

ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ ΕΚΠΑΙΔΕΥΤΙΚΟ ΙΔΡΥΜΑ ΔΥΤΙΚΗΣ ΕΛΛΑΔΑΣ
ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ Τ.Ε.

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΜΕΛΕΤΗ ΑΤΜΟΗΛΕΚΤΡΙΚΟΥ ΣΤΑΘΜΟΥ 200 MW ΜΕ ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΟ-ΑΤΜΟΣΤΡΟΒΙΛΟ ΚΑΙ ΚΑΥΣΗ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ



ΣΠΟΥΔΑΣΤΗΣ: ΑΝΤΩΝΙΟΣ ΜΕΪΜΑΡΗΣ (Α.Μ. 6532)

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: ΓΙΑΝΝΟΠΟΥΛΟΣ ΑΝΔΡΕΑΣ
ΑΝΑΠΛΗΡΩΤΗΣ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ

ΠΑΤΡΑ 2018

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Το παρόν τεύχος αποτελεί την Πτυχιακή Εργασία που εκπονήθηκε στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε. του Τεχνολογικού Εκπαιδευτικού Ιδρύματος Δυτικής Ελλάδας και αναφέρεται στην μελέτη ατμοηλεκτρικού σταθμού 200 MW με αεριοστρόβιλο - ατμοστρόβιλο και καύση φυσικού αερίου.

Αρχικά μελετάται η τεχνολογία σταθμών παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας και αναλύονται τα πλεονεκτήματα των σταθμών συνδυασμένου κύκλου.

Στη συνέχεια παρουσιάζονται οι αρχές λειτουργίας που διέπουν τις διεργασίες που συντελούνται στους σταθμούς παραγωγής.

Τέλος, αναπτύσσονται οι μέθοδοι υπολογισμού και γίνονται οι αριθμητικοί υπολογισμοί που απαιτούνται για την σχεδίαση του ατμοηλεκτρικού σταθμού.

Ευχαριστώ θερμά τον Επιβλέποντα Καθηγητή μου κ. Ανδρέα Γιαννόπουλο, Αναπληρωτή Καθηγητή του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε., για την πολύτιμη βοήθεια και καθοδήγηση που μου προσέφερε για την πραγματοποίηση της Εργασίας.

Αντώνιος Μείμαρης
Απρίλιος 2018

Υπεύθυνη Δήλωση Σπουδαστή: Ο κάτωθι υπογεγραμμένος σπουδαστής έχω επίγνωση των συνεπειών του Νόμου περί λογοκλοπής και δηλώνω υπεύθυνα ότι είμαι συγγραφέας αυτής της Πτυχιακής Εργασίας, έχω δε αναφέρει στην Βιβλιογραφία μου όλες τις πηγές τις οποίες χρησιμοποίησα και έλαβα ιδέες ή δεδομένα. Δηλώνω επίσης ότι, οποιοδήποτε στοιχείο ή κείμενο το οποίο έχω ενσωματώσει στην εργασία μου προερχόμενο από Βιβλία ή άλλες εργασίες ή το διαδίκτυο, γραμμένο ακριβώς ή παραφρασμένο, το έχω πλήρως αναγνωρίσει ως πνευματικό έργο άλλου συγγραφέα και έχω αναφέρει ανελλιπώς το όνομά του και την πηγή προέλευσης.

Ο σπουδαστής
Αντώνιος Μείμαρης

(Υπογραφή)

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η προώθηση μέτρων και προγραμμάτων Εξοικονόμησης Ενέργειας και Ορθολογικής Χρήσης της Ενέργειας είναι θέμα μεγάλης προτεραιότητας της Ευρωπαϊκής και της Ελληνικής ενεργειακής και περιβαλλοντικής πολιτικής.

Η εξάντληση των συμβατικών ενεργειακών πόρων και η αύξηση της ρύπανσης, εντείνουν την απειλή μιας ενεργειακής κρίσης και ως μέτρα προτείνονται ο έλεγχος της αυξανόμενης ζήτησης ενέργειας και η ανάπτυξη ενός αποδοτικότερου συστήματος μετατροπής της ενέργειας.

Σε αυτό το πλαίσιο, της εξοικονόμησης ενεργειακών πόρων και περιορισμού των εκπομπών, είναι και η αύξηση του βαθμού απόδοσης των θερμικών σταθμών με την αναβάθμιση των υπάρχουσών τεχνολογιών και την ανάπτυξη νέων.

Η παρούσα εργασία πραγματεύεται τον σχεδιασμό ενός σταθμού παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, με στόχο την αύξηση του βαθμού απόδοσης που οδηγεί στην εξοικονόμηση καυσίμου. Με αυτόν τον τρόπο θα καταστεί δυνατή η όσο το δυνατό καλύτερη χρήση των φυσικών πόρων, με σεβασμό προς το περιβάλλον και τον ίδιο τον άνθρωπο.

Ένας σταθμός παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας είναι ένα σύνολο συναρμολογημένων συστημάτων ή υποσυστημάτων με σκοπό την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.

Ο κύριος εξοπλισμός για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας είναι η γεννήτρια. Όταν αυτή η γεννήτρια συνδεθεί με ένα σύστημα που την κινεί λειτουργεί και παράγει ηλεκτρισμός. Ο τύπος του συστήματος της πρωταρχικής κίνησης καθορίζει, το είδος του σταθμού παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, (π.χ. εγκατάσταση παραγωγής ατμού, μονάδα παραγωγής ντίζελ, μονάδα παραγωγής αεριοστροβίλων, μονάδα πυρηνικής ενέργειας, υδροηλεκτρικός σταθμός).

Οι μεγάλες μονάδες παραγωγής ενέργειας, όπως αυτή που εξετάζει η παρούσα εργασία, είναι τα εργοστάσια παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας με τη χρήση αεριοστροβίλων και ατμοστροβίλων, που ονομάζονται θερμικές, επειδή μετατρέπουν τη θερμότητα σε ηλεκτρική ενέργεια.

Η δομή της εργασίας

Η εργασία εκπονήθηκε λαμβάνοντας υπόψη τις προδιαγραφές και τις κατευθύνσεις που δίνονται στον «ΚΑΝΟΝΙΣΜΟ ΠΤΥΧΙΑΚΩΝ ΕΡΓΑΣΙΩΝ» (Γιαννόπουλος, Τσινόπουλος, 2014).

Παρουσιάζεται η υφιστάμενη ενεργειακή κατάσταση στην Ελλάδα από την οποία προκύπτει η τάση αύξησης της χρήσης του φυσικού αερίου στην παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.

Κατόπιν γίνεται αναφορά στους θερμοδυναμικούς νόμους και θερμικούς κύκλους που υλοποιούνται στους σταθμούς παραγωγής.

Περιγράφεται η τεχνολογία του συνδυασμένου κύκλου, και τα πλεονεκτήματα χρήσης της, συγκρινόμενη με τον απλό κύκλο.

Στο τέταρτο κεφάλαιο παρουσιάζονται αναλυτικά τα συστατικά μέρη ενός σταθμού ηλεκτροπαραγωγής συνδυασμένου κύκλου και γίνεται εκτενής αναφορά στην γεννήτρια ατμού ανάκτησης θερμότητας (HRSG).

Παρουσιάζεται ο τρόπος λειτουργίας, τα πλεονεκτήματα της ανάκτησης θερμότητας και αναλύονται τα συστατικά της μέρη, ενώ γίνεται αναφορά και στο σύστημα δέσμευσης των αέριων ρύπων.

Το πέμπτο κεφάλαιο αφορά το καύσιμο φυσικό αέριο και αναφέρεται η σύστασή του και οι συνθήκες και τα προϊόντα της καύσης του.

Ακολουθεί το έκτο κεφάλαιο, στο οποίο παρουσιάζεται η μέθοδος εργασίας για την αριθμητική επίλυση, με την χρήση υπολογιστικού φύλλου που κατασκευάστηκε για αυτό το σκοπό. Γίνεται συνοπτική παρουσίαση του υπολογιστικού φύλλου.

Στα δεδομένα της εργασίας περιλαμβάνονται και οι τεχνικές προδιαγραφές των στροβίλων που μπορούν να υλοποιήσουν το σχεδιασμό, από του πίνακες χαρακτηριστικών των κατασκευαστριών εταιριών.

Κατόπιν γίνονται υπολογισμοί των μεγθών της αεριοστροβιλικής εγκατάστασης (θερμοκρασίες του αέρα και των καπναερίων, ποσότητα του αερίου καυσίμου, η θερμοκρασία στην έξοδο του θαλάμου καύσης, ο θεωρητικός και πραγματικός βαθμός απόδοσης του κύκλου)

Στο επόμενο κεφάλαιο παρουσιάζεται ο κύκλος του RANKINE όπως αυτός υλοποιείται στον υπό μελέτη σταθμό με αριθμητικό προσδιορισμό των απαραίτητων σημείων.

Στη συνέχεια γίνονται αριθμητικοί υπολογισμοί στο σύστημα ανάκτησης θερμότητας για την παραγωγή ατμού και προσδιορίζονται τα διάφορα μεγέθη (θερμοκρασιακή κατανομή των καπναερίων, θερμική ισχύς του λέβητα, επιφάνειες ανταλλαγής θερμότητας, βαθμοί απόδοσης).

