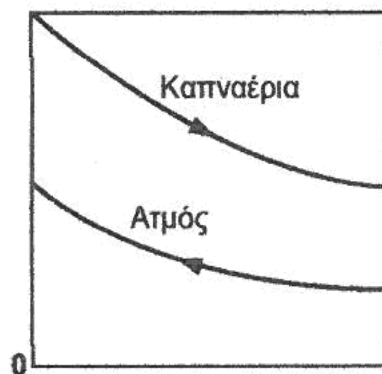
Η απόδοση του συστήματος ανάκτησης θερμότητας υπολογίζεται με την Σχ. (7.37).

$$\eta_{th} = h_{th} = 1 - \frac{Q_{kL} + \Delta Q}{Q_k} = 1 - \frac{(130,13 + 1,7) \cdot 10^6}{278,85 \cdot 10^6} = 0,527 \quad \text{ή} \quad 52,7\% \quad (7.27)$$

7.14 ΘΕΡΜΑΙΝΟΜΕΝΕΣ ΕΠΙΦΑΝΕΙΕΣ

7.14.1 Υπερθερμαντήρας

Ο υπερθερμαντήρας λειτουργεί ως εναλλάκτης θερμότητας. Στο εξωτερικό μέρος των αυλών ρέουν τα καπναέρια και στο εσωτερικό μέρος ρέει ο ατμός. Οι μεταβολές στις θερμοκρασίες των ρευστών φαίνονται στο Σχ. 7.2. Για τα καπναέρια η θερμοκρασία μειώνεται από $t_{k1} = 450 \text{ }^\circ\text{C}$ σε $t_{k2} = 410 \text{ }^\circ\text{C}$. Ο ατμός προέρχεται από το δοχείο υψηλής πίεσης, όπου εκεί βρίσκεται σε κατάσταση κορεσμού με θερμοκρασία $T_{s1} = 265 \text{ }^\circ\text{C}$ που αντιστοιχεί στην πίεση του Δοχείου P_1 (Σημείο.4 του Σχ. 7.1 κύκλος Rankine), και έχει υπολογιστεί σε προηγούμενο βήμα, ενώ στην έξοδο έχει υπερθερμανθεί σε θερμοκρασία $T_{s2} = 420 \text{ }^\circ\text{C}$.



Σχήμα 7.2: Υπερθερμαντήρας

Για τον υπολογισμό της θερμαινόμενης επιφάνειας του υπερθερμαντήρα εφαρμόζουμε την βασική σχέση μεταβίβασης θερμότητας (7.28).

$$Q_{up} = U_{up} \cdot A_{up} \cdot (\Delta T_m)_{log} \cdot F \quad (7.28)$$

Όπου: Q_{up} = ενέργεια που απορροφάται από τον υπερθερμαντήρα έχει υπολογιστεί σε προηγούμενο βήμα.
 $(\Delta T_m)_{log}$ είναι η μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας των δύο ρευστών και υπολογίζεται κατά Crashof με την Σχ. 7.28.

$$(\Delta T_m)_{\log} = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}\right)} \quad (^\circ C) \quad (7.28)$$

Όπου: F συντελεστής διόρθωσης λόγω εγκάρσιας ροής των ρευστών [9].

U_{up} = ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας (Kcal/m²·h °C).

Για τον υπερθερμαντήρα θεωρούμε τιμή : $U_{\text{up}} = 40 \text{Kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$.

Υπολογίζουμε τις διαφορές θερμοκρασίας στα δύο άκρα του εναλλάκτη:

$$\Delta T_{\max} = t_{k2} - t_{s1} = 410 - 265 = 145 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.29)$$

$$\Delta T_{\min} = t_{k1} - t_{s2} = 450 - 420 = 30 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.30)$$

Με αντικατάσταση στην 7.28 έχουμε:

$$(\Delta T_m) = \frac{145 - 30}{\ln \frac{145}{30}} = 73 \text{ } ^\circ\text{C} .$$

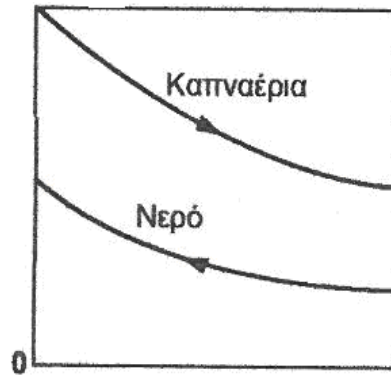
Η επιφάνεια του υπερθερμαντήρα είναι:

$$A_{\text{up}} = \frac{Q_{\text{up}}}{U_{\text{up}} \cdot (\Delta T_M)_{\log} \cdot F} = \frac{24,98 \cdot 10^6}{40 \cdot 73 \cdot 4,187 \cdot 0,90} = 2270 \text{m}^2 \quad (7.31)$$

7.14.2 Οικονομητήρας

Ο οικονομητήρας λειτουργεί ως εναλλάκτης θερμότητας. Στο εξωτερικό μέρος των αυλών ρέουν τα καπναέρια και στο εσωτερικό μέρος το νερό θερμαίνεται μέχρι το σημείο βρασμού. Οι μεταβολές στις θερμοκρασίες των ρευστών φαίνονται στο Σχ.7.3

Για τα καπναέρια η θερμοκρασία μειώνεται από $t_{k3} = 278 \text{ }^\circ\text{C}$ σε $t_{k4} = 218 \text{ }^\circ\text{C}$. Για το νερό η θερμοκρασία αυξάνεται από $t_{w1} = 105$ (θερμοκρασία τροφοδοσίας νερού) σε $t_{w2} = 260$ και έχει υπολογιστεί σε προηγούμενο βήμα θερμοκρασία βρασμού) Σημείο 3 του Σχ 7.1.



Σχήμα 7.3: Οικονομητήρας

Για τον υπολογισμό της θερμαινόμενης επιφάνειας εφαρμόζουμε την βασική σχέση μεταβίβασης θερμότητας εντός εναλλακτών η οποία είναι:

$$Q_{oik} = U_{oik} \cdot A_{oik} \cdot (\Delta T_m)_{log} \cdot F \quad (7.32)$$

Όπου:

Q_{oik} η ενέργεια που απορροφάται από τον οικονομητήρα και έχει υπολογιστεί σε προηγούμενο βήμα.

U_{oik} ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας.

Θεωρούμε τιμή $U_{oik} = 60 \text{ Kcal/m}^2\text{hr }^\circ\text{C}$. Η $(\Delta T_m)_{log}$ = μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας των δύο ρευστών υπολογίζεται, κατά Grashof με την Σχ. (7.33).

$$\Delta T_{max} = t_{k4} - t_{w1} = 218 - 105 = 113 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.33)$$

$$\Delta T_{min} = t_{k3} - t_{w2} = 278 - 260 = 18 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$(\Delta T_m)_{log} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}\right)} = \frac{113 - 18}{\ln\left(\frac{113}{18}\right)} = 51,7 \approx 52 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.34)$$

Στην συνέχεια χρησιμοποιούμε την βασική σχέση μεταβίβασης θερμότητας για να υπολογίσουμε την επιφάνεια του οικονομητήρα.

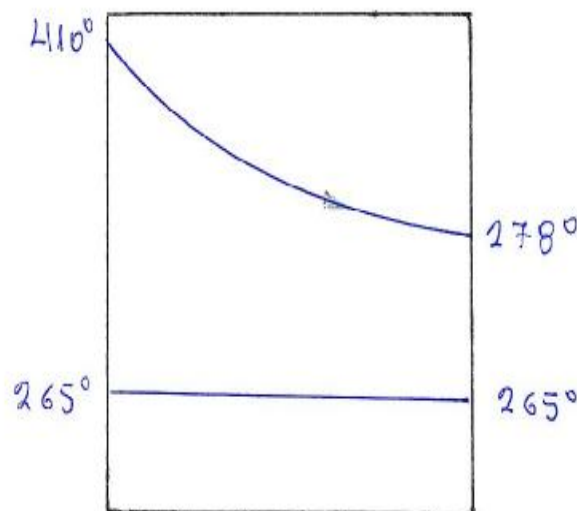
$$Q_{oik} = U_{oik} \cdot A_{oik} \cdot (\Delta T_m)_{\log} \cdot F \quad (7.35)$$

Η επιφάνεια του οικονομητήρα υπολογίζεται με την Σχ. (7.36).

$$A_{oik} = \frac{Q_{oik}}{U_{oik} \cdot F \cdot (\Delta T_m)_{\log}} = \frac{37,82 \cdot 10^6}{60 \cdot 0,90 \cdot 52 \cdot 4,187} = 3216 m^2 \quad (7.36)$$

7.14.3 Εξατμιστής

Ο εξατμιστής (evaporator) λειτουργεί ως εναλλάκτης θερμότητας. Στο εξωτερικό μέρος των αυλών ρέουν τα καπναέρια και μεταφέρουν θερμότητα στο ατμοποιούμενο νερό. Οι μεταβολές στις θερμοκρασίες των ρευστών φαίνονται στο Σχ. 7.4. Το νερό που ρέει στο εσωτερικό μέρος των αυλών είναι σε κατάσταση βρασμού και έχει θερμοκρασία $t_s = 265^\circ C$ του δοχείου υψηλής πίεσης. Η θερμοκρασία των καπναερίων μειώνεται από $t_{κ2} = 410^\circ C$ σε $t_{κ3} = 278^\circ C$. Για τον υπολογισμό της θερμαινόμενης επιφάνειας του εξατμιστή $A_{εξ}$ αφού υπολογιστεί η μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας των δύο ρευστών κατά Grashof:



Σχήμα 7.4 Εξατμιστής

$$(\Delta T_m)_{\log} = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}\right)} \quad (7.37)$$

$$\Delta T_{\max} = t_{k2} - t_s = 410 - 265 = 145 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.38)$$

$$\Delta T_{\min} = t_{k3} - t_{s1} = 278 - 265 = 13 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.39)$$

$$(DT)_{\log} = \frac{DT_{\max} - DT_{\min}}{\ln\left(\frac{DT_{\max}}{DT_{\min}}\right)} = \frac{145 - 13}{\ln\left(\frac{145}{13}\right)} = 54,8 \approx 55 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ο υπολογισμός της θερμαινόμενης επιφάνειας γίνεται με την βασική σχέση μεταβίβασης θερμότητας 7.40.

$$Q_{ex} = U_{εξ} \cdot A_{εξ} \cdot (\Delta T_m)_{\log} \cdot F \quad (7.40)$$

Όπου: $Q_{εξ}$ = η ενέργεια που απορροφάται από τον οικονομητήρα
 $U_{εξ}$ = ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας,
θεωρούμε τιμή: $U_{ex} = 50 \text{ Kcal/m}^2\text{hr}\cdot\text{c}$.

Η επιφάνεια του εξαμιστή υπολογίζεται με την Σχ. (7.41)

$$A_{ex} = \frac{Q_{oik}}{U_{oik} \cdot (DT_m)_{\log} \cdot F} = \frac{84,22 \cdot 10^6}{50 \cdot 55 \cdot 0,90 \cdot 4,187} = 8127 \text{ m}^2 \quad (7.41)$$

7.14.4 Αθροιστική θερμαινόμενη επιφάνεια

Με βάση τους υπολογισμούς των σχέσεων (7.31) (7.36) (7.41), η θερμαινόμενη επιφάνεια ξεχωριστά και αθροιστικά είναι:

1. Για τον υπερθερμαντήρα : 2270 (m²)

2. Για τον εξαμιστήρα : 8127 (m²)

Για (1) + (2) 10397 (m²)

3. Για τον οικονομητήρα 3216 : (m²)

Για (1) + (2) + (3) : 13613 (m²)

7.15 ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΟ ΙΣΟΖΥΓΙΟ ΣΤΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Το ενεργειακό ισοζύγιο στο σύστημα ανάκτησης θερμότητας για παραγωγή ατμού είναι :

$$Q_k = Q_R + Q_{KL} + Q_{epij}$$

Ενέργεια προσδιδόμενη στο σύστημα : $Q_K = 278,85 \cdot 10^6 \text{ KJ} / h$

Ενέργεια ανακτώμενη στο σύστημα : $Q_R = 147,02 \cdot 10^6 \text{ KJ} / h$

Η ανακτώμενη ενέργεια Q_R είναι ίση με την συνολική ενέργεια Q_T που αποδίδεται στον υπερθερμαντήρα, εξαμιστή και οικονομητήρα.

Ενέργεια (θερμική ισχύς/οικον/τήρα) : $Q_{oik} = 37,82 \cdot 10^6 \text{ KJ} / h$.

Ενέργεια (θερμική ισχύς/ εξαμιστή) : $Q_{ex} = 84,22 \cdot 10^6 \text{ KJ} / h$.

Ενέργεια (θερμική ισχύς/υπερθ/ντή) : $Q_{up} = 24,98 \cdot 10^6 \text{ KJ} / h$.

Ήτοι Σύνολο : $Q_R = 147,02 \cdot 10^6 \text{ KJ} / h$.

Ενέργεια απώλειας στο περιβάλλον με τα καπναέρια : $Q_{KL} = 130,13 \cdot 10^6 \text{ KJ} / h$.

Ενέργεια απώλειας επιφανειών στο περιβάλλον : $Q_{epij} = 1,7 \cdot 10^6 \text{ KJ} / h$.

7.15.1 ΣΥΝΟΛΙΚΟ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΟ ΙΣΟΖΥΓΙΟ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ

Ενέργεια προσδιδόμενη συνολικά : $Q_T = Q_{FUEL} + Q_{AIR} = 589,93 \cdot 10^6 \text{ KJ} / h$

Με το καύσιμο: $Q_{FUEL} = 387,25 \cdot 10^6 \text{ KJ} / h$

Όπου : $Q_{FUEL} = (6852 + 971,27) \text{ Kg} / h \cdot 49500 \text{ KJ} / \text{Kg} = 387,25 \cdot 10^6 \text{ KJ} / h$

Με τον αέρα: $Q_{AIR} = 202,68 \cdot 10^6 \text{ KJ} / h$

Όπου: $Q_{AIR} = 548172 (\text{Kg} / h) \cdot 1,084 (\text{KJ} / \text{Kg} \cdot ^\circ \text{K}) \cdot (629 - 288)^\circ \text{K} = 202,68 \cdot 10^6 \text{ KJ} / h$

Ενέργεια απορροφούμενη : $Q_{AP} = (Q_{hl} + Q_R) = (62,46 + 147,02) \cdot 10^6 = 209,48 \cdot 10^6 \text{ KJ} / h$

Για ηλεκτρισμό : $Q_{hl} = 17,35 (\text{MW}) \cdot 3600 \cdot 10^6 = 62,46 \cdot 10^6 \text{ KJ} / h$

Για ατμοπαραγωγή : $Q_R = Q_{st} = 147,02 \cdot 10^6 \text{ KJ} / h$

Ενέργεια απώλειας στο περιβάλλον με τα καπναέρια : $Q_{KL} = 130,13 \cdot 10^6 \text{ KJ} / h$

Ενέργεια απώλειας επιφανειών στο περιβάλλον : $Q_{epij} = 1,7 \cdot 10^6 \text{ KJ} / h$

Ενέργεια καταναλισκόμενη στο συμπιεστή και ενέργεια απώλειας περιστρεφόμενων μερών : $Q_{LC} = Q_C + Q_{RC} = (202,49 + 46,13) \cdot 10^6 = 248,62 \cdot 10^6 \text{ KJ} / h$

Για έργο συμπιεστή (Σχ. 6.35) : $Q_C = 56248 (\text{KJ} / \text{sec}) \cdot 3600 = 202,49 \cdot 10^6 \text{ KJ} / h$

Για απώλεια περιστ/νων μερών : $Q_{RC} = (69063 - 56248) \cdot 3600 = 46,13 \cdot 10^6 \text{ KJ} / h$

$$\begin{aligned} Q_T &= Q_{AP} + Q_{KL} + Q_{LC} + Q_{epij} = 209,48 \cdot 10^6 + 130,13 \cdot 10^6 + 248,62 \cdot 10^6 + 1,7 \cdot 10^6 = \\ &= 589,93 \cdot 10^6 \text{ KJ} / h \end{aligned}$$

7.16 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΔΕΙΚΤΩΝ ΑΠΟΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑΣ ΤΗΣ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ ΣΥΜΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΑΤΜΟΥ – ΗΛΕΚΤΡΙΣΜΟΥ (ΣΗΘ).