Στο τέλος παρουσιάζονται τα συμπεράσματα της εργασίας αυτής και δίνονται σε συγκεντρωτικούς πίνακες τα αποτελέσματα της μελέτης του σταθμού συνδυασμένου κύκλου και γίνονται προτάσεις βελτιστοποίησης.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

| | |
|---|-----|
| ΠΡΟΛΟΓΟΣ | iii |
| ΠΕΡΙΛΗΨΗ..... | v |
| ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ..... | vii |
| ΕΥΡΕΤΗΡΙΟ ΣΧΗΜΑΤΩΝ | .xi |
| ΕΥΡΕΤΗΡΙΟ ΕΙΚΟΝΩΝ | .xi |
| ΕΥΡΕΤΗΡΙΟ ΠΙΝΑΚΩΝ | xii |
| 1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ | 1 |
| 1.1 ΣΤΑΘΜΟΙ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΗΛΕΚΤΡΙΚΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ..... | 2 |
| 1.1.1 Διαθέσιμες κατηγορίες παραγωγής ηλεκτρισμού..... | 2 |
| 1.1.2 Η Παραγωγή Ηλεκτρικής Ενέργειας στην Ελλάδα..... | 4 |
| 1.1.3 Εγκατεστημένη Ισχύς Ηλεκτροπαραγωγής στην Ελλάδα..... | 5 |
| 2. ΘΕΡΜΙΚΟΙ ΚΥΚΛΟΙ ΣΤΑΘΜΩΝ ΘΕΡΙΚΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ | 9 |
| 2.1 ΓΕΝΙΚΑ..... | 9 |
| 2.1.1 Θερμοδυναμικοί νόμοι | 9 |
| 2.1.2 Ταξινόμηση των θερμοδυναμικών κύκλων στην παραγωγή ενέργειας..... | 10 |
| 3. ΜΟΝΑΔΑ ΣΥΝΔΥΑΣΜΕΝΟΥ ΚΥΚΛΟΥ | 17 |
| 3.1 ΓΕΝΙΚΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ..... | 17 |
| 3.2 ΔΥΟ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΠΟΥ ΛΕΙΤΟΥΡΓΟΥΝ ΣΤΗ ΣΕΙΡΑ | 17 |
| 3.3 ΒΑΣΙΚΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΜΟΝΑΔΑΣ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ ΣΥΝΔΥΑΣΜΕΝΟΥ ΚΥΚΛΟΥ (CCPP)..... | 18 |
| 3.3.1 Απορρόφηση της απορριπτόμενης θερμότητας..... | 19 |
| 3.3.2 Καυστήρες αερίου..... | 19 |
| 3.3.3 Αποδοτικότητα..... | 20 |
| 3.3.4 Εκπομπές..... | 21 |
| 4. ΠΑΡΟΥΣΙΑΣΗ ΣΥΣΤΑΤΙΚΩΝ ΜΕΡΩΝ ΤΗΣ ΜΟΝΑΔΑΣ..... | 23 |
| 4.1 ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΟΣ..... | 23 |
| 4.1.1 Ισχύς..... | 24 |
| 4.1.2 Καύσιμα..... | 24 |
| 4.1.3 Δομή του αεροστροβίλου | 25 |
| 4.2 ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΣΥΜΠΑΡΑΓΩΓΗΣ..... | 25 |
| 4.2.1 Συμπιεστές αξονικής ροής..... | 26 |
| 4.2.2 Στρόβιλοι αξονικής ροής..... | 26 |
| 4.2.3 Συνδυασμός..... | 27 |
| 4.3 ΑΤΜΟΣΤΡΟΒΙΛΟΣ..... | 28 |
| 4.3.1 Βασική λειτουργία | 28 |
| 4.3.2 Λειτουργία ατμοστροβίλου..... | 29 |
| 4.3.3 Κατασκευή των πτερυγίων στροβίλων..... | 29 |
| 4.4 ΑΠΟΔΟΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΣΥΜΠΑΡΑΓΩΓΗΣ | 30 |
| 4.5 ΛΕΒΗΤΕΣ..... | 31 |
| 4.5.1 Συστήματα λέβητα | 31 |
| 4.6 ΓΕΝΝΗΤΡΙΑ ΑΤΜΟΥ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ (HRSG)..... | 31 |
| 4.6.1 Τι είναι το HRSG; | 32 |
| 4.6.2 Οι διαφορές από τις ατμογεννήτριες..... | 32 |
| 4.6.3 Οι τύποι HRSG..... | 34 |
| 4.6.4 Πρόσθετη καύση..... | 35 |
| 4.6.5 Κάθετοι και οριζόντιοι τύποι | 35 |
| 4.6.6 Λειτουργία πολλαπλής πίεσης..... | 35 |
| 4.6.7 Πλεονεκτήματα της Τριπλής Πίεσης στις HRSG | 36 |
| 4.6.8 Χαρακτηριστικά διαφόρων τύπων HRSG | 37 |
| 4.6.9 Έλεγχος εκπομπών σε HRSGs | 40 |

| | |
|--|----|
| 4.6.10 HRSG απόδοση και αξιολόγηση των δεδομένων πεδίου | 40 |
| 4.7 ΣΥΣΤΑΤΙΚΑ ΤΟΥ HRSG..... | 41 |
| 4.7.1 ΥΠΕΡΘΕΡΜΑΝΤΗΡΕΣ..... | 41 |
| 4.7.2 ΟΙΚΟΝΟΜΗΤΗΡΑΣ..... | 42 |
| 4.7.3 ΑΠΑΕΡΙΩΤΗΣ..... | 42 |
| 5. ΚΑΥΣΙΜΑ..... | 45 |
| 5.1 ΣΥΣΤΑΣΗ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ ΠΡΟΕΡΧΟΜΕΝΟΥ ΑΠΟ ΤΗ ΡΩΣΙΑ..... | 45 |
| 5.2 ΚΑΥΣΗ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ..... | 46 |
| 6. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ..... | 47 |
| 6.1 ΜΕΘΟΔΟΛΟΓΙΑ..... | 47 |
| 6.2 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ..... | 49 |
| 6.2.1. Τμήμα ηλεκτροπαραγωγής..... | 49 |
| 6.2.2. Τμήμα παραγωγής ατμού..... | 50 |
| 6.3 ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΤΗΣ ΜΕΛΕΤΗΣ ΤΟΥ ΣΤΑΘΜΟΥ ΣΥΝΔΥΑΣΜΕΝΟΥ ΚΥΚΛΟΥ..... | 51 |
| 6.4 ΠΟΙΟΤΙΚΑ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΡΕΥΜΑΤΩΝ ΤΡΟΦΟΔΟΣΙΑΣ..... | 52 |
| 6.4.1 Νερό Λέβητα..... | 52 |
| 6.4.2 Αέριο Καύσιμο (Φυσικό Αέριο)..... | 52 |
| 6.5 ΠΙΕΣΗ – ΣΥΜΠΙΕΣΗ – ΕΚΤΟΝΩΣΗ ΕΡΓΑΖΟΜΕΝΟΥ ΡΕΥΣΤΟΥ..... | 52 |
| 6.6 ΠΑΡΑΔΟΧΕΣ ΜΕΛΕΤΗΣ..... | 53 |
| 6.7 ΠΡΟΣΔΙΟΡΙΣΜΟΣ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΩΝ ΜΕΓΕΘΩΝ..... | 53 |
| 6.8 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΠΟΣΟΤΗΤΩΝ..... | 54 |
| 6.8.1 Συμπιεστής – ισεντροπική απόδοση..... | 55 |
| 6.8.2 Θερμοκρασία αέρα στην έξοδο συμπιεστή..... | 56 |
| 6.8.3 Θάλαμος καύσης – υπολογισμός θερμοκρασίας καπναερίων..... | 57 |
| 6.8.4 Υπολογισμός του λόγου αέρα/καύσιμο για δεδομένη T_3 | 58 |
| 6.8.5 Αεριογόνος στρόβιλος..... | 59 |
| 6.8.6 Ισεντροπική απόδοση..... | 59 |
| 6.8.7 Θερμοκρασία καπναερίων (έξοδος αεριοστρόβιλου)..... | 60 |
| 6.8.8 Θερμοκρασία καπναερίων (έξοδος στρόβιλου ισχύος)..... | 60 |
| 6.8.9 Ισεντροπική απόδοση στρόβιλου ισχύος..... | 60 |
| 6.9 ΘΕΩΡΗΤΙΚΟΣ ΘΕΡΜΙΚΟΣ ΒΑΘΜΟΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΤΟΥ ΚΥΚΛΟΥ..... | 61 |
| 6.10 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΟΥ ΒΑΘΜΟΥ ΑΠΟΔΟΣΗΣ..... | 62 |
| 6.11 ΕΙΔΙΚΗ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ (Ε.Κ.Ε.)..... | 62 |
| 6.12 ΕΙΔΙΚΗ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ (Ε.Κ.Κ.)..... | 62 |
| 6.13 ΠΟΣΟΤΗΤΑ ΚΑΥΣΙΜΟΥ..... | 63 |
| 6.14 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΑΡΟΧΗΣ ΑΕΡΑ..... | 63 |
| 6.15 ΠΟΣΟΤΗΤΑ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ..... | 63 |
| 6.16 ΑΠΟΔΟΣΗ ΗΛΕΚΤΡΙΚΗΣ ΙΣΧΥΟΣ..... | 64 |
| 6.17 ΑΠΟΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑ ΤΟΥ ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ ΙΣΧΥΟΣ 140MW..... | 64 |
| 6.18 ΕΡΓΟ ΣΥΜΠΙΕΣΤΗ..... | 64 |
| 6.19 ΕΡΓΟ ΑΕΡΙΟΓΟΝΟΥ ΣΤΡΟΒΙΛΟΥ..... | 65 |
| 6.20 ΜΕΓΙΣΤΗ ΤΙΜΗ ΛΟΓΟΥ ΣΥΜΠΙΕΣΗΣ..... | 65 |
| 6.21 ΕΡΓΟ ΣΤΡΟΒΙΛΟΥ ΙΣΧΥΟΣ..... | 65 |
| 6.22 ΑΠΟΔΟΣΗ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ..... | 66 |
| 6.23 ΘΕΩΡΗΤΙΚΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΒΑΘΜΙΔΩΝ ΣΥΜΠΙΕΣΤΗ ΚΑΙ ΣΤΡΟΒΙΛΩΝ..... | 68 |
| 6.23.1 Α' Μέθοδος..... | 68 |
| 6.23.2 Β' Μέθοδος..... | 69 |
| 6.23.3 Γ' Μέθοδος..... | 69 |
| 6.24 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΘΕΩΡΗΤΙΚΗΣ ΠΟΣΟΤΗΤΑΣ ΑΕΡΑ ΚΑΥΣΕΩΣ (ΧΩΡΙΣ ΥΓΡΑΣΙΑ)..... | 70 |
| 6.25 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΝΤΙΔΡΩΝΤΩΝ ΚΑΙ ΠΡΟΙΟΝΤΩΝ ΚΑΥΣΗΣ (ΣΤΟΙΧ.)..... | 71 |
| 6.26 ΣΥΣΤΑΣΗ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ ΜΕ ΒΑΣΗ ΤΗΝ ΑΝΑΛΟΓΙΑ ΑΕΡΑ ΚΑΥΣΗΣ ΠΡΟΣ ΚΑΥΣΙΜΟ (m_a/m_f)..... | 72 |
| 6.27 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΗΣ ΚΑΤΑ ΒΑΡΟΣ ΣΥΣΤΑΣΗΣ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ ΣΤΗΝ ΕΞΟΔΟ ΤΟΥ ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ..... | 72 |