7.16.1 Για την εγκατάσταση αεριοστρόβιλου

Ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης ($\eta_{\eta\lambda}$) υπολογίζεται με την Σχ. (7.42)

$$(\eta_{\eta\lambda}) = \frac{N_e}{m_f \cdot (L.H.V)} \quad (7.42)$$

$$(\eta_{\eta\lambda}) = \frac{17000 \cdot 3600}{6852 \cdot 49500} = 0,18 \text{ ή } 18\%$$

7.16.2 Για την ανάκτηση θερμότητας – παραγωγής ατμού

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης η_{th} υπολογίζεται με την Σχ. (7.43)

$$(\eta_{th}) = \frac{Q_R}{Q_K} \quad (7.43)$$

$$h_{th} = \frac{147,02 \cdot 10^6}{278,85 \cdot 10^6} = 0,527, \quad \eta_{th} = 52,7 \%$$

Όπου :

$Q_R = Q_T = 147,02 \text{ KJ} / h$ (ενέργεια ατμού) έχει υπολογιστεί με την Σχ. (7.25)

$Q_k = 278,85 \text{ KJ} / h$ (ενέργεια καπναερίων στην είσοδο της καπνοδόχου) έχει υπολογιστεί με την Σχ. (7.26)

7.16.3 Για την μονάδα Συμπαγωγής Ηλεκτρισμού -Θερμότητας (ΣΗΘ)

Ο συνολικός βαθμός απόδοσης της μονάδας συμπαγωγής Ηλεκτρισμού – Θερμότητας μη συμπεριλαμβανομένης της ενέργειας που δαπανάται στον συμπιεστή και της απώλειας ενέργειας στα περιστρεφόμενα μέρη του αεριοστρόβιλου υπολογίζεται με την Σχ. (7.44).

$$h_{\Sigma.H.\Theta} = 1 - \frac{Q_{KL} + Q_{epij}}{E_T} \quad (7.44)$$

Όπου:

$Q_{KL} = 130,13 \cdot 10^6 \text{ KJ} / h$ η ενέργεια απώλειας στο περιβάλλον $Q_{epij} = 1,7 \cdot 10^6 \text{ kJ} / h$

$E_T = (Q_{FUEL} + Q_{AIR}) = (387,25 + 202,68) \cdot 10^6 = 589,93 \cdot 10^6 \text{ KJ} / h$ η συνολική προσφερόμενη ενέργεια στην εγκατάσταση έχει υπολογισθεί στην παράγραφο 7.15.

$$(h_{\Sigma.H.\Theta})_{\Sigma} = 1 - \frac{131,83 \cdot 10^6}{589,93 \cdot 10^6} = 0,777 \quad \text{ή} \quad 77,7\%$$

7.16.4 Λόγος ενεργ.ηλεκτρισμού / θερμότητας

Ο λόγος ενέργειας ηλεκτρισμού – θερμότητας του παραγομένου ατμού (Power to Heat Ratio · PHR) υπολογίζεται με την Σχ. (7.45)

$$PHR = \frac{N_e}{Q_R} \quad (7.45)$$

$$PHR = \frac{17000 \cdot 3600}{147,02 \cdot 10^6} = 0,42$$

Ο λόγος ηλεκτρισμού προς θερμότητα αποτελεί ένα από τους κύριους παράγοντες επιλογής ενός συστήματος συμπαραγωγής.

7.16.5 Δείκτης εξοικονόμησης ενέργειας

Αν θεωρήσουμε ότι το σύστημα $\Sigma H\Theta$ αντικαθίσταται με διακριτές μονάδες παραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας με βαθμούς απόδοσης $\eta_{\eta\lambda}$ και η_{θ} αντίστοιχα τότε η ενέργεια που εξοικονομείται στην εγκατάσταση συμπαραγωγής $\Sigma H\Theta$ είναι σύμφωνα με την Σχ. (7.46)

$$\Delta.E.E = 1 - \frac{Q_{FUEL}}{Q_{REF}} = 1 - \frac{Q_{FUEL}}{\left(\frac{N_e}{h_{hl}} + \frac{Q_{st}}{h_{th,ref}} \right)} \quad (7.46)$$

Όπου: $\Delta.E.E$ = Δείκτης Εξοικονόμησης Ενέργειας (Fuel–Economic Saving Recovery)

Q_{FUEL} = η συνολική κατανάλωση ενέργειας καυσίμου $387,25 \cdot 10^6 \text{ KJ} / h$

$N_e = \eta$ παραγόμενη ισχύς = $62,46 \cdot 10^6 \text{ KJ/h}$.

$Q_{st} = \eta$ ενέργεια του ατμού = $147,02 \cdot 10^6 \text{ KJ/h}$.

$h_{hl}, h_{th,ref}$ = οι αποδόσεις για δύο (2) ξεχωριστές μονάδες παραγωγής ηλεκτρισμού και ατμού με βαθμό απόδοσης 30 % και 80 % αντίστοιχα.

Με αντικατάσταση των τιμών στην (7.46) έχουμε:

$$\Delta.E.E = 1 - \frac{387,25 \cdot 10^6}{\frac{62,46 \cdot 10^6}{0,30} + \frac{147,02 \cdot 10^6}{0,80}} = 0,012 \quad \eta \quad 1,2\%.$$

Αυτό σημαίνει ότι η συμπαραγωγή μειώνει την συνολική κατανάλωση ενέργειας κατά 1,2 % σε σχέση με την εγκατάσταση ξεχωριστών μονάδων παραγωγής ηλεκτρισμού και ατμού.

7.16.6 Πυκνότητα ροής θερμότητας

Η πυκνότητα ροής θερμότητας υπολογίζεται με την Σχ. (7.47)

$$q = \frac{Q_{st}}{A_T} = \frac{147,02 \cdot 10^6 \text{ KJ} / \text{h}}{13613 \text{ m}^2} = 10800 \text{ KJ} / \text{m}^2 \cdot \text{h} \quad (7.47)$$

Όπου: A_T : η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας του Ατμοπαραγωγού σε m^2

$Q_{st} = Q_R$: η συναλλασσόμενη ροή θερμότητας μέσα από αυτήν σε KJ/h .

7.16.7 Ειδική ατμοποίηση

Η ειδική ατμοποίηση υπολογίζεται με την Σχ 7.48 :

$$\Phi = \frac{m_{st}}{A_{ex}} = \frac{51827}{8127} = 6,4 \text{ Kg} / \text{m}^2 \cdot \text{h} \quad (7.48)$$

Όπου : A_{ex} = η επιφάνεια του εξατμιστή, σε m^2

m_{st} = η ποσότητα του παραγόμενου ατμού, σε kg/h

7.17 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΚΑΠΝΟΔΟΧΟΥ

7.17.1 Φυσικός ελκυσμός καπνοδόχου

Ο φυσικός ελκυσμός του καπνοδόχου υπολογίζεται με την Σχ. (7.49).

$$\Delta P = C \cdot P_{atm} \cdot H_o \cdot \left[\frac{1}{T_o} - \frac{1}{T_i} \right] \quad (7.49)$$

όπου: ΔP = διαφορά πίεσης (φυσικός ελκυσμός) σε Pa.

C = σταθερά 0,0342.

H_o = ύψος καπνοδόχου = 60 m.

P_{atm} = ατμοσφαιρική πίεση σε Pa = 101325.

T_o = εξωτερική θερμοκρασία αέρα σε δυσμενείς συνθήκες $273 + 35^\circ = 308 \text{ }^\circ\text{K}$.

T_i = μέσος όρος θερμοκρασιών εισόδου – εξόδου καπναερίων.

$$T_i = \frac{t_{k1} + t_{k4}}{2} = \frac{450 + 218}{2} = 334^\circ\text{C} \quad T_i = 334 + 273 = 607^\circ\text{K} \quad (7.50)$$

Παρατηρείται ότι στο ύψος $H_o = 60\text{m}$ περιλαμβάνεται και το ύψος του ατμοπαραγωγού και της καμινάδας που συνεχίζει να υψώνεται πάνω από την κορυφή του ατμοπαραγωγού.

Με αντικατάσταση των σχετικών τιμών στην Σχ. (7.49) προκύπτει :

$$\Delta P = 0,0342 \cdot 101325 \cdot 60 \cdot \left[\frac{1}{308} - \frac{1}{607} \right] = 2,079 \cdot 10^5 (0,00329 - 0,00163) = 345 \text{ Pa}$$

ήτοι : $\Delta P = \acute{\eta}$ 34,5 mmH₂O ή 345 Pa .

Η πτώση της θερμοκρασίας των καπναερίων ανά μέτρο ύψους καμινάδας είναι:

$$\frac{t_{k1} - t_{k4}}{H_o} = \frac{450 - 218}{60} = 3,9^\circ\text{C} / \text{m} \quad (7.51)$$

7.17.2 Διατομή καπνοδόχου

Η παροχή καπναερίων στην καπνοδόχο υπολογίζεται κατά προσέγγιση με την Σχ. (7.52).

$$V_k = C \cdot A_k \cdot \sqrt{\frac{T_i - T_0}{T_i} \cdot 2 \cdot g \cdot H_0}$$

Όπου :

V_k η παροχή καπναερίων σε m^3/sec .

A_k η διατομή της καπνοδόχου σε m^2 .

C σταθερά παροχής με τιμές από 0,65 – 0,70.

g παγκόσμια σταθερά 9,81 m/sec^2 .

H_0 ύψος της καμινάδας = 60 m.

$T_i = 607$ °K.

$T_0 = 308$ °K.

$\gamma_{OR} = 1,34$ kp/Nm^3 ειδικό βάρος καπναερίων σε Κ.Σ.

Η εξίσωση (7.52) ως προς την διατομή A_k γίνεται:

$$A_k = \frac{V_k}{C \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0 \cdot \frac{(T_i - T_0)}{T_i}}}$$

$$A_k = \frac{115,05}{0,68 \cdot \sqrt{\frac{607 - 308}{607} \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot 60}} = \frac{115,05}{0,68 \cdot \sqrt{579,87}} = 7,03 = 7,0m^2 \quad (7.53)$$

$$V_k = \frac{m_k}{g_{OR}} = \frac{154,17}{1,34} = 115,05m^3 / sec$$

7.17.3 Διάμετρος καπνοδόχου

Θεωρούμε κυλινδρικό σχήμα καπνοδόχου και υπολογίζουμε την διάμετρο D_k με την Σχ. (7.54).

$$D_k = \sqrt{\frac{A_k \cdot 4}{p}} = \sqrt{\frac{7 \cdot 4}{3,14}} = 2,985m = 3,00m \quad (7.54)$$

Η ταχύτητα των καπναερίων στην είσοδο της καπνοδόχου υπολογίζεται με την Σχ. (7.55)

$$V_k = \frac{m_k}{g_{0R}} = A_k \cdot u_k$$

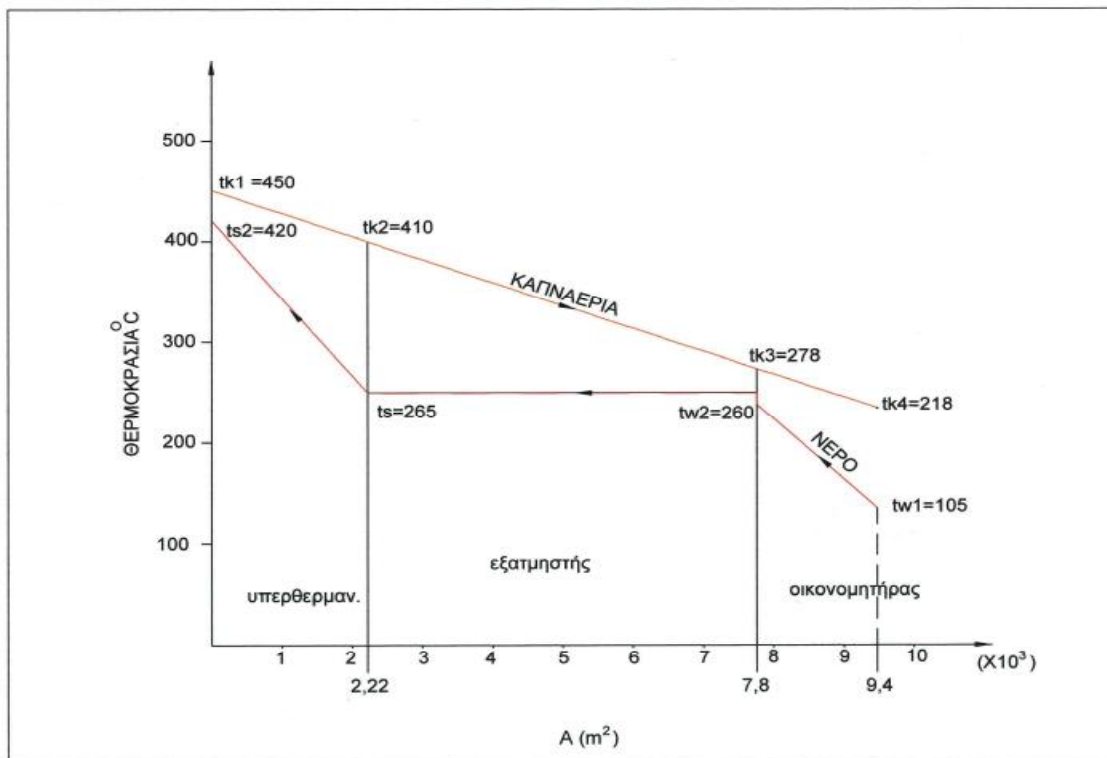
(7.55)

$$u_k = \frac{m_k}{g_{oR} \cdot A_k} = \frac{154,17}{7 \cdot 1,34} = 16,4 \text{ m/sec}$$

ήτοι $u_k = 16,4 \text{ m/sec}$ σε αποδεκτά όρια σχεδιασμού.

Στο Κεφάλαιο αυτό δίνονται τα συγκεντρωτικά αποτελέσματα των υπολογισμών του Σταθμού καθώς και τα Γενικά σχέδια της εγκατάστασης.

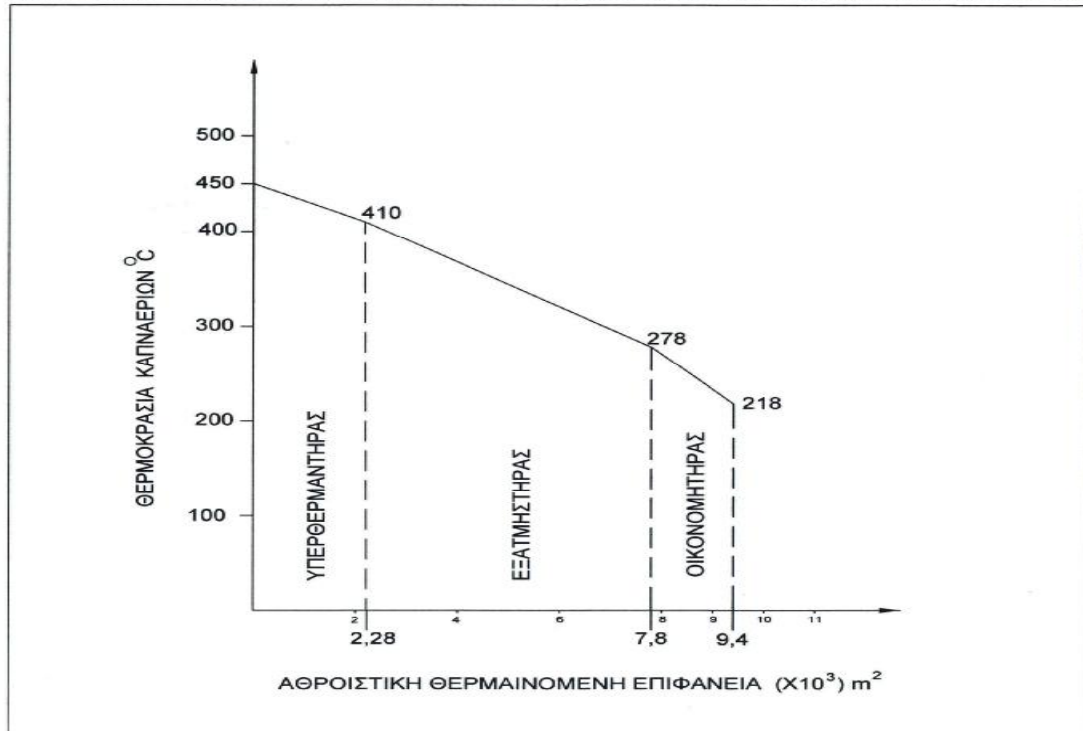
ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 7.1 ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΚΟ ΜΕΤΩΠΟ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ / ΝΕΡΟΥ ΑΤΜΟΥ ΣΤΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΟΣ



Στο Διάγραμμα (7.1) απεικονίζεται το θερμοκρασιακό μέτωπο των δυο ρευμάτων, του θερμού ρεύματος (καπναέρια) και του ψυχρού ρεύματος (νερού) σε σχέση με την επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας του λέβητα. Το μέτωπο αυτό προέκυψε από την διαδικασία εφαρμογής της μεθόδου υπολογισμού της ΕΛΑΧΙΣΤΗΣ ΔΙΑΦΟΡΑΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ (Pinch Ανάλυση) μεταξύ των δυο σύνθετων καμπυλών, δηλαδή της καμπύλης που παράγεται από τον υπολογισμό της μείωσης της θερμοκρασίας

των καπναερίων ως αποτέλεσμα της προσφερόμενης θερμότητας τους στο κύριο ρεύμα του νερού τροφοδοσίας στον λέβητα και της καμπύλης που παράγεται από τον υπολογισμό της αύξησης της θερμοκρασίας του νερού – ατμού του λέβητα ως αποτέλεσμα της απορρόφησης θερμότητας από τα καπναέρια. Για την βελτιστοποίηση της εγκατάστασης του λέβητα δεν πρέπει να γίνεται μεταφορά θερμότητας στην Ελάχιστη Διαφορά Θερμοκρασίας (Pinch Point).

ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 7.2 ΑΘΡΟΙΣΤΙΚΗ ΘΕΡΜΑΙΝΟΜΕΝΗ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ ΛΕΒΗΤΑ - ΘΕΡΜΟΚΤΑΣΙΑ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ



Στο Διάγραμμα (7.2) απεικονίζεται η μείωση της θερμοκρασίας των καπναερίων κατά μήκος της διαδρομής τους στην καπνοδόχο σε σχέση με την αθροιστική επιφάνεια του λέβητα (υπερθερμαντήρα και εξατμιστή και οικονομητήρα).

8. ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ ΧΡΗΣΕΩΝ ΑΤΜΟΥ

8.1. ΠΕΡΙΠΤΩΣΕΙΣ ΧΡΗΣΗΣ ΑΤΜΟΥ

Σχετικά με την χρήση του παραγόμενου ατμού υψηλής πίεσης εξετάζονται οι παρακάτω περιπτώσεις:

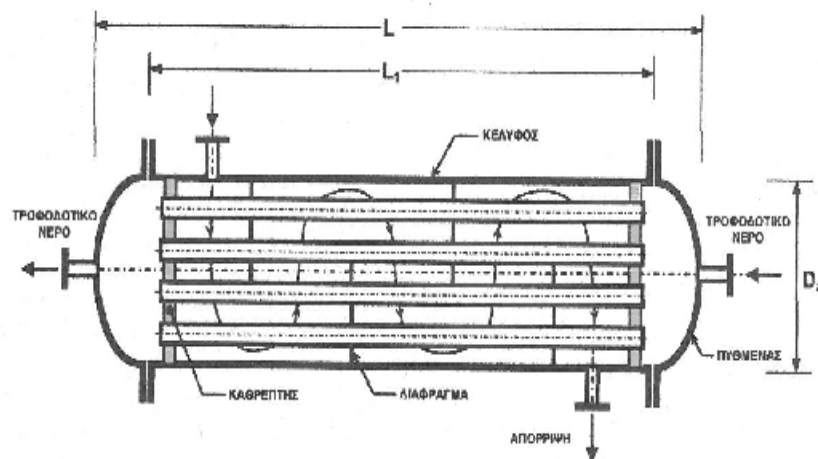
- ✚ Ανύψωση της θερμοκρασίας του τροφοδοτικού νερού προς τον απαεριωτή από του $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ (θερμοκρασία νερού στην δεξαμενή τροφοδοσίας) στους $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ με ατμό χαμηλής πίεσης 5 bar (g) .
- ✚ Θέρμανση αποθηκευμένου μαζούτ σε δεξαμενή από τους $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ σε $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ με ατμό μέσης πίεσης 10 bar (g) .
- ✚ Προθέρμανση αέρα καύσης, από $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ σε $120\text{ }^{\circ}\text{C}$, με χρήση ατμού μέσης πίεσης 10 bar (g) .

Οι ανάγκες σε ατμό μέσης και χαμηλής πίεσης, καλύπτονται με μετατροπή του ατμού υψηλής πίεσης είτε μέσω ατμοστροβίλων ή μέσω μειωτών πιέσεως.

8.2. ΘΕΡΜΑΝΣΗ ΤΡΟΦΟΔΟΤΙΚΟΥ ΝΕΡΟΥ ΛΕΒΗΤΑ ΣΕ ΘΕΡΜΙΚΟ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ ΝΕΡΟΥ-ΑΤΜΟΥ

8.2.1 Υπολογισμός μεγέθους εναλλάκτη

Για την προθέρμανση του τροφοδοτικού νερού του λέβητα, στο σύστημα ανάκτησης θερμότητας των καπναερίων μετά την έξοδό τους από τον αεριοστρόβιλο, χρησιμοποιείται εναλλάκτης νερού – ατμού, αξιοποιώντας την θερμότητα ατμοποίησης του ατμού.



Σχήμα 8.1: Διαμόρφωση εναλλάκτη θερμότητας

Πίνακας 8.1 : Στοιχεία ως δεδομένα της μελέτης σχεδιασμού

Θερμοκρασία εισόδου τροφοδοτικού νερού	$T_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$
Θερμοκρασία εξόδου τροφοδοτικού νερού	$T_2 = 85 \text{ }^\circ\text{C}$
Παροχή τροφοδοτικού νερού	$m_w = 54418 \text{ kg/h}$
Πυκνότης τροφοδοτικού νερού στην μέση θερμοκρασία: $\frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{20 + 85}{2} = 52,5^\circ$	$\rho = 0,9791 \text{ kg/m}^3$
Ειδική θερμότης τροφοδοτικού νερού	$c_p = 4,187 \text{ kJ/kg }^\circ\text{C}$
Για τον ατμό χαμηλής πίεσης 5 bar (g) ή 6 bar (α) έχουμε:	
Θερμοκρασία κορεσμένου νερού	$T_s = 159 \text{ }^\circ\text{C}$
Θερμότητα ατμοποίησης	$h_g = 2086 \text{ kJ/kg}$
Ενθαλπία κεκορεσμένου νερού	$h_c = 670,5 \text{ kJ/kg}$
Ενθαλπία κεκορεσμένου ατμού	$h_s = 2757 \text{ kJ/kg}$
Ειδικός όγκος ατμού	$\bar{v} = 0,3156 \text{ m}^3/\text{kg}$
Ειδικός όγκος κεκορεσμένου νερού	$\bar{v} = 0,0011007 \text{ m}^3/\text{kg}$

Υπολογίζονται τα εξής στοιχεία:

- Η ισχύς τους εναλλάκτη: $Q = \text{kJ/h}$.
- Η παροχή ατμού χαμηλής πίεσης: $m_s = \text{kg/h}$.
- και ο ρυθμός συμπύκνωσης αυτού
- Η επιφάνεια εναλλαγής: $A = \text{m}^2$
- Η διάμετρος d_p (mm) και ο αριθμός n των αυλών.
- Το μήκος των αυλών του εναλλάκτη: $L = \text{mm}$.
- Το μέγεθος του εναλλάκτη (διάμετρος D κελύφους, και μήκος L εναλλάκτη σε mm).
- Η διάμετρος d των στομιών εισόδου – εξόδου του εναλλάκτη

8.2.2 Θερμική ισχύς εναλλάκτη

Ο εναλλάκτης είναι « εναλλάκτης αντιρροής ». Η θερμική ισχύς του υπολογίζεται με την Σχ. (8.1).

$$Q = m_w \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1)$$

(8.1)

$$Q = 54418 \cdot 4,187 \cdot (85 - 20) = 14,81 \cdot 10^6 \text{ KJ/h}$$

8.2.3 Παροχή ατμού – ρυθμός συμπύκνωσης

Η παροχή ατμού υπολογίζεται με την Σχ. (8.2).

$$Q = m_{st} \cdot h_g = \frac{14,81 \cdot 10^6}{2086} = 7100 \text{ Kg / h} \quad (8.2)$$

8.2.4 Μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας

Για τον υπολογισμό της μέσης λογαριθμικής διαφοράς θερμοκρασίας κατά Crashof, χρησιμοποιούμε τις θερμοκρασιακές διαφορές μεταξύ των ρευστών στα δύο άκρα του εναλλάκτη.

$$\Delta T_{max} = t_s - t_1 = 159 - 20 = 139^\circ \text{C} \quad (8.3)$$

$$\Delta T_{min} = t_s - t_2 = 159 - 85 = 74^\circ \text{C} \quad (8.4)$$

Η μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας υπολογίζεται με την Σχ. (8.5).

$$(\Delta T_m)_{log} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\log \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} = \frac{139 - 74}{\ln \frac{139}{74}} = 104^\circ \text{C} \quad (8.5)$$

8.2.5 Η επιφάνεια εναλλαγής

Η επιφάνεια εναλλαγής του εναλλάκτη υπολογίζεται με βάση τον γνωστό τύπο

$$Q = U_T \cdot A \cdot (\Delta T_m)_{log} \quad (8.6)$$

$$A = \frac{Q}{U_T \cdot (\Delta T_m)} = \frac{14,81 \cdot 10^6}{1500 \cdot 104 \cdot 4,187} = 22,67 = 23 \text{ m}^2$$

Όπου : $U_T = 1500 \text{ Kcal} / \text{m}^2 \cdot \text{c}$ ο συντελεστής μεταδόσεως θερμότητας.

8.2.6 Διάμετρος αυλών

Σε εναλλάκτες τέτοιου είδους τοποθετούνται συνήθως αυλοί με εσωτερική διάμετρο από 10 έως 50 mm. Από τον Πίνακα 8.1 [16] επιλέγουμε αυλούς από χαλυβδοσωλήνα άνευ ραφής με ονομαστική διάμετρο κατά DN 15 που αντιστοιχεί σε σωλήνα με:

- εξωτερική διάμετρο : $d_o = 21,3 \text{ mm}$.
- εσωτερική διάμετρο : $d_i = 21,3 - 2 \cdot 2 = 17,3 \text{ mm}$.
- πάχος : $s = 2 \text{ mm}$.

Θεωρούμε ταχύτητα του νερού εντός των αυλών $u = 0,2 \text{ m/sec}$. Ο αριθμός των αυλών υπολογίζεται με την Σχ. (8.7).

$$n = 354 \cdot \frac{V_w}{d_i^2 \cdot u_w} = \frac{354 \cdot 54418 \text{ Kg/h} \cdot 10^{-3}}{(17,3 \text{ mm})^2 \cdot 0,2} = 321,8 = 322 \text{ αυλ oi} \quad (8.7)$$

Πίνακας 8.2: 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 ^w x 1,8	1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5
15	21,3 ^w x 2	2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5
20	26,9 ^w 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 ^w 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 ^w 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 ^w 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 ^w 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 ^w 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 ^w 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 ^w 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 ^w 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 ^w 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 ^w 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 ^w 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 ^w x 7,1	7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
350	355,6 ^w x 8	8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
400	406,4 ^w x 8,8	8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
450	457,2 ^w x 10	10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
500	508 ^w x 11	11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
550	558,8 ^w x 12,5	12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25

8.2.7 Μήκος αυλών

Η εξωτερική επιφάνεια όλων των αυλών του εναλλάκτη ισούται με την επιφάνεια εναλλαγής που έχει υπολογιστεί και είναι $A = 23 \text{ m}^2$. Το μήκος των αυλών υπολογίζεται με την Σχ. 8.8.

$$L = \frac{A \cdot 10^6}{d_0 \cdot n \cdot p} = \frac{16 \cdot 10^6}{17,3 \cdot 322 \cdot 3,14} = 1314 \text{ mm} \quad (8.8)$$

Το πραγματικό μήκος των αυλών του κάθε εναλλάκτη θα είναι αυξημένο κατά το πάχος δύο καθρεπτών, πάνω στους οποίους θα εκτονωθούν. Θεωρούμε πάχος για τους καθρέπτες 25 mm , έχουμε συνολικό μήκος αυλών:

$$L = 1314 + 2 \cdot 25 = 1364 \text{ mm} \quad (8.9)$$

8.2.8 Μήκος εναλλάκτη

Το μήκος του εναλλάκτη από φλάντζα σε φλάντζα για να είναι δυνατή η συγκόλληση των καθρεπτών αυξάνεται κατά 25 mm σε κάθε καθρέπτη οπότε το μήκος L_1 του εναλλάκτη γίνεται:

$$L_1 = 1364 + 2 \cdot 25 = 1414 \text{ mm} \quad (8.10)$$

Το συνολικό μήκος του εναλλάκτη προκύπτει αν στο προηγούμενο μήκος προστεθεί και το πάχος (βαθούλωμα – καμπάνες) των πυθμένων, που εκτιμάται σε 200 mm .

$$L_T = L_1 + 2 \cdot 200 = 1414 + 400 = 1814 \text{ mm} \quad (8.11)$$

8.2.9 Διάμετρος κελύφους

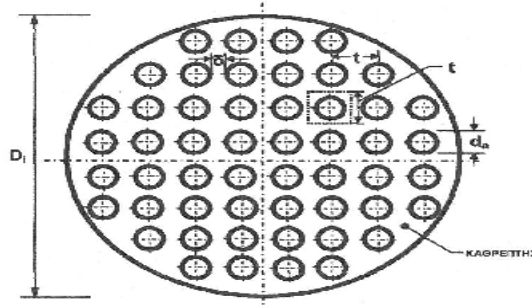
Η εσωτερική διάμετρος του κελύφους είναι ίση με την διάμετρο των καθρεπτών. Στους καθρέπτες θα διανοιχθούν οπές ίσες σε αριθμό με τον αριθμό των αυλών $n = 322$. Οι οπές θα διαταχθούν σε ίσες αποστάσεις μεταξύ τους και ευθύγραμμα και θα υπάρχει ικανοποιητικό διάκενο για την κυκλοφορία του ρευστού (ατμού).

Σε εναλλάκτες αυτού του είδους το διάκενο δ λαμβάνεται από $5-10 \text{ mm}$. Θεωρούμε $\delta = 10 \text{ mm}$. Ως εκ τούτου το βήμα κάθε αυλού είναι: $t = d_0 + 10 = 21,3 + 10 = 31,3 \text{ mm}$. Η εσωτερική διάμετρος του κελύφους υπολογίζεται με την Σχ. 8.12.

$$D_i = 1,24 \cdot t \cdot \sqrt{322} = 1,24 \cdot 31,3 \cdot \sqrt{322} = 696,5 \text{ mm} \quad (8.12)$$

Από τον Πίνακα 8.2 [16] επιλέγουμε τον χαλυβδοσωλήνα : DN 700 κατά DIN 2458 με διαστάσεις mm 711,2^F×7,1mm με τα εξής στοιχεία:

- εξωτερική διάμετρος : $D_0 = 711,2 \text{ mm}$
- εσωτερική διάμετρος : $D_i = 711,2 - 2 \cdot 7,1 = 697 \text{ mm}$
- πάχος $s = 7,1 \text{ mm}$



Σχήμα 8.2: Διαστάσεις δέσμης σωλήνων εναλλάκτη (αυλοί)

Η εσωτερική διάμετρος του σωλήνα που επιλέγεται είναι $D_i = 697 \text{ mm}$ και είναι μεγαλύτερη από την απαιτούμενη $D_i = 696,5 \text{ mm}$.

Πίνακας 8.2 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 ^W ×1,8	1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9
15	21,3 ^W ×2	1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5
20	26,9 ^W ×2	1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5
25	33,7 ^W ×2,3	1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5
32	42,4 ^W ×2,3	1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5
40	48,3 ^W ×2,3	1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5
50	60,3 ^W ×2,6	1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5
65	76,1 ^W ×2,6	1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5
80	88,9 ^W ×2,9	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 ^W ×3,2	2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1
125	139,7 ^W ×3,6	2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1
150	168,3 ^W ×4	2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8
200	219,1 ^W ×4,5	3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5
250	273 ^W ×4,5	3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5
300	323,9 ^W ×5	3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5
350	355,6 ^W ×5	3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5
400	406,4 ^W ×5	3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5
450	457,2 ^W ×5,6	3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5
500	508 ^W ×5,6	3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5
550	558,8 ^W ×6,3	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 ^W ×6,3	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 ^W ×7,1	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 ^W ×7,1	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 ^W ×8	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 ^W ×8	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 ^W ×8,8	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 ^W ×10	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 ^W ×10	4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-25

8.2.10 Διάμετρος στομίων εναλλάκτη

(α). Τα στόμια νερού έχουν τα εξής στοιχεία :

Η παροχή νερού είναι : $V_w = (37674^{kg/h}) / (0,9791^{kg/m^3}) \cdot 10^{-3} = 55,6 m^3 / h$
Λαμβάνεται $u_w = 2 m / sec$

Άρα απαιτούμενη εσωτερική διάμετρος σύμφωνα με την Σχ. 8.14.

$$d_w = 18,8 \cdot \sqrt{\frac{V_w}{u_w}} = 18,8 \cdot \sqrt{\frac{55,6}{2}} = 99,12 mm \quad (8.13)$$

Από τον Πιν. 8.1 επιλέγουμε σωλήνα άνευ ραφής DN100 η 114,3^F χ 3,6 mm.

(β). Το στόμιο ατμού υπολογίζεται ως εξής.

Η παροχή ατμού είναι: $V_{atmou} = 7100 \cdot 0,3156 m^3 / Kg = 2240 m^3 / h$.

Η ταχύτητα ατμού λαμβάνεται $u_{atmou} = 30 m / sec$.

Η απαιτούμενη εσωτερική διάμετρος είναι σύμφωνα με την Σχ. (8.13)

$$d_{atmou} = 18,8 \cdot \sqrt{\frac{V_{atmou}}{u_{atmou}}} = 18,8 \cdot \sqrt{\frac{2240}{30}} = 162,5 mm$$

Από τον πίνακα 8.1 επιλέγουμε χαλυβδοσωλήνα άνευ ραφής: DN150 ή 168,3^φ X 4,5

(γ). Το στόμιο συμπυκνωμάτων έχει τα εξής στοιχεία.