| | | |
|--------|---|-----|
| 6.28 | ΕΛΕΓΧΟΣ ΓΙΑ ΠΡΟΣΘΕΤΗ ΚΑΥΣΗ..... | 72 |
| 6.29 | ΠΟΣΟΤΗΤΑ ΠΑΡΑΓΟΜΕΝΩΝ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ ΣΤΗΝ ΕΞΟΔΟ ΤΟΥ ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ..... | 73 |
| 7. | ΣΥΣΤΗΜΑ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΑΤΜΟΥ | 75 |
| 7.1 | ΕΙΣΑΓΩΓΗ..... | 75 |
| 7.2 | ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΜΕΓΕΘΩΝ ΝΕΡΟΥ-ΑΤΜΟΥ..... | 77 |
| 7.3 | ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΗΜΕΙΩΝ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE..... | 78 |
| 7.3.1 | Γραμμική παρεμβολή..... | 78 |
| 7.3.2 | Σχεδίαση θερμοδυναμικού κύκλου Rankine..... | 82 |
| 7.4 | ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ - ΘΕΡΜΙΚΗΣ ΙΣΧΥΟΣ..... | 87 |
| 7.4.1 | Παραδοχές..... | 87 |
| 7.4.2 | Θερμοκρασιακή Κατανομή Καπναερίων | 88 |
| 7.5 | ΕΝΕΡΓΕΙΑ ΠΟΥ ΑΠΟΡΡΟΦΑΤΑΙ ΣΥΝΟΛΙΚΑ ΑΠΟ ΕΞΑΤΜΙΣΤΗ ΚΑΙ ΥΠΕΡ- ΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑ | 88 |
| 7.6 | ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΠΟΥ ΑΠΟΡΡΟΦΑΤΑΙ ΣΤΟΝ ΥΠΕΡΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑ ΑΤΜΟΥ..... | 88 |
| 7.7 | ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΑΤΜΟΥ..... | 89 |
| 7.8 | ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ ΣΤΗΝ ΕΞΟΔΟ ΥΠΕΡΘΕΜΑ- ΝΤΗΡΑ..... | 90 |
| 7.9 | ΕΝΕΡΓΕΙΑ ΠΟΥ ΑΠΟΡΡΟΦΑΤΑΙ ΣΤΟΝ ΕΞΑΤΜΙΣΤΗ (ΕΒΑΡΟΡΑΤΟΡ)..... | 90 |
| 7.10 | ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ ΜΕΤΑ ΤΟΝ ΟΙΚΟΝΟΜΗΤΗΡΑ..... | 90 |
| 7.11 | ΘΕΡΜΙΚΟ ΙΣΟΖΥΓΙΟ ΣΤΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ..... | 91 |
| 7.12 | ΘΕΡΜΙΚΗ ΑΠΟΔΟΣΗ (ΜΟΝΟ) ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ (Σ.Η.Θ)..... | 92 |
| 7.13 | ΘΕΡΜΑΙΝΟΜΕΝΕΣ ΕΠΙΦΑΝΕΙΕΣ..... | 92 |
| 7.13.1 | Υπερθερμαντήρας..... | 92 |
| 7.13.2 | Οικονομητήρας..... | 94 |
| 7.13.3 | Εξατμιστής..... | 95 |
| 7.13.4 | Αθροιστική θερμαινόμενη επιφάνεια..... | 97 |
| 7.14 | ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΟ ΙΣΟΖΥΓΙΟ ΣΤΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ..... | 97 |
| 7.15 | ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΑΤΜΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ..... | 98 |
| 7.16 | ΣΥΝΟΛΙΚΗ ΗΛΕΚΤΡΙΚΗ ΙΣΧΥΣ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ..... | 98 |
| 7.17 | ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΔΕΙΚΤΩΝ ΑΠΟΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑΣ ΤΗΣ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ..... | 98 |
| 7.17.1 | Για την εγκατάσταση αεριοστρόβιλου..... | 98 |
| 7.17.2 | Για την ανάκτηση θερμότητας - παραγωγής ατμού..... | 99 |
| 7.18 | ΣΥΝΟΛΙΚΟΣ ΒΑΘΜΟΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΤΗΣ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ..... | 99 |
| 8. | ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ..... | 101 |
| 9. | ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ..... | 103 |
| 10. | ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ..... | 105 |

ΕΥΡΕΤΗΡΙΟ ΣΧΗΜΑΤΩΝ

| | |
|---|-----|
| Σχήμα 1-1: Εξέλιξη της Συνολικής Καθαρής Ζήτησης Ηλεκτρικής Ενέργειας κατά την περίοδο 2000-2016 [1]..... | 1 |
| Σχήμα 1-2: Ηλεκτροπαραγωγή ανά καύσιμο (1η ΕΚΘΕΣΗ ΓΙΑ ΤΟ ΜΑΚΡΟΧΡΟΝΙΟ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΟ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟ ΤΗΣ ΕΛΛΑΔΑΣ 2008-2020) [2]..... | 6 |
| Σχήμα 1-3: Υφιστάμενη Κατάσταση του Συστήματος Ηλεκτροπαραγωγής ανά τεχνολογία (1/5/2016)..... | 7 |
| Σχήμα 1-4: Υφιστάμενοι θερμικοί σταθμοί..... | 8 |
| Σχήμα 2-1: Ο κύκλος Rankine..... | 11 |
| Σχήμα 2-2: Κύκλος επαναθέρμανσης..... | 12 |
| Σχήμα 2-3: Αναγεννητικός κύκλος..... | 12 |
| Σχήμα 2-4: Δυσάδικος κύκλος αερίων..... | 14 |
| Σχήμα 2-5: Αναγεννητικός κύκλος επαναθέρμανσης..... | 14 |
| Σχήμα 3-1: Σχηματικό διάγραμμα ροής μιας απλής μονάδας συνδυασμένου κύκλου..... | 18 |
| Σχήμα 3-2: Μονάδα συνδυασμένου κύκλου..... | 19 |
| Σχήμα 4-1: Σχηματική διάταξη γεννήτριας ατμού ανάκτησης θερμότητας..... | 34 |
| Σχήμα 4-2: Τρισδιάστατη απεικόνιση HRSG..... | 39 |
| Σχήμα 4-3: Οριζόντιος τύπος Υπερθερμαντήρα..... | 41 |
| Σχήμα 4-4: Κατακόρυφος τύπος Υπερθερμαντήρα..... | 41 |
| Σχήμα 4-5: Απαεριωτής..... | 42 |
| Σχήμα 6-1: Αεριοστροβίλοι της Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. (MHI)..... | 55 |
| Σχήμα 7-1: Προσδιορισμός PP και AP..... | 76 |
| Σχήμα 7-2: Κύκλος του Rankine χωρίς υπερθέρμανση (α) και με υπερθέρμανση (β)..... | 77 |
| Σχήμα 7-3: Τα σημεία του κύκλου του Rankine που προσδιορίζονται..... | 78 |
| Σχήμα 7-4: Σχεδίαση θερμοδυναμικού κύκλου Rankine..... | 83 |
| Σχήμα 7-5: Σχηματική αναπαράσταση θερμοκρασιών καπναερίων και νερού-ατμού..... | 87 |
| Σχήμα 10-1: Θερμοκρασιακό μέτωπο καπναερίων / νερού-ατμού στο σύστημα ανάκτησης θερμότητας..... | 107 |
| Σχήμα 10-2: Ροή ρευμάτων μονάδας παραγωγής συνδυασμένου κύκλου..... | 109 |

ΕΥΡΕΤΗΡΙΟ ΕΙΚΟΝΩΝ

| | |
|--|----|
| Εικόνα 3-1: Το τμήμα καταλύτη SCR..... | 21 |
| Εικόνα 3-2: Δέσμευση οξειδίων του αζώτου..... | 21 |
| Εικόνα 4-1: Σχηματική διάταξη αεριοστροβίλου..... | 23 |
| Εικόνα 4-2: Διάγραμμα σωληνοειδούς καυστήρα..... | 27 |
| Εικόνα 4-3: Τρισδιάστατη απεικόνιση ατμοστροβίλου..... | 28 |
| Εικόνα 4-4: Πτερύγια ατμοστροβίλου και λεπτομέρεια..... | 29 |
| Εικόνα 4-5: Γεννήτρια ατμού ανάκτησης θερμότητας (HRSG)..... | 32 |

ΕΥΡΕΤΗΡΙΟ ΠΙΝΑΚΩΝ

| | |
|--|-----|
| Πίνακας 1-1: Υφιστάμενο δυναμικό ηλεκτροπαραγωγής ανά τεχνολογία..... | 7 |
| Πίνακας 1-2: Ισχύς υφιστάμενων μονάδων (Πηγή: ΑΔΜΗΕ, Μελέτη Επάρκειας Ισχύος 2017-2023)..... | 8 |
| Πίνακας 5-1: Σύσταση Φυσικού Αερίου..... | 45 |
| Πίνακας 6-1: Εισαγωγή σταθερών μεγεθών..... | 47 |
| Πίνακας 6-2: Εισαγωγή δεδομένων..... | 48 |
| Πίνακας 6-3: Εισαγωγή μεταβλητών..... | 48 |
| Πίνακας 6-4: Συγκεντρωτική παρουσίαση συνθηκών..... | 48 |
| Πίνακας 6-5: Κατανομή ισχύος στην μονάδα..... | 49 |
| Πίνακας 6-6: Μοντέλα αεριοστροβίλων..... | 54 |
| Πίνακας 6-7: Περιεκτικότητα φυσικού αερίου..... | 70 |
| Πίνακας 6-8: Υπολογισμοί αντιδρώντων..... | 71 |
| Πίνακας 6-9: Υπολογισμοί προϊόντων..... | 71 |
| Πίνακας 6-10: Σύσταση των καπναερίων..... | 72 |
| Πίνακας 6-11: Ποσότητες καπναερίων..... | 73 |
| Πίνακας 7-1: Συγκεντρωτικός πίνακας κατάστασης σημείων..... | 85 |
| Πίνακας 7-2: Συμβολισμοί θερμοκρασιών καπναερίων και νερού-ατμού..... | 87 |
| Πίνακας 7-3: Αποτελέσματα συστήματος ανάκτησης θερμότητας..... | 91 |
| Πίνακας 7-4: Συνολική θερμαινόμενη επιφάνεια..... | 97 |
| Πίνακας 7-5: Συγκεντρωτικός πίνακας θερμικής ισχύος..... | 97 |
| Πίνακας 10-1: Συγκεντρωτικός πίνακας συνθηκών..... | 105 |
| Πίνακας 10-2: Σύσταση καπναερίων στην καπνοδόχο..... | 105 |
| Πίνακας 10-3: Συγκεντρωτικά στοιχεία λειτουργίας του αεριοστροβίλου..... | 106 |
| Πίνακας 10-4: Συγκεντρωτικά στοιχεία λειτουργίας του Ατμοπαραγωγού..... | 106 |

ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ ΚΑΙ ΣΥΝΤΟΜΟΓΡΑΦΙΕΣ

A. ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ

| Σύμβολο | Μέγεθος | Μονάδα |
|-----------------------------------|--|-------------------------|
| A | Επιφάνεια | m ² |
| C _p | Ειδική θερμότητα υπό σταθερή πίεση | kJ/kg·°C |
| C _v | Ειδική θερμότητα υπό σταθερό όγκο | kJ/kg·°C |
| dp | Διάμετρος σωλήνα ή στομίου | |
| E | Ενέργεια | kJ |
| f | Λόγος μαζών αέρα / καυσίμου | |
| H, h | Ενθαλπία | kJ/kg |
| m _k | ροή καπναερίων | kg/h , kg/s |
| m | Παροχή | kg/s |
| N _e , N _{est} | Παραγόμενη ηλεκτρική Ισχύς στον αεριοστρόβιλο | MW |
| n _s | Αριθμός βαθμίδων | |
| P | Πίεση | bar |
| Q | Ποσό θερμότητας ή θερμικό φορτίο | kJ |
| Q | Θερμική ισχύς | kJ/hr |
| q | Πυκνότητα ροής θερμότητας | kJ/m ² hr |
| r | Λόγος πιέσεων | |
| S, s | Εντροπία | kJ/kg·°K |
| T | Θερμοκρασία | °K, °C |
| T ₁ , P ₁ | Θερμοκρασία πίεση αέρα στην είσοδο του συμπιεστή | °K, bar |
| T ₂ , P ₂ | Θερμοκρασία, πίεση αέρα στην έξοδο του συμπιεστή | °K, bar |
| T ₃ , P ₃ | Θερμοκρασία, πίεση καπναερίων στην είσοδο του αεριογόνου στροβίλου | °K, bar |
| T ₄ , P ₄ | Θερμοκρασία, πίεση καπναερίων στην έξοδο του αεριογόνου στροβίλου αντίστοιχα | °K, bar |
| T ₅ , P ₅ | Θερμοκρασία, πίεση καπναερίων στην έξοδο του στροβίλου ισχύος | °K, bar |
| t _w | Θερμοκρασία νερού | °C |
| t _s | Θερμοκρασία ατμού | |
| t _x | Θερμοκρασία (x=1,2,3,..) | °C |
| U | Ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας | kJ/m ² hr °C |
| V | Όγκος | m ³ |
| W | Έργο | kJ/s, W |
| g | Λόγος ειδικών θερμοτήτων C _p /C _v | |
| ΔT | Διαφορά θερμοκρασίας | °K, °C |
| ΔP | Διαφορά πίεσης | bar |
| (ΔTm) _{log} | Μέση Λογαριθμική Διαφορά Θερμοκρασίας | °C |
| η | Βαθμός απόδοσης % | |
| Θ | Θερμοκρασιακή σχέση | |
| t | Χρόνος παραμονής | s, min |
| u | Ταχύτητα | m/s |
| Φ | Ειδική ατμοποίηση | kg/kWh |

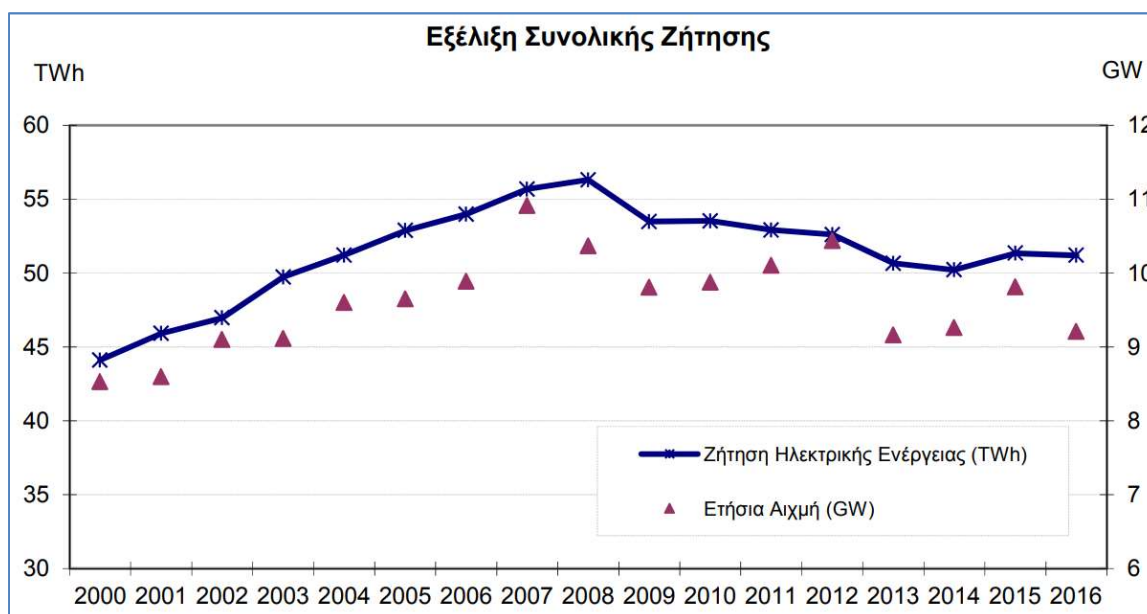
B. ΣΥΝΤΟΜΟΓΡΑΦΙΕΣ

| Σύμβολο | Μέγεθος | Μονάδα |
|----------------------|---|--------|
| a | Καπναέρια | |
| c | Συμπιεστής | |
| e | Ηλεκτρικός | |
| E.K.K | Ειδική Κατανάλωση καυσίμου | kg/kWh |
| E.K.E | Ειδική κατανάλωση ενέργειας | kJ/kWh |
| HRSG | Γεννήτρια ατμού ανάκτησης θερμότητας | |
| L.H.V | Κατώτερη θερμογόνος Δύναμη | |
| P.H.R | Λόγος ηλεκτρισμού προς θερμότητα | |
| R | Περιστρεφόμενα μέρη | |
| s, s ₁ | Κεκορεσμένος ατμός | |
| s ₂ | Υπέρθερμος ατμός | |
| SCR | Συστήματα επιλεκτικής καταλυτικής μείωσης | |
| st , l _{st} | Ατμός ή ατμός χαμηλής πίεσης | |
| pt, PT | Στρόβιλος | |
| th | Θερμική | |
| w, fw | Νερό | |
| wb | Νερό στρατσώνας | |
| α | Αέρας | |
| Ex | Εξατμιστής | |
| q , θ | Θεωρητικό | |
| Oik | Οικονομητήρας | |
| P, π | Πραγματικό | |
| Up | Υπερθερμαντής | |

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η παγκόσμια παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, χαρακτηρίζεται από μια σπειροειδή ανέλιξη του κόστους της, λόγω της εξάντλησης των συμβατικών ενεργειακών πόρων καθώς και της αύξησης της ρύπανσης, ενώ ο κόσμος βρίσκεται υπό την απειλή της ενεργειακής κρίσης και της ρύπανσης που δημιουργείται κατά τη διαδικασία παραγωγής της ενέργειας.

Για να αντιμετωπιστούν αυτές τις προκλήσεις, η μια παράμετρος είναι ο έλεγχος της αυξανόμενης ζήτησης ενέργειας και η άλλη είναι η ανάπτυξη ενός αποδοτικότερου συστήματος μετατροπής της ενέργειας.



Σχήμα 1-1: Εξέλιξη της Συνολικής Καθαρής Ζήτησης Ηλεκτρικής Ενέργειας κατά την περίοδο 2000-2016 [1]

Προκειμένου να ικανοποιηθούν οι δυο παραπάνω στόχοι, δηλαδή εξοικονόμηση ενεργειακών πόρων και περιορισμός των εκπομπών, έχουν προταθεί πολλά μέτρα. Ανάμεσα σε αυτά είναι και η αύξηση του βαθμού απόδοσης των θερμικών σταθμών με την αναβάθμιση των υπάρχουσών τεχνολογιών και την ανάπτυξη νέων, όπως και θα αναλυθεί στην συνέχεια της εργασίας. Αύξηση του βαθμού απόδοσης σημαίνει ότι με την ίδια ποσότητα καυσίμου θα παράγεται περισσότερη χρήσιμη ενέργεια. Αυτό οδηγεί στην εξοικονόμηση καυσίμου, καθώς θα

μπορεί να ικανοποιηθεί περισσότερη ζήτηση, ενώ μπορεί να βοηθήσει στην μείωση της περιβαλλοντικής επιβάρυνσης, καθώς οι εκλυόμενοι ρύποι θα μειωθούν ανά kWh παραγόμενης ενέργειας. Με αυτόν τον τρόπο θα καταστεί δυνατή η όσο το δυνατό καλύτερη χρήση των φυσικών πόρων, με σεβασμό προς το περιβάλλον και τον ίδιο τον άνθρωπο.

Ένας σταθμός παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας είναι ένα σύνολο συναρμολογημένων συστημάτων ή υποσυστημάτων με σκοπό την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.

Το εργοστάσιο παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας πρέπει να είναι αποδοτικό οικονομικά και περιβαλλοντικά φιλικό προς την κοινωνία.

Στα πλαίσια αυτά η μελέτη προσανατολίζεται σε ένα ενεργειακά αποδοτικό σύστημα που αφορά τα συμβατικά συστήματα ισχύος, δηλαδή να αυξήσει την αποτελεσματικότητα της μετατροπής του συστήματος.

Ο κύριος εξοπλισμός για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας είναι η γεννήτρια. Όταν αυτή η γεννήτρια συνδεθεί με ένα σύστημα που την κινεί λειτουργεί και παράγεται ηλεκτρισμός. Ο τύπος του συστήματος της πρωταρχικής κίνησης καθορίζει, το είδος του σταθμού παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, (π.χ. εγκατάσταση παραγωγής ατμού, μονάδα παραγωγής ντίζελ, μονάδα παραγωγής αεριοστροβίλων, μονάδα πυρηνικής ενέργειας, υδροηλεκτρικός σταθμός).

Οι μεγάλες μονάδες παραγωγής ενέργειας, όπως αυτή που εξετάζει η παρούσα εργασία, είναι τα εργοστάσια παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας με τη χρήση αεριοστροβίλων και ατμοστροβίλων, που ονομάζονται θερμικές, επειδή μετατρέπουν τη θερμότητα σε ηλεκτρική ενέργεια.

1.1 ΣΤΑΘΜΟΙ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΗΛΕΚΤΡΙΚΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ

1.1.1 Διαθέσιμες κατηγορίες παραγωγής ηλεκτρισμού

Οι τέσσερις μεγάλες κατηγορίες σταθμών παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας είναι οι ακόλουθες:

1. Θερμοηλεκτρικοί σταθμοί (μονάδες που λειτουργούν με καύσιμα με βάση τον άνθρακα όπως ο άνθρακας, φυσικό αέριο και προϊόντα πετρελαίου).

A. Οι μονάδες παραγωγής ατμού του ατμοστροβίλου παράγουν ηλεκτρική ενέργεια δημιουργώντας ατμό σε υψηλή πίεση και θερμοκρασία στους λέβητες, ο οποίος στη συνέχεια οδηγείται σε έναν ατμοστρόβιλο ο οποίος με την σειρά του κινεί μια γεννήτρια, η τότε παράγει ηλεκτρική ενέργεια. Ο ατμοστρόβιλος ακολουθεί τον Κύκλο του Rankine.

B. Απλές μονάδες αεριοστροβίλου που ακολουθούν τον κύκλο Brayton.

Σε αυτούς τους αεριοστροβίλους, ο αέρας συμπιέζεται στο τμήμα του συμπιεστή του στροβίλου σε υψηλή πίεση και θερμοκρασία και στον καυστήρα, ο αέρας θερμαίνεται περαιτέρω σε υψηλότερη θερμοκρασία σε σταθερή πίεση. Ο αέρας που εξέρχεται από τον καυστήρα βρίσκεται σε υψηλή πίεση και θερμοκρασία και είναι κατόπιν οδηγείται μέσω του στροβίλου σε μια γεννήτρια που παράγει ηλεκτρική ενέργεια.

Γ. Οι μονάδες συνδυασμένου κύκλου εγκαθίστανται στα εργοστάσια ηλεκτρικής ενέργειας, τα οποία χρησιμοποιούν την απορριπτόμενη θερμότητα από τον κύριο κινητήρα για την παραγωγή του ατμού, και συνεπώς, ο ατμός χρησιμοποιείται σε ατμοστρόβιλο για το παραγωγή πρόσθετης ενέργειας. Αυτός είναι συνήθως ένας συνδυασμός του Κύκλος Brayton (αεριοστρόβιλος) ως ανώτερος κύκλος (top) και τον Κύκλο Rankine (ατμοστρόβιλος) ως κατώτερος κύκλος (bottom).

Ωστόσο, τεχνικά, ο όρος μπορεί να χρησιμοποιηθεί για οποιονδήποτε συνδυασμό κύκλων. Πολλά μικρά εργοστάσια χρησιμοποιούν τον Κύκλο Diesel ως ανώτερο κύκλο, με τον κύκλο Rankine ως κατώτερο (bottoming) κύκλο, ενώ άλλα εργοστάσια χρησιμοποιούν τον κύκλο Brayton ως ανώτερο και κατώτερο.

Οι σταθμοί συνδυασμένου κύκλου δεν είναι καινούργια έννοια, δεδομένου ότι ορισμένοι σταθμοί λειτουργούν από τα μέσα της δεκαετίας του '50. Αυτά τα εργοστάσια υλοποιούνται με νέους αεριοστρόβιλους υψηλής απόδοσης.

Δ. Η συμπαραγωγή είναι η παραγωγή δύο ή περισσοτέρων μορφών ενέργειας σε ένα μόνο εργοστάσιο. Η πιο κοινή εφαρμογή του όρου είναι η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και ατμού για χρήση σε διάφορες εφαρμογές.

Αυτό δεν σημαίνει ότι δεν υφίστανται άλλοι τύποι μονάδων συμπαραγωγής που έχουν σχεδιαστεί και χρησιμοποιηθεί.

Τα εργοστάσια συνδυασμένης παραγωγής χρησιμοποιούνται για την παραγωγή ενέργειας είτε χρησιμοποιώντας τα καυσαέρια άμεσα από τους κύριους κινητήρες για προθέρμανση του αέρα στους κλιβάνους, για συστήματα απορρόφησης ψύξης ή για τη θέρμανση διαφορετικών τύπων υγρών που εφαρμόζονται σε διαφορετικές διεργασίες. Τα συστήματα συμπαραγωγής χρησιμοποιούνται επίσης σε πετροχημικά εργοστάσια ως κινητήριιοι μοχλοί για τη συμπίεση των αερίων που επεξεργάζονται και στη συνέχεια η χρησιμοποιούμενη θερμότητα είτε να παράγει ατμό για άμεση χρήση στη διαδικασία είτε για χρήση σε περαιτέρω διαδικασίες.

2. Οι μονάδες πυρηνικής ενέργειας είναι μονάδες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας σχεδιασμένες να παράγουν χρησιμοποιήσιμη ενέργεια από ατομικούς πυρήνες μέσω ελεγχόμενων πυρηνικών αντιδράσεων. Η πιο κοινή μέθοδος σήμερα είναι μέσω της πυρηνικής σχάσης, αν και άλλες μέθοδοι περιλαμβάνουν την πυρηνική σύντηξη. Η πυρηνική σχάση είναι η διάσπαση του τον πυρήνα του ατόμου. Όταν γίνει αυτό, απελευθερώνεται μια τεράστια ποσότητα ενέργειας. Η ενέργεια αυτή είναι θερμότητα και ενέργεια φωτός. Η πυρηνική σύντηξη υλοποιείται ενώνοντας τους μικρότερους πυρήνες για να φτιάξουν έναν μεγαλύτερο πυρήνα. Στον ήλιο συμβαίνει πυρηνική σύντηξη ατόμων υδρογόνου σε άτομα ηλίου, με αποτέλεσμα να παράγεται θερμότητα, φως και άλλες ακτινοβολίες. Το πλεονέκτημα της πυρηνικής σύντηξης είναι ότι δημιουργεί λιγότερα ραδιενεργού υλικού από ό, τι η σχάση και η προμήθεια καυσίμων είναι πολύ μακράς διάρκειας.

Όλες οι τρέχουσες μέθοδοι περιλαμβάνουν τη θέρμανση ενός ρευστού εργασίας όπως το νερό, το οποίο στη συνέχεια μετατρέπεται σε ατμό και στη συνέχεια οδηγείται σε ένα ατμοστρόβιλο ώστε να κινήσει μια γεννήτρια, με σκοπό την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.

3. Οι υδραυλικές μονάδες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας παράγουν ηλεκτρική ενέργεια από το νερό που ρέει στο φυσικό περιβάλλον σε ρυάκια ή ποτάμια

ή που περιέχεται σε ανθρωπογενείς εγκαταστάσεις όπως δεξαμενές, αγωγούς ή κανάλια. Το νερό είναι σήμερα η κορυφαία ανανεώσιμη πηγή ενέργειας που χρησιμοποιούνται από τις ηλεκτρικές εταιρίες για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.

Τα υδροηλεκτρικά εργοστάσια εγκαθίστανται όταν υπάρχει διαθέσιμο ρέον νερό. Υπάρχουν δύο βασικοί τύποι υδροηλεκτρικών σταθμών παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας:

A. Υδροηλεκτρική ενέργεια που παράγεται από φράγμα ποταμών και λιμνών που λειτουργούν ως μεγάλες δεξαμενές νερού. Η απελευθέρωση του νερού με το άνοιγμα των πυλών φραγής του, προκαλεί πτώση του νερού και περιστροφή των μεγάλων υδραυλικών στροβίλων, οι οποίοι, με τη σειρά τους, περιστρέφουν τη γεννήτρια, παράγοντας ηλεκτρική ενέργεια.

B. Οι υδροηλεκτρικές μονάδες των ποταμών παράγουν ενέργεια διαιρώντας την ροή και στέλνοντάς την σε μικρότερους υδραυλικούς στροβίλους. Δεν χρειάζονται μεγάλα φράγματα σε αυτό το είδος ενός υδροηλεκτρικού έργου. Μικρά υδροηλεκτρικά συστήματα χρησιμοποιούν την ενέργεια του ρέοντος νερού και την μετατρέπουν σε ηλεκτρική ενέργεια. Οι δυνατότητες αυτών των συστημάτων εξαρτώνται από τη διαθεσιμότητα του ρέοντος νερού, και παρέχουν φθηνή και αξιόπιστη ενέργεια.

Αυτά τα συστήματα συνδυάζονται με το περιβάλλον τους και έχουν ελάχιστα αρνητικές περιβαλλοντικές επιπτώσεις.

Η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας με νερό έχει πολλά πλεονεκτήματα. Το πλεονέκτημα είναι ότι το νερό είναι μια πηγή φθηνής ενέργειας. Σε σύγκριση με τον άνεμο, είναι μια πιο αξιόπιστη πηγή. Επιπλέον, επειδή δεν συμβαίνει καύση, υπάρχει μικρή ατμοσφαιρική ρύπανση σε σύγκριση με τα ορυκτά καύσιμα και περιορισμένη θερμική ρύπανση σε σύγκριση με τα πυρηνικά εργοστάσια. Όπως ισχύει και για τις άλλες πηγές ενέργειας, η χρήση νερού για παραγωγή έχει περιορισμούς, συμπεριλαμβανομένων των περιβαλλοντικών επιπτώσεων που προκαλούνται από φράγματα ποταμών και ρευμάτων, τα οποία επηρεάζουν τα ενδιαφέροντα της τοπικής χλωρίδας και πανίδας.

4. Μονάδες παραγωγής ενέργειας από ανανεώσιμες πηγές (ΑΠΕ), όπως τα εργοστάσια που χρησιμοποιούν ανανεώσιμες πηγές όπως ο ήλιος, ο άνεμος, οι ωκεανοί και τα βιοκαύσιμα από πηγές όπως καλαμπόκι, σπόροι σόγιας, φοινικέλαιο, κράμβη και αποσύνθεση απορριμμάτων.

Ο νόμος 3851/2010 έχει θέσει ως στόχο η συμμετοχή της ενέργειας που παράγεται από ΑΠΕ. στην ακαθάριστη τελική κατανάλωση ενέργειας να ανέλθει σε ποσοστό 20%.