Παροχή συμπυκνωμάτων $V_{sump} = 7100 Kg / h \cdot 0,0011007 m^3 / Kg = 7,8 m^3 / h$

Η ταχύτητα συμπυκνωμάτων λαμβάνεται $u_{sump} = 1,0 m / sec$

Η απαιτούμενη εσωτερική διάμετρος του στομίου συμπυκνωμάτων είναι.

$$d_{sump} = 18,8 \cdot \sqrt{\frac{V_{sump}}{u_{sump}}} = 18,8 \cdot \sqrt{\frac{7,8}{1}} = 52,5 mm$$

Από τον Πιν 8.1 επιλέγουμε χαλυβδοσωλήνα άνευ ραφής DN50, η 60,3^F χ2,9 mm

8.2.11 ΘΕΡΜΑΝΣΗ ΔΕΞΑΜΕΝΗΣ ΜΑΖΟΥΤ

Τα Διυλιστήρια αργού πετρελαίου χρησιμοποιούν ως επί το πλείστον βαρύ πετρέλαιο (μαζούτ με ιξώδες 3500 sec Redwood) για να καλύψουν τις ενεργειακές τους ανάγκες στους φούρνους θέρμανσης του αργού πετρελαίου πριν την είσοδο του στην αποστακτική στήλη καθώς επίσης και στους ατμολέβητες.

Το μαζούτ είναι ένα βαρύ προϊόν που ρέει δύσκολα σε θερμοκρασία περιβάλλοντος και για τον λόγο αυτόν αποθηκεύεται σε μονωμένες δεξαμενές σε θερμοκρασία 60⁰ C .

Η διατήρηση αυτή της θερμοκρασίας επιτυγχάνεται με παροχή ατμού μέσης πίεσης σε μια σερπαντίνα που είναι στο εσωτερικό της δεξαμενής, και όταν πρόκειται το μαζούτ να χρησιμοποιηθεί ως καύσιμο θερμαίνεται επιπλέον σε εναλλάκτη ατμού μέχρι τους 120⁰ C για να γίνει πιο λεπτόρρευστο, να ρέει καλύτερα και να έχουμε καλύτερη καύση.

Στην διάρκεια που το μαζούτ παραμένει στην δεξαμενή γίνεται ανακυκλοφορία αυτού μέσω αντλίας για ομοιόμορφη διατήρηση της θερμοκρασίας.

Στην προκειμένη εφαρμογή της χρήσης ατμού για την θέρμανση και διατήρηση της θερμοκρασίας στους 60⁰ C θεωρούμε τα εξής:

- Όγκος μαζούτ στην δεξαμενή $V_F = 200m^3$.
- Πυκνότης μαζούτ $r = 940Kg / m^3$.
- Αρχική θερμοκρασία μαζούτ $T_1 = 40^0 C$.
- Τελική θερμοκρασία μαζούτ $T_2 = 60^0 C$.
- Ειδική θερμότης μαζούτ $C_p = 2,1KJ / Kg \cdot ^0 C$.
- Χρόνος θέρμανσης $t = 1,0 h$.
- Πίεση ατμού μέσης πίεσης $P = 10 bar(g)$.
- Ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας $U = 170w / m^2 \cdot ^0 C$.
- Ανύψωση θερμοκρασίας μαζούτ σε εναλλακτή ατμού $T_3 = 120^0 C$.

Πίνακας 8.3 Εξωτερική Επιφάνεια χαλυβδοσωλήνων ανά τρέχον μέτρο.

Διάμετρος (mm)	15	20	25	32	40	50	65	80	100
Επιφ. (m ² /m)	0,067	0,085	0,106	0,134	0,152	0,189	0,239	0,278	0,358

Πίνακας 8.4 : Δεδομένα μελέτης σχεδιασμού

Αρχική θερμοκρασία μαζούτ	$T_1 = 40 \text{ }^\circ\text{C}.$
Τελική θερμοκρασία μαζούτ	$T_2 = 60 \text{ }^\circ\text{C}.$
Ανύψωση θερμοκρασίας μαζούτ	$T_3 = 120 \text{ }^\circ\text{C}.$
Όγκος μαζούτ στην δεξαμενή	$V = 200 \text{ m}^3.$
Πυκνότης μαζούτ	$\rho = 940 \text{ Kg/m}^3.$
Ειδική θερμότης	$C_p = 2,1 \text{ KJ/kg C} . .$
Χρόνος θέρμανσης	$\tau = 1 \text{ hr}.$
Πίεση ατμού μέσης πίεσης πριν την βάννα ελέγχου παροχής ατμού	$P_i = 10 \text{ bar(g)} [11 \text{ bar} (\alpha)].$
Συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας	$170 \text{ w/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}.$

8.2.12 Υπολογισμός παροχής ατμού

Η παροχή ατμού που απαιτείται για την αύξηση της θερμοκρασίας του μαζούτ σε 1 ώρα από $T_1 = 40^\circ\text{C}$ σε $T_2 = 60^\circ\text{C}$ υπολογίζεται με βάση την Σχ. (8.14).

$$Q_{st} = m_{st1} \cdot h_g \quad (8.14)$$

Το θερμικό φορτίο που απορροφάται από το μαζούτ υπολογίζεται με την Σχ. (8.15)

$$Q = V_F \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1) / t \quad (8.15)$$

Όπου : $\tau=1h$ ο χρόνος θέρμανσης.

$$Q = 200 \cdot 940 \cdot 2,1 \cdot (60 - 40) / 1 = 7,9 \cdot 10^6 = 8,0 \cdot 10^6 \text{ KJ} / h$$

$$Q = Q_{st} \quad (8.16)$$

$$m_{st1} = \frac{Q}{h_g} = \frac{8,0 \cdot 10^6}{2000} = 4000 \text{ Kg} / h$$

Όπου $h_g = 2000 \text{ KJ} / \text{Kg}$ η θερμότητα ατμοποίησης για $P = 10 \text{ bar(g)}$.

Η παροχή ατμού υπολογίζεται με βάση την ελάχιστη πίεση P_2 αυτού στην έξοδο της ρυθμιστικής βάνας ελέγχου παροχής ατμού (είσοδος στην γραμμή coil) σε σχέση με την πίεση P_1 στην είσοδο αυτής για να επιτυγχάνεται η μέγιστη ροή ατμού, για δεδομένο άνοιγμα βάνας και πτώσης πίεσης αυτού. Η σχέση αυτή είναι $P_2 = 0,58 \cdot P_1$. Το 0,58 είναι ο κρίσιμος λόγος πίεσης (Critical Pressure Ratio) και υπολογίζεται με την Σχ. [19]

$$\text{Critical Pressure Ratio} = \left(\frac{2}{g+1} \right)^{\frac{g}{g-1}}$$

$\gamma = 1,135$ για κορεσμένο ατμό και ως εκ τούτου :

$$CPR = \left(\frac{2}{1,135+1} \right)^{\frac{1,135}{1,135-1}} = (0,9367)^{8,41} = 0,58$$

$$P_2 = 0,58 \cdot P_1 = 0,58 \cdot 11 = 6,4 \text{ bar}(a)$$

8.2.13 Υπολογισμός επιφάνειας σερπαντίνας

Η επιφάνεια της σερπαντίνας υπολογίζεται με την Σχ. (8.17).

$$Q = U A (DT_m) \tag{8.17}$$

Όπου: $Q = 8,0 \cdot 10^6$ KJ/h

$$U = 170 \text{ w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

ΔT_m = μέση διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ της θερμοκρασίας ατμού στην πίεση 11 bar (a) και της μέσης αρχικής και τελικής θερμοκρασίας του μαζούτ.

Η θερμοκρασία του ατμού είναι $T_s = 184$ °C.

Η μέση θερμοκρασία του μαζούτ στην δεξαμενή είναι:

$$T_m = \frac{40+60}{2} = 50 \text{ } ^\circ\text{C} \tag{8.18}$$

Μέση διαφορά θερμοκρασίας:

$$(DT_m) = T_s - T_m = 184 - 50 = 134^{\circ}C \quad (8.19)$$

Θερμαινόμενη επιφάνεια :

$$A = \frac{Q}{U (DT_m)} = \frac{8,0 \cdot 10^6}{170 \cdot 134 \cdot 3,6} = 97,6 = 98 m^2 \quad (8.20)$$

8.2.14 Προτεινόμενη επιφάνεια σερπαντίνας

Από πλευράς μελέτης σχεδιασμού, λαμβάνεται αύξηση της θερμαινόμενης επιφάνειας της σερπαντίνας κατά 50 %, για διόρθωση τυχόν απόκλισης στον συνολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας U, λόγω δυσκολίας υπολογισμού του στις περιπτώσεις θέρμανσης δεξαμενών με Coil (σερπαντίνα):

$$A_p = A \cdot 1,5 = 98 \cdot 1,5 = 147 m^2 \quad (8.21)$$

8.2.15 Υπολογισμός παροχής ατμού στον εναλλάκτη προθέρμανσης μαζούτ

Το μαζούτ της συγκεκριμένης δεξαμενής χρησιμοποιείται ως καύσιμο σε διαφορετικό λέβητα του Διυλιστηρίου για κάλυψη διάφορων θερμικών αναγκών αυτού.

Η παροχή καυσίμου μαζούτ στον λέβητα λαμβάνεται $m_m = 2800 \text{ Kg/h}$.

Η πρόσθετη θερμότητα που απαιτείται για την αύξηση της θερμοκρασίας του μαζούτ από $T_2 = 60^{\circ}C$ σε $T_3 = 120^{\circ}C$ υπολογίζεται με την Σχ. (8.22).

$$Q_m = m_m \cdot C_p \cdot (T_3 - T_2) \quad (8.22)$$

$$Q_m = 2800 \cdot 2,1 \cdot (120 - 60) = 0,35 \cdot 10^6 \text{ KJ / h}$$

Η πρόσθετη ποσότητα ατμού για την θερμότητα αυτή υπολογίζεται με την Σχ. (8.23)

$$Q_{st2} = m_{st2} \cdot h_g \quad (8.23)$$

$$Q_{st2} = Q_m$$

$$m_{st2} = \frac{Q_m}{h_g} = \frac{0,35 \cdot 10^6}{2000} = 175 \text{ Kg} / h$$

Η συνολική ποσότητα ατμού για την τοπική θέρμανση του μαζούτ με σερπαντίνα πριν την αναρρόφηση της αντλίας και την αύξηση της θερμοκρασίας στον εναλλάκτη μετά την αντλία είναι:

$$(m_{st})_T = m_{st1} + m_{st2} = 4000 + 175 = 4175 \text{ Kg} / h \quad (8.24)$$

8.2.16 Υπολογισμός διαμέτρου και μήκους σωλήνωσης σερπαντίνας δεξαμενής

Ο υπολογισμός της διαμέτρου και του μήκους της σερπαντίνας της δεξαμενής βασίζεται στα παρακάτω στοιχεία.

- ✚ Πίεση ατμού 10,0 bar (g) ή 11,0 bar (α)
- ✚ Ειδικός όγκος ατμού $\hat{V} = 0,1775 \text{ m}^3 / \text{Kg}$
- ✚ Ταχύτητα ατμού $u_{st,max} = 25 \text{ m} / \text{sec}$

Η παροχή ατμού είναι:

$$V_{st} = \frac{m_{st,max} \cdot \hat{V}}{3600} = \frac{4000^{(kg/h)} \cdot 0,1775^{(m^3/kg)}}{3600} = 0,1972 \text{ m}^3 / \text{sec} \quad (8.25)$$

$$\text{Η διατομή του σωλήνα είναι: } A_p = \frac{p \cdot d^2}{4} \quad (8.26)$$

$$\text{Η παροχή του ατμού επίσης είναι: } V_{st} = A_p \cdot u_{st,max} = \frac{p}{4} \cdot d_p^2 \cdot u_{st,max} \quad (8.27)$$

Ο συνδυασμός των σχέσεων (8.26) και (8.27) για την διάμετρο του σωλήνα d_p οδηγεί στην Σχ. (8.28)

$$d_p = \sqrt{\frac{V_{st} \cdot 4}{p \cdot u_{st,max}}} \quad (8.28)$$

με αντικατάσταση των τιμών στην Σχ. (8.28) έχουμε:

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,1972}{3,14 \cdot 25}} = 100mm$$

Από τον πίνακα 8.3 για διάμετρο 100 mm η επιφάνεια ανά τρέχον μέτρο είναι $0,358\text{ (m}^2/\text{m)}$. Ως εκ τούτου το μήκος L_p του σωλήνα είναι με την Σχ. (8.29).

$$L_p = \frac{A_p}{0,358} = \frac{147}{0,358} = 410,6 = 411m \quad (8.29)$$

8.2.17 ΠΡΟΘΕΡΜΑΝΣΗ ΑΕΡΑ ΚΑΥΣΗΣ ΦΟΥΡΝΟΥ ΔΙΥΛΙΣΗΣ ΑΡΓΟΥ ΠΕΤΡΕ - ΛΑΙΟΥ

Με σκοπό την βελτίωση της απόδοσης φούρνου παροχής θερμότητας σε αργό πετρέλαιο (crude oil) και ανύψωση της θερμοκρασίας αυτού στο επιθυμητό επίπεδο, για την κλασματική αυτού απόσταξη, ο αέρας καύσης προθερμαίνεται σε αγωγό διατομής ($2\text{ m} \times 2\text{ m}$) σε ειδικούς εναλλάκτες, ατμού αέρα (air heaters). Ως διαθέσιμο θερμό μέσο χρησιμοποιείται ατμός μέσης πίεσης 10 bar(g) .

- Η θερμοκρασία του αέρα στην είσοδο του εναλλάκτη (περιβάλλον) $T_1 = 15^\circ\text{C}$.
- Η θερμοκρασία του αέρα στην έξοδο του εναλλάκτη $T_2 = 120^\circ\text{C}$.

Για την ειδική θερμότητα και την πυκνότητα του αέρα, επειδή δεν μεταβάλλονται σημαντικά με την αλλαγή της θερμοκρασίας, για την μελέτη σχεδιασμού τέτοιων εγκαταστάσεων λαμβάνουμε:

- Ειδική θερμότητα αέρα $C_{pa} = 1,3\text{ KJ/m}^3 \cdot ^\circ\text{C}$
- πυκνότητα $r = 1,3\text{ kg/m}^3$.

Υπολογίζεται η παροχή ατμού για την ανύψωση της θερμοκρασίας του αέρα καύσης κατά ΔT και κατ'επέκταση ο ρυθμός συμπύκνωσης του ατμού.

Για τον ατμό μέσης πίεσης 10 bar (g) ή 11 bar (a) έχουμε:

- Ενθαλπία ατμοποίησης $h_g = 2000\text{ KJ / Kg}$.
- Θερμοκρασία κορεσμένου ατμού – νερού = 184°C .

Η ταχύτητα αέρα λαμβάνεται $u_a = 3 \text{ m/sec}$.

Η ογκομετρική παροχή του αέρα που διέρχεται μέσα από την διατομή $A=2 \times 2 \text{ m}$ είναι: $V_a = A \cdot u_a = 2 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 3600 = 43200 \text{ m}^3 / \text{h}$.

Ο ρυθμός συμπίκνωσης το ατμού υπολογίζεται με την Σχ. (8.30).

$$Q_a = m_a \cdot c_{pa} \cdot r_a \cdot (DT)_a = V_a \cdot c_v \cdot (DT)_a$$

$$Q_a = 43200 \cdot 1,3 \cdot (120 - 15) = 5,9 \cdot 10^6 = 6,0 \cdot 10^6 \text{ KJ} / \text{h}$$

(8.30)

$$Q_{st} = m_{st} \cdot h_g$$

$$m_{st} = \frac{Q_a}{h_g} = \frac{6,0 \cdot 10^6}{2000} = 3000 \text{ Kg} / \text{h}$$

Όπου $(DT)_a = 120 - 15 = 105^\circ \text{C}$ η αύξηση της θερμοκρασίας του αέρα.

Q_a το θερμικό φορτίο του αέρα που απορροφάται από τον ατμό.

Q_{st} το θερμικό φορτίο του ατμού.

$$Q_a = Q_{st}.$$

8.3 ΔΙΑΦΟΡΟΙ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΣΤΟΝ ΛΕΒΗΤΑ ΑΤΜΟΥ

Ο υπολογισμός της διατομής των σωληνώσεων τροφοδοσίας νερού λεβήτων κεκορεσμένου νερού – ατμού υπέρθερμου ατμού, και παροχής αερίου καυσίμου βασίσθηκε στις παρακάτω παραδοχές, σχετικά με τις ταχύτητες των ρευστών, οι οποίες κατά προσέγγιση χρησιμοποιούνται στις μελέτες σχεδιασμών αντιστοίχων με την παρούσα μελέτη. Οι ταχύτητες αυτές είναι για:

- την γραμμή τροφοδοσίας νερού προς τον οικονομητήρα: $U_w = 2,0 - 3,0 \text{ m/sec}$.
- την γραμμή κορεσμένου ατμού: $U_{sw} = 15 - 20 \text{ m/sec}$.
- την γραμμή υπέρθερμου ατμού: $U_{sst} = 20 - 30 \text{ m/sec}$
- την γραμμή αερίου καυσίμου: $U_f = 30 - 40 \text{ m/sec}$.

Με βάση τις υπολογισμένες ροές και τον ειδικό όγκο αυτών, για τις πιέσεις και θερμοκρασίες που δίνονται στον Πίν. 7.1 των θερμοδυναμικών μεγεθών έχουμε:

8.3.1 Διάμετρος σωλήνωσης εισόδου στον οικονομητήρα

Ο οικονομητήρας τροφοδοτείται με νερό θερμοκρασίας 105°C και πίεσης 60 bar (a).

Η παροχή του νερού είναι. $m_{fw} = 54418 \text{ Kg} / \text{h}$

$$V_{fw} = m_{fw} \cdot \hat{V} \quad (8.31)$$

$$V_{fw} = \frac{54418}{3600} \cdot 0,0010472 = 0,0158 \text{ m}^3 / \text{sec} .$$

$$A_p = \frac{V_{fw}}{u_{fw}} = \frac{0,0158 \text{ m}^3 / \text{sec}}{2,5 \text{ m} / \text{sec}} = 6,32 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (8.32)$$

$$d_p = \sqrt{\frac{A_p \cdot 4}{p}} = \sqrt{\frac{6,32 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{3,14}} = 0,0897 \text{ m} = 89,7 \text{ cm} \quad (8.33)$$

Λαμβάνεται σωλήνας άνευ ραφής DN 100.

8.3.2 Διάμετρος σωλήνωσης εξόδου οικονομητήρα ή εισόδου τυμπάνου

Το νερό στην έξοδο του οικονομητήρα έχει θερμοκρασία 260°C και παροχή ως προηγουμένως. Άρα :

$$V_{sw} = m_{fw} \cdot V_{sw} = \frac{54418}{3600} \cdot 0,0012755 = 0,0193 \text{ m}^3 / \text{sec} . \quad (8.34)$$

$$A_p = \frac{V_{sw}}{u_{sw}} = \frac{0,0193}{2,5} = 7,72 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (8.35)$$

$$d_p = \sqrt{\frac{7,72 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{3,14}} = 0,099m = 99mm$$

Λαμβάνεται σωλήνας άνευ ραφής DN100

8.3.3 Διάμετρος σωλήνωσης εξατμιστή (evaporator)

Στον εξατμιστή παράγεται ατμός πίεσεως 51bar (a) και θερμοκρασίας 265⁰C .

Η παροχή ατμού έχει υπολογιστεί σε $m_{st} = 51827 Kg / h$.

Η διάμετρος της σωλήνωσης ανακυκλοφορίας εξόδου από το τύμπανο προς τον εξατμιστή και επιστροφής στο τύμπανο υπολογίζεται με τη Σχ. 7.36.

$$d_p = \sqrt{\frac{m_{st} \cdot \hat{V} \cdot 4}{p \cdot u}} \quad (8.36)$$

Με αντικατάσταση των τιμών:

$$\text{Παραγωγή ατμού} = \frac{51827^{(kg/h)}}{3600} = 14,4m^3 / sec .$$

$$\text{Ειδικός όγκος κεκ. ατμού} = 0,03863m^3 / Kg$$

$$\text{Ταχύτητα κεκ. ατμού} = 15 m/sec.$$

Προκύπτει:

$$d = \sqrt{\frac{14,4 \cdot 0,03863 \cdot 4}{15 \cdot 3,14}} = 0,217m = 217mm$$

Λαμβάνεται σωλήνας άνευ ραφής DN 200.

8.3.4 Διάμετρος σωλήνωσης υπερθερμαντήρα (superheater)

Ο υπερθερμαντήρας τροφοδοτείται με κορεσμένο ατμό πίεσεως 51 bar (a) και θερμοκρασία 265⁰C .

Συνεπώς η διάμετρος του σωλήνα τροφοδοσίας του υπερθερμαντήρα θα είναι ίδια με αυτή του εξατμιστή, ήτοι DN 200. Ο ατμός στην έξοδο του υπερθερμαντήρα έχει πίεση 50 bar (a) και θερμοκρασία 420⁰ C (υπέρθερμος). Ο ατμός αυτός οδηγείται, σε ατμοστρόβιλους και διάφορες άλλες χρήσεις.

Η παροχή του ατμού είναι $m_{st} = 51827 \text{ Kg} / \text{h}$

Η διάμετρος της σωλήνωσης υψηλής πίεσης του υπέρθερμου ατμού υπολογίζεται με την Σχ. (8.37).

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{p \cdot u}} = \sqrt{\frac{4 \cdot m_{st} \cdot \hat{V}}{p \cdot u}} \quad (8.37)$$

Με αντικατάσταση των γνωστών τιμών καθώς και του ειδικού όγκου του υπέρθερμου ατμού που είναι $\hat{V} = 0,06004 \text{ m}^3 / \text{Kg}$ και της ταχύτητας του ατμού που λαμβάνεται $= 25 \text{ m} / \text{sec}$ έχουμε:

$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 14,4 \cdot 0,06004}{25 \cdot 3,14}} = 0,203 \text{ m} = 203 \text{ mm}$ όπου $m_{st} = 14,4 \text{ Kg} / \text{sec}$ έχει υπολογιστεί προηγουμένως.

Τοποθετείται σωλήνας άνευ ραφής DN 200.

8.3.5 Υπολογισμός δοχείου τυμπάνου ατμού

Το τύμπανο του ατμολέβητα γεμίζει κατά το ήμισυ με νερό. Έστω V_{DST} ο όγκος του νερού του τυμπάνου και V_{ADST} συνολικός όγκος του τυμπάνου.

Στον υπολογισμό του όγκου του τυμπάνου λαμβάνονται σαν βάση ορισμένοι παράμετροι, και συγκεκριμένα.

Ως χρόνος παραμονής του τροφοδοτικού νερού στο δοχείο τυμπάνου θεωρείται ο χρόνος $t^{(\text{sec})}$ που χρειάζεται να γεμίσει πλήρως με τροφοδοτικό νερό ο όγκος του τυμπάνου $V_{DST} (\text{m}^3)$, ως προς την παροχή $F_{FW} (\text{m}^3 / \text{sec})$ του τροφοδοτικού νερού Σχ. (8.38).

$$t = \frac{V_{DST}}{F_{FW}} \text{ (sec)} \quad (8.38)$$

Ο χρόνος αυτός λαμβάνεται $t = 600 \text{ sec}$

Η ποσότης κορεσμένου νερού στο τύμπανο καλύπτει το 40 % - 50 % του όγκου του τυμπάνου.

Ο λόγος μήκος L_{DST} του τυμπάνου προς την διάμετρο D_{DST} αυτού λαμβάνεται:

$$\frac{L_{DST}}{D_{DST}} = 4 \quad (8.39)$$

Ως εκ τούτου με βάση τα δεδομένα:

Τροφοδοσία τυμπάνου ατμού με τροφοδοτικό νερό : $F_{FW} = \frac{54418 \text{ (kg/h)}}{3600} = 15,12 \text{ Kg / sec .}$

Ειδικός όγκος κορεσμένου νερού : $\hat{V} = 0,0012759 \text{ m}^3 / \text{Kg}$ σε θερμοκρασία 260° C .

Ο όγκος νερού τυμπάνου είναι : $V_{DST} = t \cdot F_{FW} = 600 \cdot 15,12 \cdot 0,0012759 = 11,57 \approx 12,0 \text{ m}^3$

Η χωρητικότητα του τυμπάνου είναι : $V_{ADST} = \frac{V_{DST}}{0,50} = \frac{11,57}{0,50} = 23,14 \text{ m}^3$

Η διάμετρος του τυμπάνου υπολογίζεται με την εξής διαδικασία.

Ο όγκος δοχείου τυμπάνου είναι : $V_{ADST} = \frac{p}{4} \cdot D_{DST}^2 \cdot L_{DST} = \frac{p}{4} \cdot D_{DST}^2 \cdot 4 \cdot D_{DST} = p \cdot D_{DST}^3$

Άρα έχουμε.

$$D_{DST} = \sqrt[3]{\frac{V_{ADST}}{p}} = \sqrt[3]{\frac{23,14}{3,14}} = 1946 \text{ mm}, \quad (8.40)$$

Λαμβάνουμε $D_{DST} = 2,0 \text{ m}$

Το μήκος τυμπάνου είναι:

$$L_{DST} = D_{DST} \cdot 4 = 2,0 \cdot 4 = 8,0 \text{ m} . \quad (8.41)$$

Τοποθετείται τύμπανο ατμού $2,0^F \times 8,00 \text{ m}$

8.4 ΣΥΜΠΥΚΝΩΜΑΤΑ ΑΤΜΟΥ

8.4.1 Υπολογισμός δοχείου συμπυκνωμάτων

Ο υπολογισμός του όγκου του δοχείου συμπυκνωμάτων βασίζεται στην παραγωγή συμπυκνώματος μέσης και χαμηλής πίεσης, από την χρήση ατμού ως μέσου παροχής θερμικού φορτίου, για τις τρεις περιπτώσεις που εξετάστηκαν, και συγκεκριμένα:

- ✚ για προθέρμανση αέρα καύσης φούρνου (airheater) με ατμό μέσης πίεσης 10 bar(g).
- ✚ για ανύψωση θερμοκρασίας καυσίμου μαζούτ (3500 sec Redwood) για τις ανάγκες του Διυλιστηρίου με ατμό επίσης μέσης πίεσης.
- ✚ για την προθέρμανση του νερού τροφοδοσίας απαεριωτή από την θερμοκρασία της δεξαμενής (20°C) στην θερμοκρασία εισόδου στον απαεριωτή (85 °C), με ατμό χαμηλής πίεσης 5 bar (g). Εντός του απαεριωτή γίνεται πρόσθετη θέρμανση μέχρι τους 105°C

Η παραγωγή συμπυκνωμάτων για κάθε μία από τις παραπάνω περιπτώσεις είναι:

Από προθέρμανση του αέρα καύσης στον εναλλάκτη (E-2) $m_{c3} = 3000 \text{ Kg} / \text{h}$

Από ανύψωση της θερμοκρασίας δεξαμενής (T-2) μαζούτ $m_{c2} = 4175 \text{ Kg} / \text{h}$

Από προθέρμανση νερού τροφοδοσίας απαεριωτή στον εναλλάκτη (E-1) $m_{c1} = 7100 \text{ Kg} / \text{h}$

Σύνολο συμπυκνωμάτων $m_{ct} = m_{c1} + m_{c2} + m_{c3} = 7100 + 4175 + 3000 = 14275 \text{ Kg} / \text{h}$:

Τα σύμβολα αντιστοιχούν σε εξοπλισμό του διαγράμματος (10.1)

Η μέση σταθμική θερμοκρασία των συμπυκνωμάτων είναι .

$$t_c = \frac{m_{c1}t_{c1} + m_{c2}t_{c2} + m_{c3}t_{c3}}{m_{c1} + m_{c2} + m_{c3}}$$

$$t_{ct} = \frac{7100 \cdot 159 + 4175 \cdot 184 + 3000 \cdot 184}{14275} = 171,6 = 172^\circ \text{C}$$

Όπου : $t_{c1} = 159^\circ \text{C}$ και $t_{c2}, t_{c3} = 184^\circ \text{C}$ οι θερμοκρασίες του συμπυκνώματος για κάθε περίπτωση.

Στην μέση αυτή θερμοκρασία των συμπυκνωμάτων ($172^{\circ}C$) η ενθαλπία αυτών είναι $h_{ct} = 728KJ / Kg$ και η θερμότητα ατμοποίησης $h_g = 2043KJ / Kg$

Το συμπύκνωμα αυτό συλλέγεται σε αντίστοιχο δοχείο με ατμοσφαιρική πίεση (1,0 bar). Στην πίεση αυτή, ως γνωστό, η μέγιστη ενθαλπία την οποία έχει το συμπύκνωμα είναι $h_c = 417,4 KJ / Kg$ με μέγιστη θερμοκρασία $100^{\circ}C$.

Η διαφορά $Dh = (h_{ct} - h_c) = 728 - 417 = 311KJ / Kg$ έχει ως αποτέλεσμα την δημιουργία ατμού αποτόνωσης σε ποσοστό σύμφωνα με την Σχ. (8.42).

$$m_{st,a} = \frac{Dh}{h_g} \cdot 100 = \frac{311}{2043} = 15,2\% = 15\% \quad (8.42)$$

$$m_{st,a} = m_{ct} \cdot 0,154 = 14275 \cdot 0,15 = 2141 Kg / h$$

Η διαφορά $(14275 - 2141) = 12134 Kg / h$ είναι η ποσότης συμπυκνώματος που επιστρέφει στην δεξαμενή τροφοδοσίας του νερού λέβητα. Η ποσότητα του ατμού αποτόνωσης χάνεται στην ατμόσφαιρα, από το εξαεριστικό του δοχείου συμπυκνωμάτων.

Ο όγκος του δοχείου συμπυκνωμάτων υπολογίζεται με βάση τις παραδοχές ότι:

α) ο χρόνος παραμονής του συμπυκνώματος στο δοχείο είναι περίπου 300 sec (που θεωρείται καλή προσέγγιση στον σχεδιασμό των αντίστοιχων δοχείων και

β) ότι το συμπύκνωμα καλύπτει το 40 % του συνολικού όγκου του δοχείου.

Ως εκ τούτου: Χρόνος παραμονής υγρού συμπυκνώματος στο δοχείο:

$$t = \frac{V_{DC}}{F_C} \quad (8.43)$$

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

t ο χρόνος παραμονής σε sec.

F_C η παραγωγή των συμπυκνωμάτων σε Kg/h.

Ο όγκος νερού του δοχείου είναι.

$$V_{DC} = t \cdot F_c = t \cdot m_{ct} \cdot \hat{V} = \frac{300 \cdot 12134 \cdot 0,0011169}{3600} = 1,129 \text{ m}^3 \quad (8.44)$$

Ο συνολικός όγκος του δοχείου συμπυκνωμάτων είναι.

$$V_{DP} = \frac{V_{DC}}{0,40} = \frac{1,129}{0,40} = 2,82 \text{ m}^3 \quad (8.45)$$

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

$$\frac{L_{DC}}{D_{DC}} = 2$$

Η διάμετρος του δοχείου υπολογίζεται με την εξής διαδικασία.

Όγκος δοχείου $V_{DP} = \frac{p}{4} \cdot D_{DC}^2 \cdot 2 \cdot D_{DC} = \frac{p}{4} \cdot D_{DC}^3$ άρα έχουμε :

$$D_{DC} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot V_{DP}}{p}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 2,82}{3,14}} = 1,215 \text{ m} = 1,2 \text{ m} \quad (8.46)$$

Το μήκος είναι :

$$L_{DC} = 2 \cdot D_{DC} = 2 \cdot 1,2 \text{ m} = 2,4 \text{ m} \quad (8.47)$$

Τοποθετείται δοχείο διαμέτρου $D = 1200 \text{ mm}$, μήκους $L = 2400 \text{ mm}$

8.4.2 Υπολογισμός ισχύος αντλίας συμπυκνωμάτων

Ο υπολογισμός της θεωρητικής ισχύος της αντλίας γίνεται με βάση την Σχ. (8.48)

$$N_q = (m_{ct} \cdot \hat{V} \cdot DP) \text{ kw} \quad (8.48)$$

Το ΔP της αντλίας υπολογίζεται με βάση τα εξής:

- Πίεση δεξαμενής τροφοδοσίας νερού $P = 0,3 \text{ bar}(g)$
- Θέση δοχείου συμπυκνωμάτων ως προς την θέση αναρρόφησης της αντλίας 4 m υψηλότερα.
- Θέση αντλίας δοχείου συμπυκνωμάτων ως προς την θέση της δεξαμενής τροφοδοσίας νερού, στην οποία επιστρέφουν τα συμπυκνώματα 20 m χαμηλότερα.
- Κάλυψη απώλειας πίεσης 2 (bar) λόγω τριβών στις σωληνώσεις επιστροφής συμπυκνωμάτων

Ως εκ τούτου έχουμε:

$$DP = P + 2 + 20mH_2O - 0,4 mH_2O \quad (8.49)$$

$$DP = 0,3 + 2 + 2 - 0,4 = 3,9 \text{ bar}$$

$$N_q = m_c \cdot V \cdot \hat{DP} = (12134^{kg/h} \cdot 0,0011169^{m^3/kg} \cdot 3,9^{bar} \cdot 10^{-1}) \cdot 10^3 / 3600 = 1,47 \text{ KW} \quad (8.50)$$

Η πραγματική ισχύς λαμβανομένου υπ' όψη της απόδοσης της αντλίας ($n = 0,70$) και των προσαυξήσεων 10% για τον κινητήρα της αντλίας είναι:

$$N_p = (1,47 \cdot 1,10) / 0,7 = 2,31 = 2,5 \text{ KW} \quad (8.51)$$

9. ΤΡΟΦΟΔΟΣΙΑ ΝΕΡΟΥ

9.1 ΙΣΟΖΥΓΙΟ ΝΕΡΟΥ

Στο πίνακα 9.1 δίνεται αναλυτικά το ισοζύγιο τροφοδοτικού νερού.