1.1.2 Η Παραγωγή Ηλεκτρικής Ενέργειας στην Ελλάδα

Η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας επιτυγχάνεται με την εκμετάλλευση διαφόρων πρωτογενών πηγών ενέργειας και παρουσιάζει μεγάλες διαφοροποιήσεις από χώρα σε χώρα, ανάλογα με τους διαθέσιμους εγχώριους Ενεργειακούς Πόρους, την Ενεργειακή Πολιτική της χώρας, τις γεωλογικές, γεωφυσικές και κλιματολογικές ιδιαιτερότητες αυτής. Οι πηγές παραγωγής ενέργειας διακρίνονται στις συμβατικές που βασίζονται σε ορυκτά στερεά, υγρά ή αέρια καύσιμα, όπως το πετρέλαιο, ο άνθρακας (λιθάνθρακας και λιγνίτης), το φυσικό αέριο, στην πυρηνική ενέργεια και στις

ανανεώσιμες πηγές ενέργειας (ΑΠΕ) που χρησιμοποιούν ανεξάντλητες πηγές (άνεμος, ήλιος, νερό κλπ.) και δεν καταναλώνουν τα περιορισμένα ενεργειακά ορυκτά αποθέματα.

Η Ηλεκτροπαραγωγή κατατάσσεται σε δύο μεγάλες κατηγορίες ανάλογα με το είδος των πηγών ενέργειας που χρησιμοποιεί. Οι κατηγορίες αυτές είναι:

- η Ηλεκτροπαραγωγή από Συμβατικά καύσιμα, η οποία χρησιμοποιεί σαν πηγή ενέργειας ορυκτά στερεά, υγρά ή αέρια καύσιμα, τα οποία έχουν σχηματιστεί σε παλαιότερες γεωλογικές περιόδους και βρίσκονται αποθηκευμένα στο υπέδαφος, σε μικρότερα ή μεγαλύτερα βάθη σε πεπερασμένες, μη ανανεώσιμες ποσότητες.

- η Ηλεκτροπαραγωγή από Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας, η οποία αντίθετα με την πρώτη, χρησιμοποιεί πηγές διαχρονικές, που δεν εξαντλούν περιορισμένα ενεργειακά αποθέματα. Η Ηλεκτροπαραγωγή από ΑΠΕ είναι άμεσα συνδεδεμένη με τον ήλιο και τα φυσικά φαινόμενα και κατά συνέπεια εξαρτάται από την περιοδικότητα ή την στοχαστικότητα αυτών των φαινομένων.

Κάθε χώρα έχει επιλέξει το δικό της μείγμα Τεχνολογιών Ηλεκτροπαραγωγής. Το μείγμα αυτό διαφέρει από χώρα σε χώρα γιατί καθορίζεται από παράγοντες όπως:

- οι διαθέσιμοι εγχώριοι Ενεργειακοί Πόροι
- οι Διεθνείς Συγκυρίες και η Ενεργειακή Πολιτική
- οι γεωλογικές, γεωφυσικές, γεωγραφικές και κλιματολογικές ιδιαιτερότητες.

1.1.3 Εγκατεστημένη Ισχύς Ηλεκτροπαραγωγής στην Ελλάδα

Εξετάζοντας την εγκατεστημένη ηλεκτροπαραγωγική ισχύ στην Ελλάδα για το χρονικό διάστημα από το 1990 μέχρι και το 2007, διαπιστώνουμε τα εξής:

Το μεγαλύτερο ποσοστό της εγκατεστημένης ηλεκτροπαραγωγικής ισχύος είναι βασισμένο στον λιγνίτη, διότι είναι εγχώριο προϊόν και βρίσκεται σε αφθονία σε πολλά κοιτάσματα στην ηπειρωτική Ελλάδα.

Το σταθερό, σχετικά μεγάλο ποσοστό της εγκατεστημένης ηλεκτροπαραγωγικής ισχύος που βασίζεται στο πετρέλαιο και τα προϊόντα του, και αυτό κύρια λόγω του μεγάλου πλήθους των ελληνικών νησιών και των δυσκολιών διασύνδεσής τους.

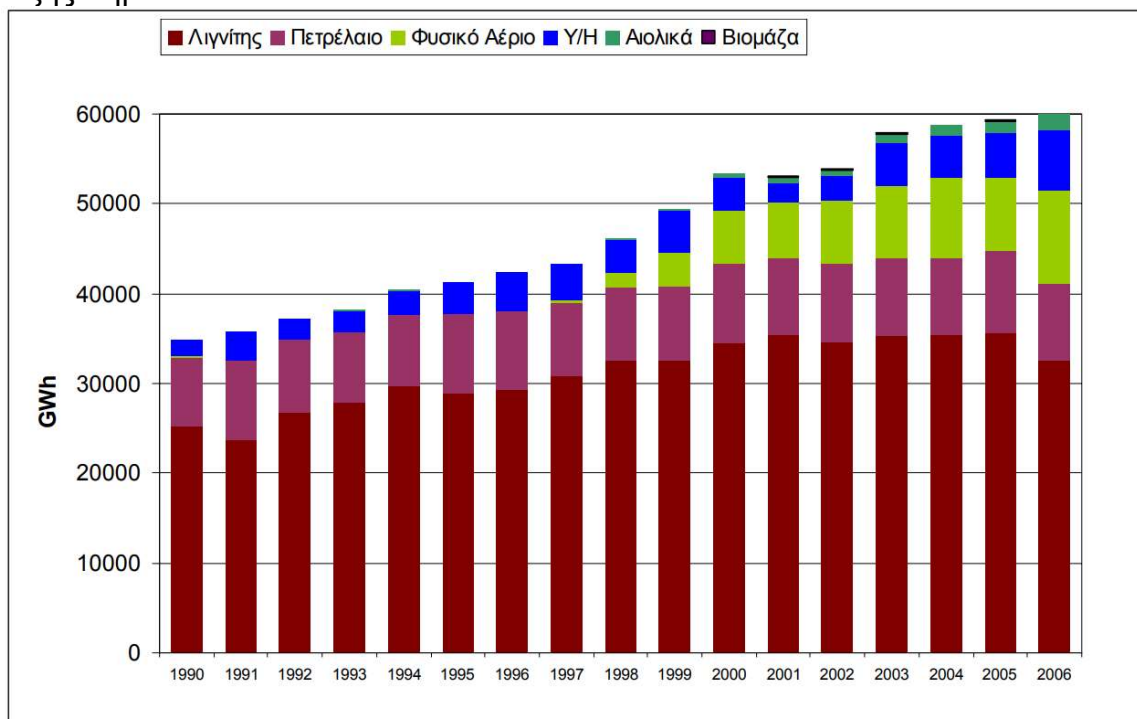
Το σταθερό ποσοστό υδροηλεκτρικών εγκατεστημένων μονάδων, οι οποίες για την κατασκευή τους απαιτούν τεράστιες περιβαλλοντικές παρεμβάσεις για δημιουργία φραγμάτων και υδατικών ταμιευτήρων.

Την πρώτη εμφάνιση και τη σταδιακή αύξηση των μονάδων ηλεκτροπαραγωγής με χρήση Φυσικού Αερίου μετά την κατασκευή του αγωγού μεταφοράς του Φ/Α στη χώρα μας.

Τη μικρή αλλά συνεχή αύξηση των εγκατεστημένων μονάδων αιολικής ενέργειας και τη σηματοδότηση της νέας εποχής για τη διεύθυνση των ΑΠΕ στην ηλεκτροπαραγωγή.

1.1.3.1 Συνολική Παραγόμενη Ηλεκτρική Ενέργεια

Παρατηρώντας το γράφημα της εξέλιξης της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας στην Ελλάδα για το χρονικό διάστημα από το 1990 μέχρι και το 2007, διαπιστώνουμε τα εξής σημαντικά:



Σχήμα 1-2: Ηλεκτροπαραγωγή ανά καύσιμο (1η ΕΚΘΕΣΗ ΓΙΑ ΤΟ ΜΑΚΡΟΧΡΟΝΙΟ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΟ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟ ΤΗΣ ΕΛΛΑΔΑΣ 2008-2020) [2]

Την αυξανόμενη παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας με την πάροδο του χρόνου, η οποία απεικονίζει την οικονομική ανάπτυξη της εποχής αυτής και την αντανάκλασή της στην αυξανόμενη ζήτηση ηλεκτρικής ενέργειας.

Το μεγάλο μερίδιο της ετήσιας παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας από λιγνίτη αλλά και την ετήσια ποσοστιαία μείωση ως προς την ετήσια συνολική παραγωγή.

Την ετήσια παραγόμενη από πετρέλαιο Η/Ε, τη διατήρησή της σαν ποσότητα με την πάροδο του χρόνου και τη μείωσή της ως ποσοστού επί της ετήσιας παραγωγής με την πάροδο του χρόνου.

Την είσοδο του φυσικού αερίου στο μείγμα της παραγόμενης Η/Ε στην Ελλάδα και την ετήσια σταδιακή αύξηση της παραγόμενης από αυτό Η/Ε λόγω της εγκατάστασης νέων Σταθμών Παραγωγής τεχνολογίας Φ/Α.

Την παραγόμενη από υδροηλεκτρικούς σταθμούς Η/Ε, με την διευκρίνιση ότι οι εμφανείς αυξομειώσεις απεικονίζουν τις ετήσιες βροχοπτώσεις των περιοχών εγκατάστασης των σταθμών.

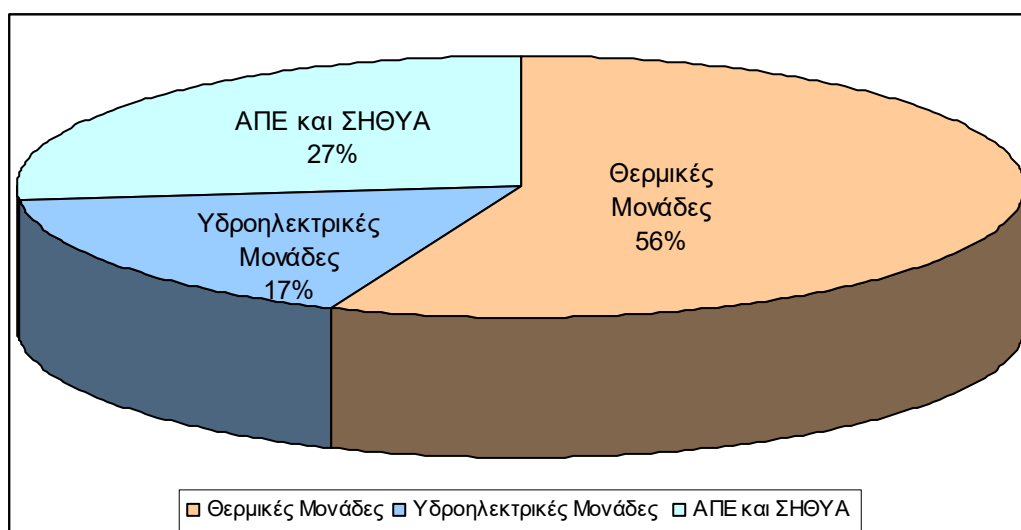
Την βαθμιαία αύξηση της παραγόμενης από Ανανεώσιμες Πηγές Η/Ε τα τελευταία χρόνια και την διεύδυση των ΑΠΕ στην Ηλεκτροπαραγωγή.

1.1.3.2 Υφιστάμενο Σύστημα Ηλεκτροπαραγωγής

Η συνολική εγκατεστημένη ισχύς στο ΕΣΜΗΕ ανέρχεται σε 17,5 GW. Στον επόμενο πίνακα συνοψίζεται το υφιστάμενο δυναμικό ηλεκτροπαραγωγής ανά τεχνολογία.

Πίνακας 1-1: Υφιστάμενο δυναμικό ηλεκτροπαραγωγής ανά τεχνολογία

| | Εγκατεστημένη Ισχύς (MW) | (%) |
|--------------------------------------|---------------------------------|--------------|
| Θερμικές Μονάδες | 9.834,3 | 56,1 |
| Υδροηλεκτρικές Μονάδες με ταμιευτήρα | 3.017,7 | 17,2 |
| ΑΠΕ και ΣΗΘΥΑ | 4.676,3 | 26,7 |
| ΣΥΝΟΛΟ | 17.528,3 | 100,0 |



Σχήμα 1-3: Υφιστάμενη Κατάσταση του Συστήματος Ηλεκτροπαραγωγής ανά τεχνολογία (1/5/2016)

1.1.3.3 Υφιστάμενες Θερμικές Μονάδες

Η πλειονότητα του συστήματος ηλεκτροπαραγωγής (56% της συνολικής εγκατεστημένης ισχύος) αποτελείται από θερμικές μονάδες, οι οποίες περιλαμβάνουν λιγνιτικές, πετρελαϊκές μονάδες και μονάδες φυσικού αερίου, όπως φαίνεται και στον Πιν. 4.2.

Οι μονάδες αυτές καλύπτουν και το μεγαλύτερο μέρος της ζήτησης ηλεκτρικής ενέργειας (51,9% για το 2015).

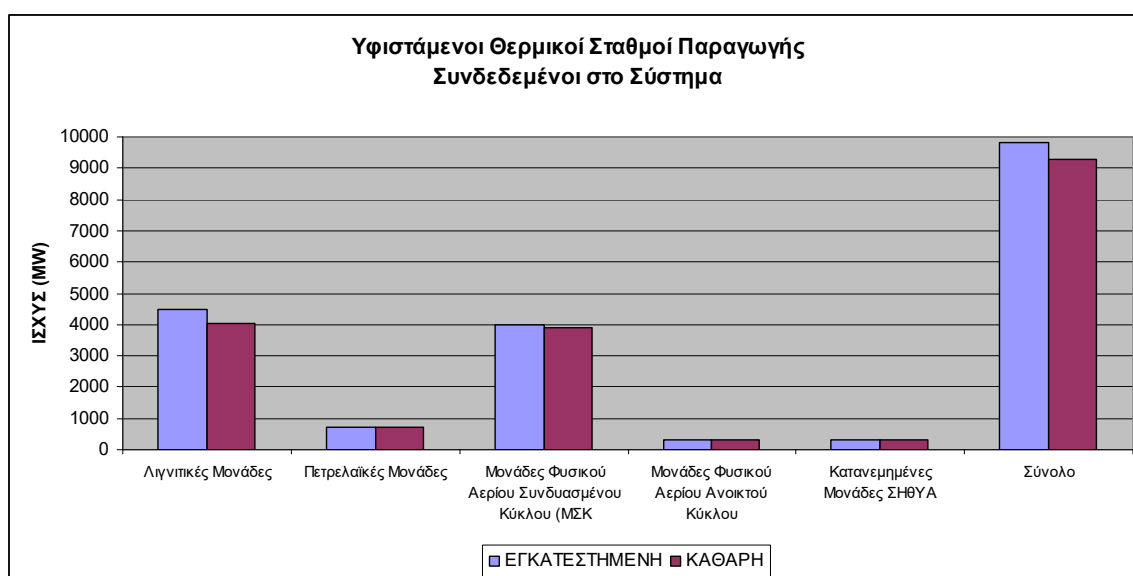
Οι κύριοι λιγνιτικοί σταθμοί βρίσκονται στην περιοχή της Πτολεμαΐδας, στη βόρεια Ελλάδα και στη περιοχή της Μεγαλόπολης, στην Πελοπόννησο. Οι πετρελαϊκές μονάδες και οι μονάδες φυσικού αερίου βρίσκονται κυρίως κοντά στην περιοχή της

πρωτεύουσας, όπου συγκεντρώνεται περίπου το 30% της συνολικής κατανάλωσης του Συστήματος.

Ο στόλος των θερμικών μονάδων μπορεί να χαρακτηριστεί πεπαλαιωμένος σε γενικές γραμμές, αφού οι περισσότερες μονάδες έχουν συμπληρώσει πάνω από είκοσι χρόνια λειτουργίας, αν και την τελευταία δεκαετία προστέθηκαν στο Σύστημα περίπου 3400 MW από νέες μονάδες φυσικού αερίου. Πάντως την τελευταία πενταετία τέθηκαν σε εμπορική λειτουργία πέντε νέες μονάδες συνδυασμένου κύκλου συνολικής καθαρής ισχύος 2115 MW και μία μονάδα ΣΗΘΥΑ καθαρής ισχύος 334 MW.

Πίνακας 1-2: Ισχύς υφιστάμενων μονάδων (Πηγή: ΑΔΜΗΕ, Μελέτη Επάρκειας Ισχύος 2017-2023)

| Τύπος μονάδας | ΙΣΧΥΣ (MW) | |
|--|----------------|----------------|
| | Εγκατεστημένη | Καθαρή |
| Λιγνιτικές Μονάδες | 4.462 | 4.028 |
| Πετρελαϊκές Μονάδες | 730 | 698 |
| Μονάδες Φυσικού Αερίου Συνδυασμένου Κύκλου (ΜΣΚ) | 3.999,8 | 3.919,6 |
| Μονάδες Φυσικού Αερίου Ανοικτού Κύκλου | 308.5 | 298.8 |
| Κατανεμημένες Μονάδες ΣΗΘΥΑ | 334 | 334 |
| Σύνολο | 9.834,3 | 9.278,4 |



Σχήμα 1-4: Υφιστάμενοι θερμικοί σταθμοί

2. ΘΕΡΜΙΚΟΙ ΚΥΚΛΟΙ ΣΤΑΘΜΩΝ ΘΕΡΙΚΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ

2.1 ΓΕΝΙΚΑ

Η Θερμοδυναμική είναι η επιστήμη που εξετάζει την μετατροπή της ενέργειας από μηχανική ενέργεια (έργο) σε θερμότητα και αντίστροφα, μέσα από τη μελέτη των θερμικών διεργασιών.

Με τον όρο διεργασία εννοούμε την μετάβαση από τη μια κατάσταση ενός συστήματος σε μια άλλη. Πρόκειται για ένα σύνολο αρχών (νόμων) που μας επιτρέπει να κατανοήσουμε και να ακολουθήσουμε την ενέργεια όπως αυτή μετασχηματίζεται από τη μια μορφή στην άλλη.

2.1.1 Θερμοδυναμικοί νόμοι

- Μηδενικός Θερμοδυναμικός Νόμος:

Δύο συστήματα σε θερμική ισορροπία με ένα τρίτο βρίσκονται σε θερμική ισορροπία και μεταξύ τους. (αρχή λειτουργίας των θερμομέτρων).

Ο μηδενικός νόμος της θερμοδυναμικής διατυπώθηκε μετά τον πρώτο νόμο. Δηλώνει ότι αν δύο σώματα είναι το καθένα σε θερμική ισορροπία με ένα τρίτο, πρέπει επίσης να βρίσκονται σε θερμική ισορροπία μεταξύ τους.

- Πρώτος Θερμοδυναμικός Νόμος

Ο πρώτος νόμος της θερμοδυναμικής λέει ότι η ενέργεια δεν μπορεί να καταστραφεί ή να δημιουργηθεί. Όταν μια ενέργεια η μορφή μετατρέπεται σε άλλη, η συνολική ποσότητα ενέργειας παραμένει σταθερή. Ένα παράδειγμα αυτού του νόμου είναι ο κινητήρας βενζίνης. Η χημική ενέργεια στο καύσιμο μετατρέπεται σε διάφορες μορφές, όπως κινητική ενέργεια κίνησης, δυναμική ενέργεια, χημική ενέργεια στο διοξείδιο του άνθρακα και νερό των καυσαερίων.

- Δεύτερος Θερμοδυναμικός Νόμος

Ο δεύτερος νόμος της θερμοδυναμικής είναι ο νόμος εντροπίας, ο οποίος λέει ότι όλες οι φυσικές διαδικασίες γίνονται με τέτοιο τρόπο ώστε η διαθεσιμότητα της ενέργειας να μειώνεται. Αυτό σημαίνει ότι καμία μετατροπή του ενεργειακού πόρου δεν μπορεί ποτέ να είναι 100% αποτελεσματική.

- Τρίτος Θερμοδυναμικός Νόμος

Ο τρίτος νόμος της Θερμοδυναμικής ορίζει ότι η εντροπία ενός συστήματος σε απόλυτη θερμοκρασία ($T = 0 \text{ }^\circ\text{K}$) είναι μηδέν (δηλαδή $S = 0$). Η φυσική ερμηνεία αυτού του νόμου, υποδεικνύει ότι είναι αδύνατον η θερμοκρασία ενός συστήματος να φτάσει μέσω μιας διεργασίας στο απόλυτο μηδέν της κλίμακας Κέλβιν σε πεπερασμένο αριθμό βημάτων.

Η χρήση αυτού του νόμου δεν είναι απαραίτητη για τις περισσότερες θερμοδυναμικές εργασίες, αλλά είναι μια υπενθύμιση ότι, (όπως στην απόδοση ενός ιδεώδους κινητήρα), υπάρχουν απόλυτα όρια στη φυσική.

2.1.2 Ταξινόμηση των θερμοδυναμικών κύκλων στην παραγωγή ενέργειας.