1. Νερό τροφοδοσίας λέβητα $(2\alpha+2\beta)= 54418\text{Kg/h}$
 - 2α. Παραγωγή ατμού : 51827 Kg/h
 - 2β. Παραγωγή νερού στρατσώνας : 2591 Kg/h
 3. Ποσότητα επιστρεφόμενων συμπυκνωμάτων στην Δεξαμενή νερού ή στον απαεριωτή : 12134Kg/h
 4. Απώλεια νερού στρατσώνας στην αποχέτευση: 1758Kg/h
 5. Ποσότητα ατμού αποτόνωσης από στρατσώνα (επιστρέφει στον απαεριωτή): 833Kg/h
 6. Απώλεια ατμού αποτόνωσης : 2141Kg/h .
 7. Χρήση ατμού σε λοιπές διεργασίες : 37552Kg/h (εκτός των 3 χρήσεων ατμού που αναφέρθηκαν)
- Άθροισμα $(2\alpha+2\beta) = (3+4+5+6+7) = 54418\text{ Kg/h}$

9.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΠΙΣΤΡΕΦΟΜΕΝΩΝ ΣΥΜΠΥΚΝΩΜΑΤΩΝ ΚΑΙ ΠΑΡΑΓΟΜΕ - ΝΟΥ ΑΤΜΟΥ ΑΠΟΤΟΝΩΣΗΣ

Τα συμπυκνώματα που επιστρέφουν στην Δεξαμενή τροφοδοσίας νερού, καθώς επίσης και η ποσότητα του ατμού αποτόνωσης, προέρχονται από τις αναφερθείσες και υπολογισθείσες στο ΚΕΦΑΛΑΙΟ 8.0 χρήσεις ατμού και είναι σύμφωνα με τον Πίν. 9.1 που δίνεται παρακάτω:

ΠΙΝΑΚΑΣ 9.1: Παραγωγή συμπυκνωμάτων.

Παραγωγή	Συμπυκνώματος Kg/h	Ατμός αποτόνωσης	Σύνολο kg/h
Χρήση – 1	6035	1065	7100
Χρήση – 2	3549	626	4175
Χρήση – 3	2550	450	3000
Σύνολο	12134	2141	14275

- Χρήση - 1. Θέρμανση τροφοδοτικού νερού
- Χρήση - 2 Θέρμανση δεξαμενής μαζούτ
- Χρήση - 3 Προθέρμανση αέρα καύσης φούρνου

Ο διαχωρισμός του συμπυκνώματος σε νερό και σε ατμό στον Πιν. 9.1 έγινε υπολογιστικά με βάση το ποσοστό 15 % που υπολογίστηκε προηγουμένως.

9.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΥΜΠΛΗΡΩΜΑΤΟΣ ΝΕΡΟΥ

Από ισοζύγιο νερού – ατμού – συμπυκνωμάτων έχουμε:

Τροφοδοσία νερού	54418	Kg/h
Επιστροφή συμπυκνωμάτων	12134	Kg/h
Επιστροφή ατμού αποτόνωσης	833	Kg/h
Απώλεια νερού	41451	Kg/h

Η απώλεια 41451 Kg/h αντιστοιχεί στην ποσότητα του συμπληρώματος τροφοδοτικού νερού και αναλύεται σε:

- -απώλεια νερού στρατσώνας 1758 Kg/h.
- -απώλεια ατμού αποτόνωσης (στο δοχείο συμπυκνωμάτων) 2141 Kg/h
- -χρήση σε λοιπές διεργασίες 37552 Kg/h

Για τον υπολογισμό του συμπληρώματος νερού θεωρήθηκε ότι όλη η ποσότητα 37552 Kg/h ατμού προς άλλες χρήσεις χάνεται στις διάφορες διεργασίες του διυλιστηρίου και δεν έχουμε καθόλου επιστροφή συμπυκνωμάτων. Αυτή η παραδοχή έγινε διότι δεν προσδιορίστηκαν ακριβώς οι χρήσεις αυτές στην παρούσα μελέτη καθώς δεν είναι γνωστές οι αντίστοιχες διαδικασίες του διυλιστηρίου.

9.4 ΙΣΧΥΣ ΑΝΤΛΙΑΣ ΤΡΟΦΟΔΟΤΙΚΟΥ ΝΕΡΟΥ ΛΕΒΗΤΑ

Η θεωρητική ισχύς της αντλίας υπολογίζεται με βάση την παροχή και την διαφορά πίεσης από την γνωστή Σχ. (9.1).

$$N_q = m_{f_w} \cdot \hat{V} \cdot DP \cdot 10^{-1} \quad (9.1)$$

Το τροφοδοτικό νερό λαμβάνεται από τον απαεριωτή και έχει θερμοκρασία 105⁰ C και πίεση 1,2 bar (a).

Ο Ειδικός όγκος αυτού είναι. $\hat{V} = 1,0472 \text{ dcm}^3 / \text{Kg}$

Η παροχή του νερού είναι. $m_{f_w} = 54418 \text{ Kg} / \text{h}$

Η διαφορά πίεσης (μανομετρική) της αντλίας είναι. $DP = (60 - 1,2) = 58,8 \text{ bar}(a)$

Θεωρητική ισχύς της αντλίας:

$$N_q = (54418 \cdot 1,0472 \cdot 58,8 \cdot 10^{-1}) / 3600 = 93,08 = 93KW$$

Παρατηρείται ότι η θεωρητική ισχύς της αντλίας, με την παραδοχή ότι η ποσότητα του κυκλοφορούντος νερού είναι ίση περίπου με την παροχή ατμού για σταθερή λειτουργία του κύκλου του ατμού, μπορεί να υπολογιστεί εκτός από την παραπάνω Σχ. 9.1 (για την ίδια παραδοχή) και με την διαφορά ενθαλπίας μεταξύ των σημείων εισόδου και εξόδου του νερού στην αντλία.

ήτοι:

$$N_q = (h_2 - h_1) \quad (9.2)$$

Οι τιμές για h_1, h_2 δίνονται στον Πίνακα (7.1) οπότε:

$$N_q = 54418 \cdot (446 - 440) / 3600 = 90,7 = 91KW$$

Η πραγματική ισχύς της αντλίας υπολογίζεται με βάση την θεωρητική, αλλά με τις εξής προσαυξήσεις:

- Προσαύξηση με το βαθμό απόδοσης της αντλίας : $h = 0,7$
- Προσαύξηση 25 % της παροχής νερού για να καλυφθούν οι ανάγκες ταχείας συμπληρώσεως νερού στο τύμπανο.
- Τελική προσαύξηση 10 % για τον κινητήρα της αντλίας.

Παρατηρείται ότι η πραγματική διαφορά πίεσης της αντλίας μπορεί να διαφέρει από την θεωρητική για τους παρακάτω λόγους:

- Το τύμπανο του ατμού για κατασκευαστικούς λόγους τοποθετείται υψηλότερα από την αντλία.
- Η δεξαμενή του τροφοδοτικού νερού τοποθετείται επίσης υψηλότερα από την αντλία ώστε να υπάρχει καθαρή θετική πίεση στην αναρρόφηση της αντλίας ($NPSH = \text{Net Positive Suction Head}$) για την αποφυγή σπηλαίωσης (συνήθως κατ'ελάχιστο 6 m).
- Η πίεση καταθλίψεως προσαυξάνεται πάνω από την πίεση του τυμπάνου, ώστε να καλύπτονται οι τριβές και να εισέρχεται το νερό στο τύμπανο.

Σύμφωνα με τα παραπάνω, υπολογίζουμε την πραγματική διαφορά πίεσης της αντλίας θεωρώντας ότι στην συγκεκριμένη εργασία ισχύουν τα παρακάτω:

- Η πίεση καταθλίψεως λαμβάνεται μεγαλύτερη από την πίεση του τυμπάνου περίπου κατά 9 bar (g), λόγω αντιστάσεων στις σωληνώσεις τροφοδοσίας.
- Η δεξαμενή τροφοδοτικού νερού τοποθετείται κατά 6 m ($\gg 0,6$ bar) υψηλότερα από την αντλία.
- Το τύμπανο τοποθετείται υψηλότερα κατά 30 m (\approx bar) από το επίπεδο αντλίας του τροφοδοτικού νερού.
- Επίσης λαμβάνεται πτώση πίεσης 3,6 bar στην βάνα εισόδου στον οικονομητήρα .
- Επί πλέον λαμβάνεται πίεση στο τύμπανο του ατμού 1 bar μεγαλύτερη από την πίεση του ατμού 49 bar (g) στην έξοδο του υπερθερμαντήρα λόγω τριβών.

Σύμφωνα με τα παραπάνω η πραγματική διαφορά πίεσης της αντλίας είναι:

$$DP = P + 9 + 30mH_2O - 6mH_2O + 3,6 = \quad (9.3)$$

$$DP = 50 + 9 + 3 - 0,6 + 3,6 = 65 \text{ bar}$$

Με εφαρμογή της Σχ. (9.1) (*) και λαμβάνοντας υπόψη τις προσαιξήσεις έχουμε:

$$N_p = \frac{1,25 \cdot m_{fw} \cdot \hat{V} \cdot DP \cdot 1,1 \cdot 10^{-1}}{3600 \cdot \eta}$$

$$N_p = \frac{1,25 \cdot 54418^{kg/h} \cdot 1,0472^{dm^3/kg} \cdot 65^{bar} \cdot 1,10 \cdot 10^{-1}}{3600 \cdot 0,7} = 202 \text{ KW}$$

9.5 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΔΟΧΕΙΟΥ ΑΠΑΕΡΙΩΤΗ

Ο υπολογισμός του απαεριωτή βασίζεται στις εξής παραμέτρους:

- Πίεση λειτουργίας 0,2 bar (g) ή 1,2 bar (α).
- Θερμοκρασία νερού στον απαεριωτή 105⁰C
- Η δεξαμενή νερού του απαεριωτή θα περιέχει νερό σε ποσότητα τέτοια ικανή να τροφοδοτήσει τον λέβητα για χρόνο 15 min, στο μέγιστο της δυναμικότητας.

- Η πίεση νερού τροφοδοσίας του απαεριωτή είναι τέτοια ώστε να εξασφαλίζεται καλή διασπορά του νερού, συνήθως μεγαλύτερη των 2 bar.
- Η πίεση ατμού στην ρυθμιστική βάννα ελέγχου θα είναι 5 bar(g)
- Η θερμοκρασία του νερού συμπληρώματος νερού είναι 85⁰C

Η απαίτηση σε ατμό, στην είσοδο του απαεριωτή, για την απομάκρυνση από το νερό τροφοδοσίας του οξυγόνου και διοξειδίου του άνθρακα, υπολογίζεται με βάση ενεργειακό ισοζύγιο στον απαεριωτή, σύμφωνα με την Σχ. (9.4).

Θεωρούμε ότι στον απαεριωτή εισέρχονται οι εξής ποσότητες.

- Συμπυκνώματα m_{ct}
- Συμπλήρωμα νερού m_w (make up water)
- Ατμός χαμηλής πίεσης από την αποτόνωση της στρατσώνας
- Συμπλήρωμα ατμού χαμηλής πίεσης μέσω μειωτή πίεσης

Επίσης από την οριζόντια δεξαμενή του απαεριωτή αποβάλλεται, το νερό τροφοδοσίας του λέβητα μέσω της αντλίας τροφοδοτικού νερού, κατόπιν αυτών έχουμε.

$$m_{fw} \cdot h_{fw} = m_{lpst} \cdot h_{lpst} + m_w \cdot h_w + m_{ct} \cdot h_{ct} \quad (9.4)$$

Όπου:

m_{fw} = παροχή νερού τροφοδοσίας λέβητα 54418 Kg/h.

m_{lpst} = παροχή ατμού χαμηλής πίεσης 1,2 bar (a) στον απαεριωτή σε Kg/hr.

m_w = παροχή συμπληρώματος νερού (make-up) σε θερμοκρασία 85⁰C, = 41451Kg / h

h_{fw} = ενθαλπία του νερού (στην θερμοκρασία των 105⁰C) 440 KJ/Kg.

h_{lpst} = ενθαλπία ατμού χαμηλής πίεσης 1,2 bar (a) = 2683 KJ/Kg.

h_w = ενθαλπία του νερού τροφοδοσίας (στην θερμοκρασία 85⁰C) 356 KJ/Kg.

m_{ct} = παροχή συμπυκνωμάτων μέσης θερμοκρασίας 105⁰C = 12134 Kg/h

h_{ct} = ενθαλπία συμπυκνωμάτων 105⁰C = 440 KJ/Kg

Η Σχ.(9.4) γίνεται ως προς την απαίτηση παροχής ατμού.

$$m_{lpst} \frac{m_{fw} \cdot h_{fw} - m_w \cdot h_w - m_{ct} \cdot h_{ct}}{h_{lpst}} = \frac{54418 \cdot 440 - 40451 \cdot 356 - 12134 \cdot 440}{2683} =$$

$$= 1434 \text{ Kg} / h \quad (9.5)$$

Η ποσότητα αυτή καλύπτεται εν μέρει από τον ατμό αποτονώσεως, ο οποίος είναι 833 Kg/h, επομένως συμπληρώνεται ποσότητα ατμού $m_{lpst} = 1434 - 833 = 601 \text{ Kg} / h$ ο οποίος λαμβάνεται από την γραμμή ατμού χαμηλής πίεσης 5 bar(g), προκειμένου να διατηρείται εντός του απαεριωτή θερμοκρασία $105^{\circ}C$.

Η οριζόντια δεξαμενή νερού του απαεριωτή υπολογίζεται με βάση την συνολική παροχή νερού που αφαιρείται και τον χρόνο παραμονής του νερού στον απαεριωτή, ως εξής:

Παροχή νερού: $V_{fw} = 54418 / 3600 = 15,12 \text{ Kg} / \text{sec}$.

Ειδικός όγκος νερού: $\hat{V} = 0,0010472 \text{ m}^3 / \text{Kg}$

Χρόνος παραμονής: $t = 900 \text{ sec}$.

Όγκος νερού δεξαμενής

$$V_D = V_{fw} \cdot \tau = m_{fw} \cdot t \cdot \hat{V}$$

$$V_D = 10,2 \cdot 900 \cdot 0,0010472 = 9,6 \approx 10,0 \text{ m}^3 \quad (9.6)$$

$$V_D = \frac{14,25}{0,7} = 20,35 \text{ m}^3$$

παροχή νερού: $V_{fw} = 37674 (\text{Kg} / h)$ ή $10,2 \text{ Kg} / \text{sec}$.

Ειδικός όγκος νερού: $\hat{V} = 0,0010472 \text{ m}^3 / \text{Kg}$

Χρόνος παραμονής: $t = 900 \text{ sec}$.

Διατήρηση στάθμης νερού στην δεξαμενή του απαεριωτή στο 70 % του συνολικού όγκου της δεξαμενής.

Θεωρούμε ότι ο λόγος μήκους L_D του δοχείου προς την διάμετρο D_D αυτού είναι :

$$\frac{L_D}{D_D} = 4$$

- η διάμετρος του δοχείου είναι :

$$D_D = \sqrt[3]{\frac{V_D}{p}} = \sqrt[3]{\frac{20,35}{3,14}} = 1,864m \approx 1800mm \quad (9.7)$$

- το μήκος του δοχείου L_D είναι:

$$L_D = 4 \cdot D_D = 4 \cdot 1800 = 7200mm \quad (9.8)$$

Οπότε επιλέγουμε $D_D = 1800mm$, $L_D = 7200mm$

9.6 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΙΣΧΥΟΣ ΑΝΤΛΙΑΣ ΤΡΟΦΟΔΟΣΙΑΣ ΑΠΑΕΡΙΩΤΗ

Η ποσότητα των συμπυκνωμάτων προωθείται στον απαεριωτή με ξεχωριστή αντλία, η οποία υπολογίστηκε στην παράγρ. (8.8.4.2). Για τον λόγο αυτόν η αντλία τροφοδοσίας του απαεριωτή που θα υπολογίσουμε προωθεί το συμπλήρωμα νερού το οποίο είναι 41451Kg/h. Το νερό αυτό είναι κρύο. Συνήθως μετά την αντλία προθερμαίνεται σε εναλλάκτη ανακτώντας την θερμότητα του απορριπτόμενου νερού στρατσώνας.

Ο υπολογισμός της θεωρητικής ισχύος της αντλίας τροφοδοσίας νερού προς τον απαεριωτή γίνεται με την Σχ.(9.8).

$$N_q = (m_{fw} \cdot \hat{V} \cdot DP) / 3600 \quad (9.9)$$

Ο ειδικός όγκος νερού είναι $\hat{V} = 1,0 dcm^3 / Kg$

Το ΔΡ της αντλίας υπολογίζεται με βάση:

- Πίεση απαεριωτή $P = 0,2 \text{ bar (g)}, 1,2 \text{ bar (a)}$.
- Θέση δοχείου απαεριωτή ως προς την θέση κατάθλιψης της αντλίας τροφοδοτικού νερού 25 μέτρα υψηλότερα.
- Θέση δεξαμενή τροφοδοσίας νερού ως προς την αναρρόφηση της αντλίας 5 μέτρα υψηλότερα.
- Πίεση δεξαμενής τροφοδοσίας νερού 0,3 bar (g)

- Πίεση κατάθλιψης αντλίας κατά 2 bar (g) μεγαλύτερη λόγω αντιστάσεων στην σωλήνωση τροφοδοσίας.

Ως εκ τούτου:

$$DP = P + 2 + 25mH_2O - 5mH_2O - P_D =$$

$$DP = 0,2 + 2 + 2,5 - 0,5 - 0,3 = 3,9 = bar \quad (9.10)$$

$$N_q = (41451^{kg/h} \cdot 1,0^{dcm^3/kg} \cdot 3,9^{bar} \cdot 10^{-1}) / 3600 = 4,49 \approx 4,5KW$$

Λαμβανομένου υπόψη των προσαιξήσεων και της απόδοσης, που έχουν ήδη αναφερθεί, η πραγματική ισχύ της αντλίας, είναι:

$$N_p = (4,5 \cdot 1,25 \cdot 1,10) / 0,7 = 8,8 \approx 9KW \quad (9.11)$$

9.7 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΜΕΙΩΤΗ ΠΙΕΣΗΣ ΤΡΟΦΟΔΟΣΙΑΣ ΝΕΡΟΥ

Ο μειωτής πίεσης νερού θα τοποθετηθεί στην γραμμή τροφοδοσίας του συμπληρώματος νερού με παροχή 41451Kg/h. Το νερό είναι κρύο με ειδικό όγκο 1,0 dcm³ / Kg .

Ο υπολογισμός γίνεται με την Σχ (9.12)

$$V = K_v \cdot \sqrt{\frac{\Delta P}{G}} \quad (9.12)$$

Όπου:

$$V_{fw} \text{ παροχή νερού} = m_{fw} \cdot \hat{V}_{fw} = 41451(Kg/h) \cdot 1,0(dcm^3/Kg) \cdot 10^{-3} = 41,45 \approx 42m^3/h$$

Λαμβάνεται πτώση πίεσης στον μειωτή $P_1 - P_2 = 3,9 - 1,8 = 2,1bar(g)$

$P_1 = \text{πίεση κατά την είσοδο στην αντλία τροφοδοσίας νερού (Sc.9.10)} = 4,0bar(g)$

$P_2 = \text{πίεση στο στόμιο εισαγωγής νερού στον απαεριωτή} = 1,8bar(g)$

I ambónetai tósh gia kal ή diasporá του νερού

G = σχετική πυκνότητα, για το νερό = 1,0

K_v = συντελεστής βάνας μειωτή πίεσης.

Με αντικατάσταση στην Σχ. 9.12 έχουμε:

$$K_v = \frac{V_{fw}}{\sqrt{DP}} = \frac{42.0}{\sqrt{2.1}} = 28,98 \approx 29$$

Η επιλογή του μειωτή πίεσης θα έχει K_v μεγαλύτερο από την τιμή $K_v = 29$

9.8 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΟΣΟΤΗΤΑΣ ΝΕΡΟΥ ΣΤΡΑΤΣΩΝΑΣ (BLOWDOWN)

Η στρατσώνα αποτελεί σημαντική παράμετρο λειτουργίας ενός λέβητα και η τιμή της πρέπει να διατηρείται σε ορισμένα όρια για κάθε ξεχωριστό λέβητα. Αυτό οφείλεται στο ότι το νερό ατμοποιούμενο συνεχώς στο τύμπανο, για παραγωγή ατμού, έχει ως αποτέλεσμα η συγκέντρωση των διαλυμένων στερεών να αυξάνει και ενδεχομένως πέρα από μια συγκέντρωση να δημιουργούνται φαινόμενα παρασυρμού στερεών με τον ατμό με καταστροφικές συνέπειες σε εξοπλισμό και διεργασίες χρήσης αυτού (υπερθέρμανση αυλών). Με σκοπό να αποτρέψουμε το φαινόμενο αυτό η στρατσώνα καθίσταται αναγκαία λειτουργική παράμετρος. Ο υπολογισμός της βασίζεται στη Σχ. (9.13).

$$m_b = \frac{m_{ST} \cdot X_2}{X_T - X_2} \text{ (kg / hr)} \quad (9.13)$$

Όπου :

X_T η μέγιστη επιτρεπτή συγκέντρωση στερεών στο τύμπανο του λέβητα (ppm).

X_2 η συγκέντρωση στο τροφοδοτικό νερό (ppm)

m_{ST} η παραγωγή ατμού (Kg/h)

m_b η ποσότητα νερού στρατσώνας (Kg/h)

Για αποφυγή καθαλατώσεων λεβητολίθου στον ατμολέβητα απαιτείται η αποβολή από το τύμπανο αρκετής ποσότητας νερού που οδηγείται στην αποχέτευση. Επειδή θεωρούμε ότι η μονάδα παραγωγής ατμού τροφοδοτείται με αφαλατωμένο νερό χαμηλής συγκέντρωσης σε πυριτικά και διαλυμένων στερεών (20 ppm), η οποιαδήποτε συγκέντρωση διαλυμένων στερεών στο τύμπανο είναι αποτέλεσμα της εξάτμισης του νερού αλλά και της προσθήκης χημικών και συγκεκριμένα παράγωγων υδραζίνης και φωσφορικών. Η προσθήκη παραγώγων υδραζίνης γίνεται λόγω της αναγωγικής της δράσης με σκοπό την αποφυγή διαβρώσεων από οξειδωτικές

επιδράσεις (οξυγόνο αέρα) και η προσθήκη φωσφορικών βοηθά στην δημιουργία μαλακών καθαλατώσεων λεβητολίθου και αλκαλικού περιβάλλοντος $pH > 9$.

9.10 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΥΓΚΕΝΤΡΩΣΗΣ ΔΙΑΛΥΜΕΝΩΝ ΣΤΕΡΕΩΝ (TDS) (ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΝΕΡΟΥ ΣΤΡΑΤΣΩΝΑΣ)

Για πίεση λειτουργίας στο τύμπανο ατμού 41,5 - 51,7 bar (g) στον κώδικα ASME (American Society of Mechanical Engineers) καθώς επίσης και σε κατασκευαστές λεβήτων υψηλής πίεσης (BABCOCK, LENTJZIES) προτείνονται για το τροφοδοτικό νερό (BOILER FEED WATER) και για το νερό στο τύμπανο του λέβητα (BOILER WATER) οι προδιαγραφές που δίνονται παρακάτω 9.2 [17]

Προτεινόμενη ποιότητα νερού λεβήτων

<u>Τροφοδοτικό νερό</u>	<u>ASME</u>	<u>BABCOCK</u>
Ολικά Διαλυμένα Στερεά TDS (ppm)		10,0 - 20,0
Αγωγιμότητα(μs/cm) σε 25 ⁰ C	20	20
pH (20 ⁰)	7,5-10,0	8,0 - 9,0
Διαλυμένο Οξυγόνο (ppm)	≤ 0,007	≤20
Ολικός Σίδηρος (ppm)	≤ 0,025	≤0,020
Ολικός Χαλκός (ppm)	≤0,020	≤0,010
Πυρίτιο	Δεν προδιαγράφεται	
Ολική σκληρότητα ως (CaCO ₃) (ppm)	0,200	≤0,360
Ελαιώδεις ουσίες (ppm)	≤0,5	≤0,5

Νερό Λέβητα

Αγωγιμότητα (Ms/cm) σε 25 ⁰ C	2000	2000
Ολικά Διαλυμένα Στερεά TDS (ppm)	1000	1000
pH (20 ⁰)	8,5 - 10,0	8,5 - 9,5
Ολική σκληρότητα ως (CaCO ₃) (ppm)		
Πυρίτιο ως SiO ₂ (ppm)	30	10-20
Φωσφορικά ως (P ₂ O ₅) (ppm)	-	7-15

Ο κώδικας ABMA (American Boiler Manufacturers Association) δέχεται την προδιαγραφή σε Διαλυμένα Στερεά αντί της αγωγιμότητας η οποία συνδέεται με την προδιαγραφή αγωγιμότητας κατά ASME με την εξής σχέση:

$$\text{ppm (ABMA)} = (0,45 - 0,50) \cdot \text{αγωγιμότητα (ASME)}$$

Η μέση σταθμική συγκέντρωση των διαλυμένων στερεών (X_2) στο τροφοδοτικό νερό (έξοδος απαεριωτή) του λέβητα υπολογίζεται με βάση το ισοζύγιο συγκέντρωσης

διαλυμένων στερεών στα επί μέρους εισερχόμενα ρεύματα στον απαεριωτή και συγκεκριμένα:

Του συμπληρώματος νερού (make up): $m_{mw} = 41451 \text{ Kg/h}$ με συγκέντρωση διαλυμένων στερεών : $X_1 = 20 + 2,8 = 22,8 = 23 \text{ ppm}$.

Της επιστροφής συμπυκνωμάτων: $m_c = 12134 \text{ Kg/h}$ με μηδενική συγκέντρωση διαλυμένων στερεών της παροχής ατμού χαμηλής πίεσης: $m_{Lpst} = 1434 \text{ Kg/h}$ (ατμός αποτονώσεως και ατμός συμπληρώματος).

Στην αναλογία προσθήκης των χημικών ή συγκέντρωση των διαλυμένων στερεών αναφέρεται μόνο στην προσθήκη του φωσφορικού νατρίου.

Το φωσφορικό τρινάτριο προστίθεται σε αναλογία: $2,80 \text{ gr/m}^3$ τροφοδοτικού νερού ή $2,8 \text{ ppm}$.

Αν θεωρήσουμε ότι ο ατμός και τα συμπυκνώματα δεν μεταφέρουν καθόλου διαλυμένα στερεά, τότε έχουμε τον εξής ισολογισμό συγκεντρώσεων διαλυμένων στερεών εντός του απαεριωτή:

$$m_{fw} \cdot X_2 = m_{mw} \cdot X_1 + m_{Lpst} \cdot 0 + m_c \cdot 0 \quad (9.14)$$

Επίσης ο ισολογισμός των μαζών δίνει την παρακάτω Σχ. (9.15).

$$m_{fw} = m_{Lpst} + m_{mw} + m_c \quad (9.15)$$

Από τις σχέσεις (9.14) και (9.15) προκύπτει η Σχ. (9.16)

$$X_2 = \frac{m_{mw} \cdot X_1}{m_{mw} + m_c + m_{Lst}} \quad (9.16)$$

$$X_2 = \frac{41451 \cdot 23}{41451 + 12134 + 1434} \approx 17,3 \text{ ppm}$$

Όπου : $X_1 =$ συγκέντρωση διαλυμένων στερεών του συμπλήρωματος νερού (make - up).

X_2 = συγκέντρωση διαλυμένων στερεών στο νερό τροφοδοσίας του λέβητα.

Σύμφωνα με τις προδιαγραφές που δίνονται στον παραπάνω πίνακα (9.2) για το νερό στο τύμπανο του λέβητα (BOILER WATER) για πίεση λειτουργίας 50 bar (g) η προτεινομένη συγκέντρωση των διαλυμένων στερεών λαμβάνεται $X_T = 400 \text{ ppm}$.

Η ποσότητα νερού στρατσώνας (m_{wb}), ως αποτέλεσμα συγκεντρώσεως διαλυμένων στερεών σύμφωνα με την Σχ. (9.13) είναι:

$$m_{wb} = \frac{m_{st} \cdot X_2}{X_T - X_2} = \frac{51827 \cdot 17,3}{400 - 17,3} = 2343 \text{ Kg / h}$$

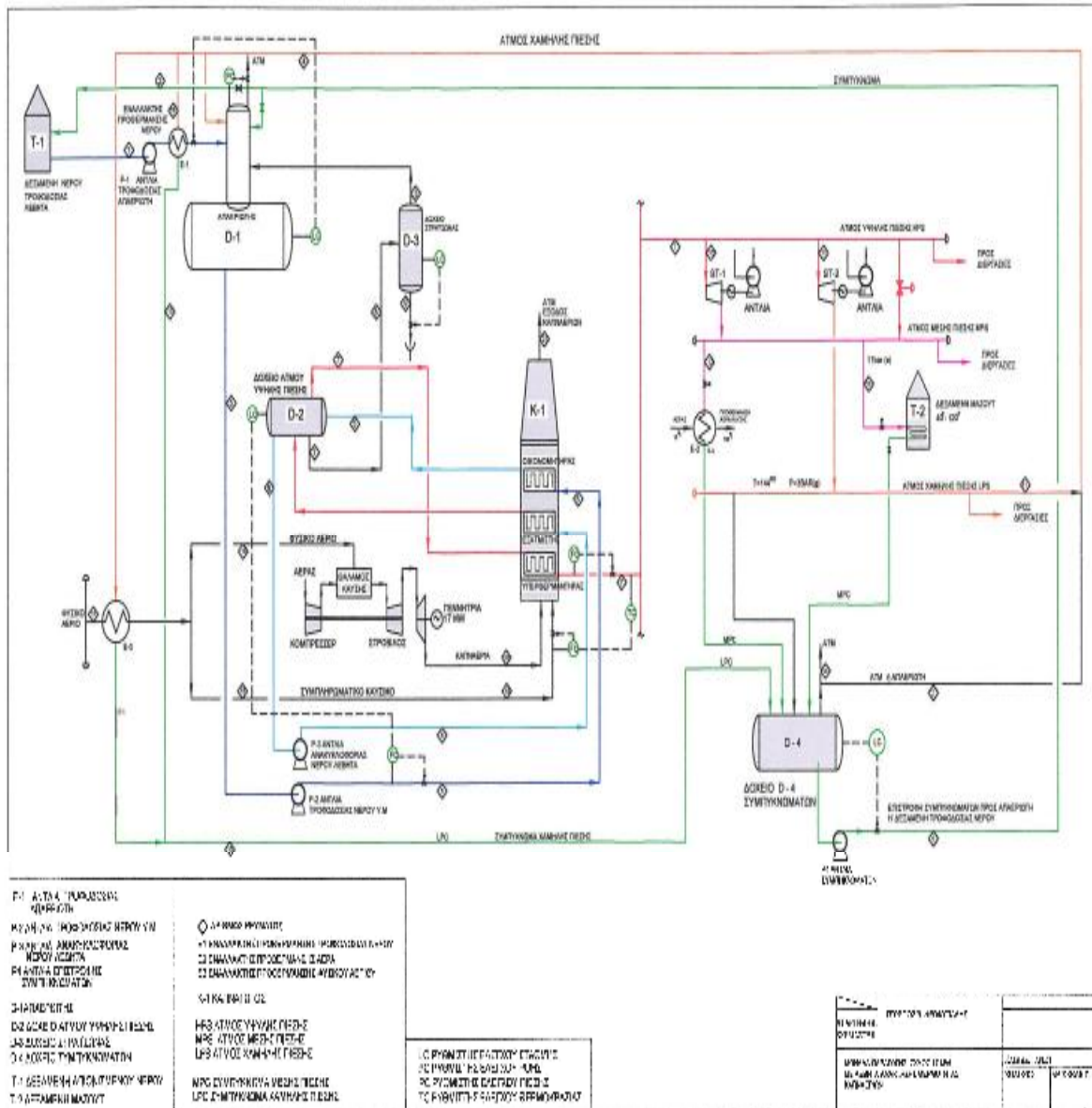
$$m_{wb} = \frac{2343}{51827} \cdot 100 = 4,52\% \approx 5\%$$

Η τιμή αυτή 5 % του αποβαλλόμενου νερού (στρατσώνα) από το τύμπανο του λέβητα ελήφθη στην παράγραφο (7.4) κατά τον υπολογισμό του παραγόμενου ατμού αποτονώσεως και του απορριπτόμενου νερού στην αποχέτευση.

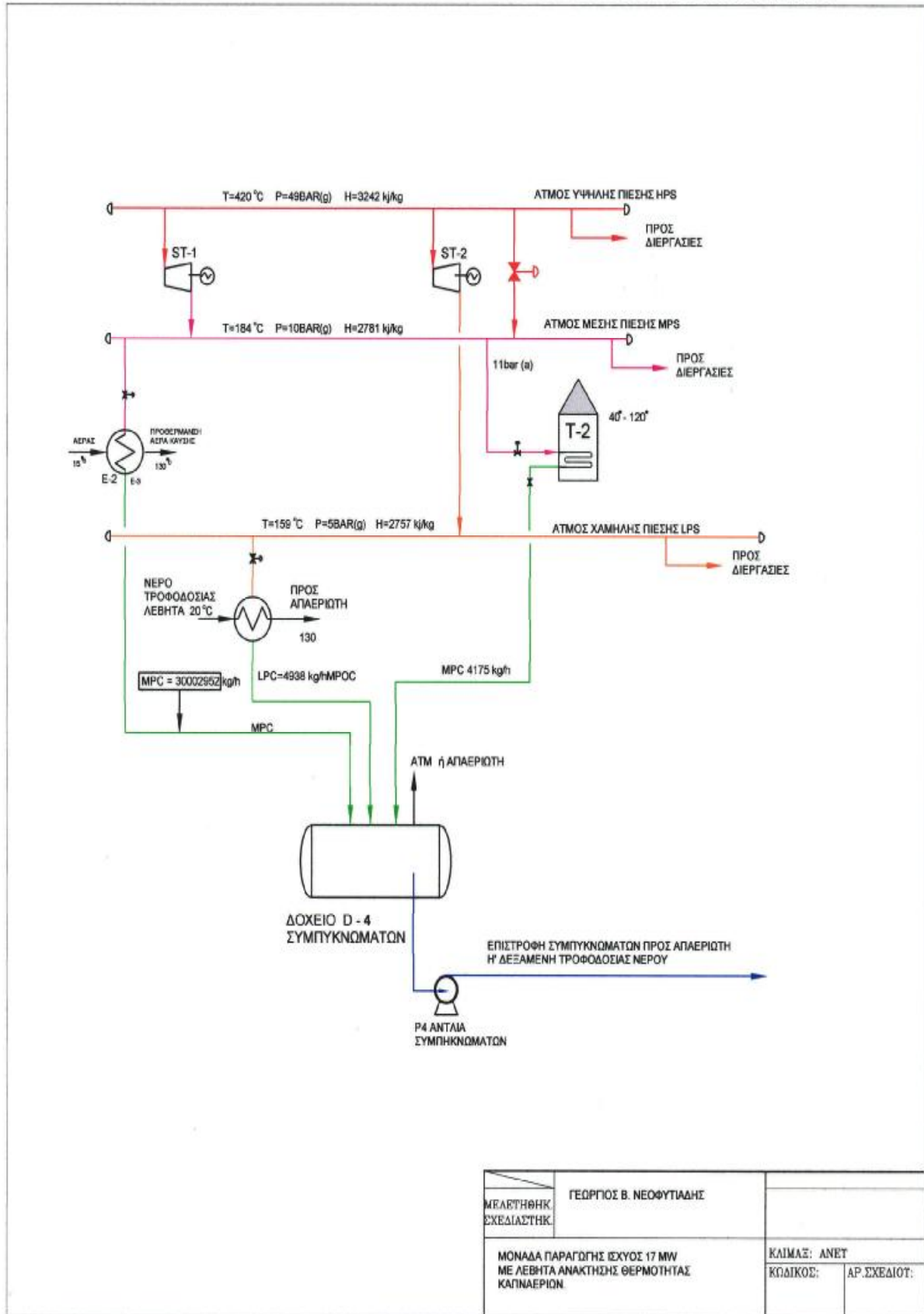
10. ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΩΝ

Στο Κεφάλαιο αυτό δίνονται ανακεφαλαιωτικά σε Πίνακες όλα τα αποτελέσματα των υπολογισμών. Με το τρόπο αυτόν δίνεται η δυνατότητα στην ανάγνωση να έχει μια εποπτική εικόνα για το μέγεθος και τα χαρακτηριστικά της εγκατάστασης που μελετήθηκε.

ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 10.1 ΡΟΗ ΡΕΥΜΑΤΩΝ ΜΟΝΑΔΑΣ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΗΛΕΚΤΡΙΚΗΣ ΙΣΧΥΟΣ ΜΕ ΛΕΒΗΤΑ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ



ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ 10.2 ΜΕΤΑΤΡΟΠΗΣ ΠΙΕΣΕΩΝ ΧΡΗΣΕΩΝ ΑΤΜΟΥ



Πίνακας 10.1: Αποτελέσματα αεριοστρόβιλου

1.	Παραγωγή ισχύος	17,00 MW
2.	Εργαζόμενο ρευστό	Αέρας
3.	Πίεση αέρα εισόδου	1,01 bar
4.	Θερμοκρασία αέρα εισόδου	15 °C
5.	Λόγος Συμπίεσης	12 : 1
6.	Καπναέρια στην έξοδο αεριογόνου στροβίλου	154 Kg/sec
7.	Θερμοκρασία καπναερίων στην έξοδο στροβίλου ισχύος	375 °C
8.	Ειδική κατανάλωση ενέργειας (Ε.Κ.Ε)	19565 KJ/kw-h
9.	Απόδοση Ηλεκτρική	18,4%
10.	Καύσιμο	Φυσικό αέριο
11.	LHV (ΚΘΔ)	49500 KJ/Kg
12.	Παροχή καυσίμου στον αεριοστρόβιλο	1,900 Kg/sec
13.	Θεωρητικός βαθμός απόδοσης κύκλου	50,8%
14.	Λόγος αέρα προς καύσιμο	80:1
15.	Αριθμός Βαθμίδων	
16.	Συμπίεσης	14
17.	Στροβίλου (αεριογόνου)	4
18.	Στροβίλου ισχύος	2
19.	Σύσταση Καπναερίων στην καπνοδόχο	% κ. βάρος
20.	Διοξείδιο του άνθρακα	3,87
21.	Οξυγόνο	17,50
22.	Υδρατμοί	2,84
23.	Άζωτο	75,79
24.	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης	
25.	Συμπιεστή	0,873
26.	Αεριογόνου στροβίλου	0,885
27.	Στροβίλου ισχύος	0,894

Πίνακας 10.2 : Αποτελέσματα ατμοπαραγωγού

1.	Παραγωγή Ατμού Υψηλής Πίεσης	51827Kg/h
2.	Πίεση ατμού	49 bar(g)
3.	Θερμοκρασία ατμού	420 °C
4.	Θερμικός Βαθμός απόδοσης Ατμοπαραγωγού	52,7%
5.	Θερμική Ισχύς ατμοπαραγωγού	147,02 10 ⁶ KJ/h
6.	Λόγος Ηλεκτρισμού προς θερμότητα	0,42
7.	Δείκτης εξοικονόμησης ενέργειας	1,2%
8.	Πυκνότης ροής θερμότητας	10800 KJ/m ² . h
9.	Ειδική Ατμοποίηση	6,4 Kg/m ² .h
10.	Ολικός βαθμός απόδοσης Σ.Η.Θ.	≈ 77,76%

Πίνακας 10.3: Θερμαινόμενες επιφάνειες – λοιπά στοιχεία λέβητα ατμοπαραγωγού

Επιφάνεια	m ²	Διάμετρος Γραμμών(mm) Εισόδου	Διάμετρος Γραμμών(mm) Εξόδου	Θερμική Ισχύς KJ·10 ⁶ /h	MW
1. Οικονομητήρα	3216	DN100	DN100	37,82	10,5
2. Εξατμιστή	8127	DN200	DN200	84,22	23,4
3. Υπερθμαντήρα	2270	DN200	DN200	24,98	6,9
4. Σύνολο	13613			147,02	40,8

Πίνακας 10.4: Διαστάσεις όγκου δοχείων

	Όγκος V(m ³)	Μήκος L(mm)	Διάμετρος D(mm)
1. Τύμπανο Ατμού	23,14	8000	2000
2. Δοχείο Συμπτ/των	2,82	2400	1200
3. Απαεριοτής	20,35	7200	1800

Μία σύγκριση ως προς τον βαθμό απόδοσης, της παρούσης μελέτης συμπαραγωγής σε σχέση με χωριστές μονάδες παραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας, δίνεται στον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 10.5: Σύγκριση βαθμών απόδοσης μονάδων παραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας .

Χωριστή παραγωγή ηλεκτρισμού - θερμότητας			
Καύσιμο 100	Σταθμός Ηλεκτροπα- ραγωγής	Ηλεκτρισμός 30%	Βαθμός Απόδοσης $\eta = \frac{30 + 80}{200} = 0,53$
Καύσιμο 100	Λέβητας	Θερμότητα 80%	
Συμπαραγωγή Ηλεκτρισμού – Θερμότητας			
Καύσιμο 100		Ηλεκτρισμός 18,4% Θερμότητα 52,7%	$h = \frac{18,4 + 52,7}{100} = 0.711$

Πίνακας 10.6: Ροή ρευμάτων διαγράμματος 10.1

Αριθμός Ρεύματος	Λειτουργία	Ροή Kgr/h
1	Τροφοδοσία νερού(συμπλήρωμα)	41451
2	Ατμός Χ.π	-
3	Ατμός αποτόνωσης	833
4	Συμπυκνώματα	12134
5	Τροφοδοσία λέβητα	54418
6	Νερό ανακυκλοφορίας λέβητα	51827
7	Παραγωγή ατμού	51827
8	Νερό στρατσώνας	2591
9	Νερό στρατσώνας (αποχέτευση)	1758
10	Ατμός Υ.Π→Ατμός Μ.Π	7175
11	Ατμός Υ.Π→Ατμός Χ.Π	7100
12	Ατμός Μ.Π→Εναλ. προθ. αέρα	3000
13	Ατμός Μ.Π→θέρμανση δεξαμενής αέρα μαζούτ	4175
14	Απώλεια ατμών στην ατμόσφαιρα	2141
15	Τροφοδοσία εναλλάκτη- προθέρμανση νερού	7100
16	Αέρας (εργαζόμενο ρευστό)	548172
17	Τροφοδοσία φυσικό αέριο (καύσιμο)	7832
18	Φυσικό αέριο προς θάλαμο καύσης	6852
19	Πρόσθετο καύσιμο λέβητα	971
20	Καπναέρια εξόδου αεριοστροβίλου	555012
21	Καπναέρια στην ατμόσφαιρα	555984

ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Ο θεωρητικός θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου Βραυτον σύμφωνα με τη Σχ (6.27) εξαρτάται από τον λόγο πίεσης και τον εκθέτη της αδιαβατικής μεταβολής. Με την αύξηση του λόγου πιέσεων μεγαλώνει και ο βαθμός του κύκλου. Το έργο που παράγεται ανά κύκλο σύμφωνα με τις Σχ. (6.37) και (6.38) για δεδομένη θερμοκρασία T_3 του εργαζόμενου ρευστού στην είσοδο του στρόβιλου καθώς επίσης και για ελάχιστη θερμοκρασία T_1 περιβάλλοντος είναι συνάρτηση του λόγου συμπίεσης r_c .

Ο μέγιστος θερμικός βαθμός απόδοσης επιτυγχάνεται όταν στο κύκλο η θερμότητα προσφέρεται στο εργαζόμενο ρευστό στη μέγιστη δυνατή επιτρεπόμενη θερμοκρασία και αφαιρείται στην χαμηλότερη δυνατή θερμοκρασία.

Ο βαθμός απόδοσης του αεριοστρόβιλου, που μελετήθηκε σε παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας κρίνεται μικρός ($h_e = 18,4\%$) επειδή είναι μεγάλη η περίσσεια του αέρα καύσης και επίσης απορροφάται σημαντικό έργο για την κίνηση του συμπιεστή. Σύμφωνα με τις Σχ. (6.37) και (6.38) το έργο αυτό είναι περίπου 75% του συνολικού έργου που παράγεται στον στρόβιλο.

Η θερμοκρασία εξόδου των καπναερίων από τον αεριοστρόβιλο είναι υψηλή γεγονός που δίνει τη δυνατότητα της περαιτέρω εκμετάλλευσης του θερμικού φορτίου.

Η υψηλή περιεκτικότητα των καπναερίων σε οξυγόνο 18,2% στην έξοδο του αεριοστρόβιλου επέτρεψε την καύση πρόσθετου καυσίμου, χωρίς παροχή αέρα, για βελτίωση του θερμικού φορτίου αυτών και αξιοποίηση του στην παραγωγή ατμού υψηλής πίεσης.

Ο αριθμός των βαθμίδων του συμπιεστή, με βάση προσεγγιστική μέθοδο υπολογισμού, στηριζόμενη στην παραδοχή είτε για σταθερή αύξηση πίεσης ανά διαδοχική βαθμίδα, ή για σταθερή ανύψωση της θερμοκρασίας, υπολογίστηκε σε 14 βαθμίδες, ενώ με βάση την ενεργειακή αύξηση ανά βαθμίδα (Σχ. 6.49) ο αριθμός βαθμίδων υπολογίστηκε για τον συμπιεστή σε 12.

Η συμπαραγωγή ατμού, με την εκμετάλλευση του θερμικού φορτίου των καπναερίων, συνέβαλλε στην βελτίωση του βαθμού απόδοσης της όλης εγκατάστασης με αύξηση στο 77,7 %.

Παρατηρείται ότι το ενεργειακό ισοζύγιο επηρεάζεται από την Κ.Θ.Δ. που χρησιμοποιήθηκε στους υπολογισμούς και αυτό με τη σειρά του έχει ως αποτέλεσμα διαφορετικές τιμές του θερμικού ή και του ολικού βαθμού απόδοσης της εγκατάστασης.

Η ενέργεια που αποβάλλεται στο περιβάλλον, με τα καπναέρια στην έξοδο της καπνοδόχου αντιστοιχεί στο 22,3% της συνολικής ενέργειας που παρέχεται στην εγκατάσταση με τη μορφή χημικής ενέργειας του καυσίμου. Αυτό οφείλεται στην

υψηλή θερμοκρασία ($218^{\circ}C$) γεγονός που επιτρέπει την επιπλέον παραγωγή ατμού και κατ'επέκταση βελτίωση του ολικού βαθμού απόδοσης της εγκατάστασης και μείωση της θερμότητας που απορρίπτεται στο περιβάλλον.

Για μια αποδεκτή θερμοκρασία εξόδου καπναερίων ($185^{\circ}C$) περιοριζόμενη από το σημείο δρόσου των αερίων εκπομπών, η εκμεταλλεύσιμη απώλεια θερμικού φορτίου αντιστοιχεί στο 10% περίπου της συνολικής προσφερόμενης με καύση του καυσίμου ενέργειας. Η ενέργεια που εξοικονομείται με την συμπαραγωγή στην εγκατάσταση Σ.Η.Θ. της μελέτης της παρούσας εργασίας υπολογίστηκε σε 1,2 % Σχ. (7.50) γεγονός που συνεπάγεται:

- οικονομικό όφελος αντίστοιχο της αξίας 426 τόνων αερίου καυσίμου (Φ.Α) ανά έτος
- μείωση αερίων εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα 1480 τόνων ανά έτος περίπου.

ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ

Θεωρούμε σκόπιμο, κατά την γνώμη μας ,η παρούσα εργασία ότι θα μπορούσε να επεκταθεί με την μελέτη,

1. Αντιστοιχίας μονάδας αεριοστρόβιλου με διαφορετικούς λόγους συμπίεσης του εργαζομένου ρευστού.
2. Παραγωγής δυο ποιοτήτων ατμού υψηλής και χαμηλής πίεσης.
3. Μονάδας συνδυασμένου κύκλου για την εκμετάλλευση της συνολικής παραγωγής ατμού.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Εκπαιδευτικό εγχειρίδιο, Καύσιμα. ΜΟΤΟΡ ΟΙΛ (ΕΛΛΑΣ) Διυλιστήρια Κορίνθου Α.Ε.
2. Εκπαιδευτικό εγχειρίδιο, Μηχανολογικός-Ηλεκτρολογικός Εξοπλισμός. ΜΟΤΟΡ ΟΙΛ (ΕΛΛΑΣ) Διυλιστήρια Κορίνθου Α.Ε.
3. Δ. Παπανίκας, Τεχνολογία Φυσικού Αέριου. Τόμος 1ος, 2η έκδοση.
4. Dr. H. Haselbacher, "Gas Turbine Fundamentals" chapter 2.4. Standard Handbook of Power Plant Engineering. Thomas. C. Elliot and the editors of power magazine. Mc Graw –Hill. Publishing co.
5. V. Ganapathy, "HRSGS – Understanding the basics" Chemical Engineering Progress, Aug. 1996.
- "Efficiently generate steam from cogeneration plants", Chemical Engineering, May, 1997.
- "Optimize Energy Efficiency of HRSGs" Hydrocarbon Processing December 2001.
- 6 GAS TURBINE HEAT RECOVERY STEAM GENERATORS, Performance Test Codes, ASME PTC 4.4 – 2008, [Revision of ANSI/ASME PTC 4,4 – 1981 (R-2003)].
7. Ευθυμιάδης, Απ. Κουλουμούνδρας, Σπ (2008), Ενεργειακός σχεδιασμός μονάδων Συμπαραγωγής Ηλεκτρισμού – Θερμότητας Υψηλής Απόδοσης, Δελτίο Πανελληνίου Συλλόγου Διπλωματούχων Μηχανολόγων Ηλεκτρολόγων Τεχνική Επιθεώρηση, 4050, 24-36 Αθήνα.
8. Χρίστος Αθ. Φραγκόπουλος, Καθηγητής ΕΜΠ Συμπαραγωγή ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΙ ΗΛΕΚΤΡΙΣΜΟΥ ΕΛΚΕΠΑ – Νοέμβριος 1994.
Ευρ. Προγ. SAVE / Ευρ. ΕΝ./ ΓΔΧVII Ενέργεια.
9. D.Q.Kern, "Process Heat Transfer" Mc Graw Hill, Kogakusha Ltd. Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA).
10. Ν. Παπαγεωργίου, Καθ. ΕΜΠ, Ατμοπαραγωγοί Ι, Γενικές αρχές, σελ. 9 και 89, Πίνακες θερμοδυναμικών ιδιοτήτων.
11. Korakianitis "Marine gas Turbine cycle parameter-choices and shaft arrangement effects on performance. Applied Thermal Engineering, Volume 16. issues 8-9, August – September 1996, p. 635-653.

12. Meherwan P. Boyce, Gas Turbine Engineering Handbook.
13. Thomas C. Elliott, Power Plant Engineering St. Handbook.
14. Κωνστ. Δελίδης, ΤΕΧΝΙΚΗ ΘΕΡΜΟ-ΔΥΝΑΜΙΚΗ, Κεφ. 7 Κύκλοι Ισχύος Αερίων, σελ. 144.
15. Peter Simmons, Brian Nesbitt, David Searle. Calculations of Pressure Ratio per Stage. Guide to European Compressors and Applications.
16. Meherwan P. Boyce. Axial Flow Compressors Characteristics chapter 2.0.
17. Ανδ. Γιαννόπουλος, Αναπλ. Καθ. ΑΤΕΙ Πάτρας, Σημειώσεις μαθήματος Αεριοστρόβιλοι – Ατμολέβητες – Ατμοστρόβιλοι.
18. BETZ HANDBOOK OF INDUSTRIAL WARE CONDITIONING .NINTH EDITION 1991
19. BABCOCK .Water Manual. Published by Deutche Babcock Anlagen Aktiengesellschaft. revised by H.J.Brands and E.Tripke
20. Steam and Condensate Loop Book. Best Practice Guide to Energy Saving Solutions. Steam Engineering Principles and Heat Transfer, chapters 2 and 6. Sarco-Spirax CO.