Οι θερμοδυναμικοί κύκλοι που υλοποιούνται στους σταθμούς παραγωγής ενέργειας κατανέμονται γενικά στις ακόλουθες ομάδες:

A) Κύκλοι ισχύος ατμού

- κύκλος Carnot
- κύκλος Rankine
- αναγεννητικός κύκλος
- κύκλος αναθέρμανσης
- κύκλος δυαδικού ατμού

B) Κύκλοι ισχύος αερίου

- κύκλος Otto
- κύκλος Diesel
- κύκλος διπλής καύσης
- κύκλος αεριοστροβίλου

Κύκλος Carnot

Αυτός ο κύκλος έχει μεγάλη σημασία για τη θεωρία της θερμότητας, αν και πρακτικά δεν ήταν δυνατή η κατασκευή του σε ένα σταθμό παραγωγής, ενώ έχει υψηλή θερμοδυναμική απόδοση.

Πρόκειται για ένα πρότυπο σύγκρισης για όλους τους άλλους κύκλους. Η θερμική απόδοση (η) του κύκλου Carnot είναι:

$$\eta = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

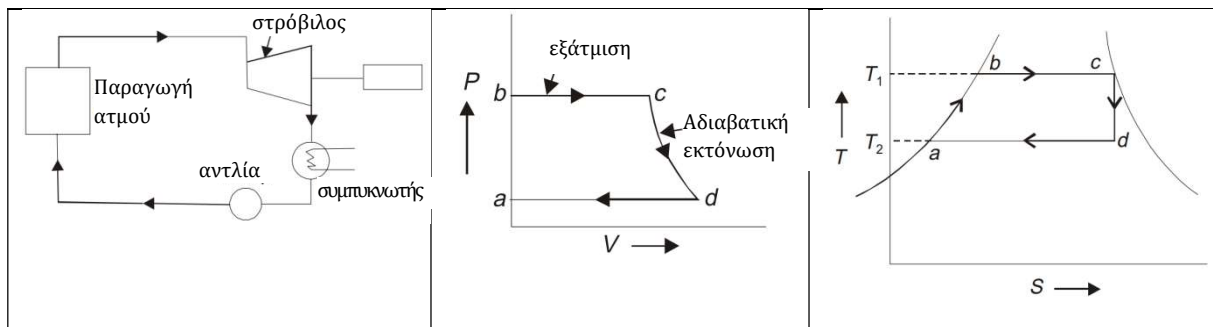
όπου,

T_1 = Θερμοκρασία της πηγής θερμότητας

T_2 = Θερμοκρασία του δέκτη

Κύκλος Rankine

Οι μηχανές ατμού και οι αμοστροβίλοι στους οποίους χρησιμοποιείται ατμός ως μέσο εργασίας ακολουθούν τον κύκλο Rankine. Αυτός ο κύκλος μπορεί να πραγματοποιηθεί με τέσσερα τμήματα εξοπλισμού και σωληνώσεις για τη μεταφορά όπως φαίνεται στο σχήμα:



Σχήμα 2-1: Ο κύκλος Rankine

Η απόδοση του κύκλου Rankine είναι:

$$\eta = \frac{H_1 - H_2}{H_1 - H_{w2}}$$

όπου,

H_1 = Συνολική θερμότητα ατμού στην πίεση εισόδου

H_2 = Συνολική θερμότητα ατμού σε πίεση συμπυκνωτή (πίεση εξάτμισης)

H_{w2} = Συνολική θερμότητα νερού κατά την εξάτμιση

Κύκλος επαναθέρμανσης

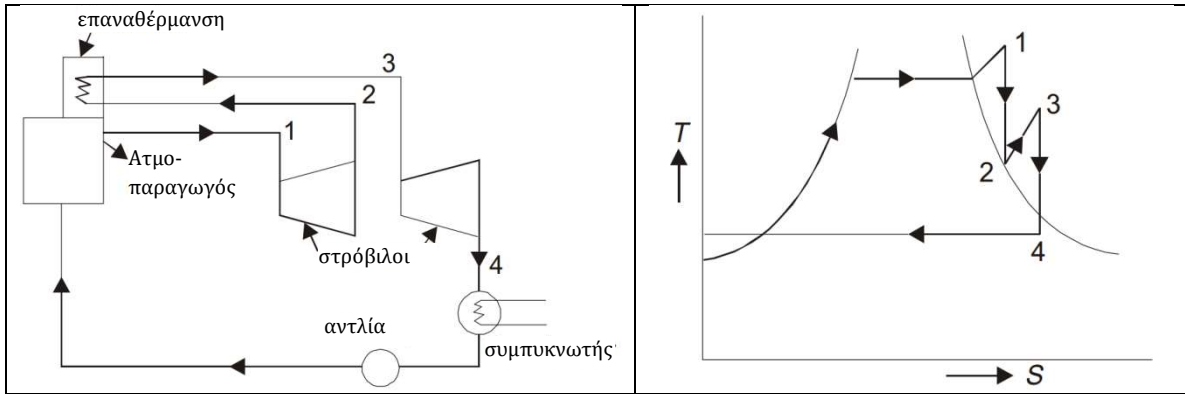
Σε αυτόν τον κύκλο ο ατμός εξάγεται από ένα κατάλληλο σημείο στον στρόβιλο και επαναθερμαίνεται στην αρχική θερμοκρασία από τα καυσαέρια. Η επαναθέρμανση γενικά χρησιμοποιείται όταν η πίεση είναι υψηλή δηλαδή μεγαλύτερη από 100 kg/cm². Τα πλεονεκτήματα της επαναθέρμανσης είναι τα εξής:

- (i) Αυξάνει το βαθμό ξηρότητας του ατμού στις εξατμίσεις έτσι ώστε η διάβρωση των πτερυγίων να οφείλεται σε πρόσκρουση του τα σωματίδια νερού μειώνονται.
- (ii) Αυξάνει τη θερμική απόδοση.
- (iii) Αυξάνει το έργο ανά kg ατμού που έχει ως αποτέλεσμα το μειωμένο μέγεθος του λέβητα.

Τα μειονεκτήματα της επαναθέρμανσης είναι τα εξής:

- (i) Το κόστος του εργοστασίου αυξάνεται λόγω του αναθερμαντήρα και του μεγάλου μήκους στις συνδέσεις του.
- (ii) Αυξάνει τις απαιτήσεις του συμπυκνωτή λόγω του αυξημένου κλάσματος ξηρότητας.

Το σχήμα 6 δείχνει το διάγραμμα ροής του κύκλου επαναθέρμανσης. Ο πρώτος στρόβιλος είναι τουρμπίνα υψηλής πίεσης και ο δεύτερος στρόβιλος χαμηλής πίεσης (L.P.) στρόβιλος. Αυτός ο κύκλος εμφανίζεται στο T-S (Εντροπία-θερμοκρασία).



Σχήμα 2-2: Κύκλος επαναθέρμανσης

Η απόδοση του κύκλου είναι:

$$\eta = \frac{(H_1 - H_2) + (H_3 - H_4)}{H_1 + (H_3 - H_2) - H_{w4}}$$

όπου,

H_1 = Συνολική θερμότητα ατμού στο 1

H_2 = Ολική θερμότητα ατμού στο 2

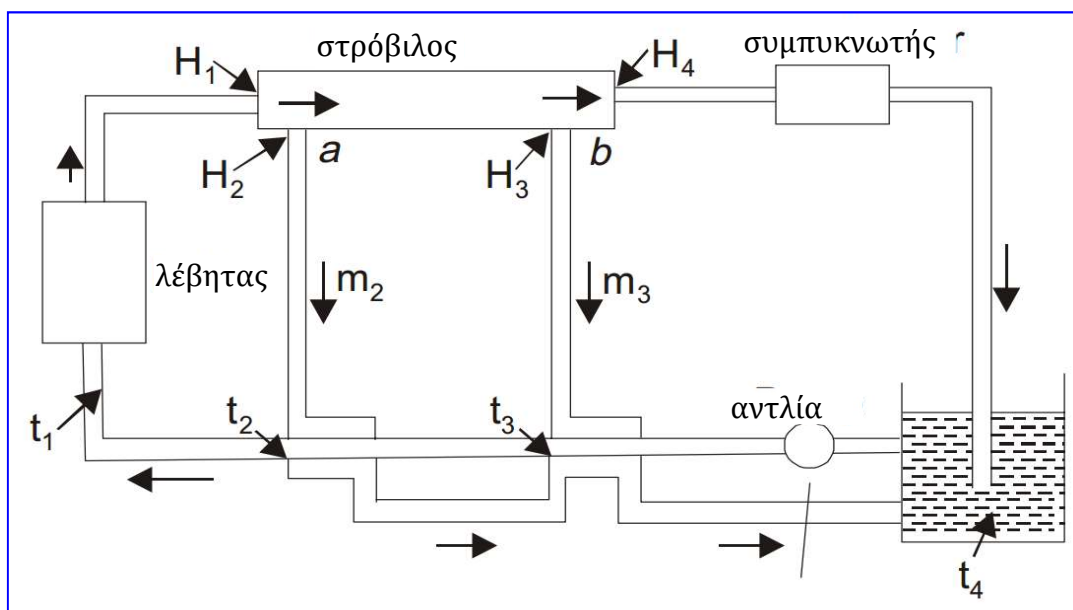
H_3 = Συνολική θερμότητα ατμού στο 3

H_4 = Συνολική θερμότητα ατμού στις 4

H_{w4} = Συνολική θερμότητα νερού στο 4

Αναγεννητικός κύκλος

Η διαδικασία εξαγωγής ατμού από τον στρόβιλο σε ορισμένα σημεία κατά τη διάρκεια της εκτόνωσης και η χρήση του αυτού του ατμού για θέρμανση του νερού τροφοδοσίας είναι γνωστός ως αναγέννηση του ατμού. Η υλοποίηση της αναγέννησης του ατμού σε δύο στάδια φαίνεται στο σχήμα 2-3.



Σχήμα 2-3: Αναγεννητικός κύκλος

όπου,

m_2 = Βάρος του αφαιρούμενου ατμού ανά kg νερού που τροφοδοτείται με θερμότητα

H_1 = Ενθαλπίες ατμού και νερού στο λέβητα

H_{w1} = Ενθαλπίες ατμού και νερού στο λέβητα

H_2, H_3 = Ενθαλπίες ατμού στα σημεία α και β

t_2, t_3 = Θερμοκρασίες ατμού στα σημεία α και β

H_4, H_{w4} = Ενθαλπία του ατμού και του νερού που καταναλώνεται μέχρι να θερμανθεί επαρκώς.

Έργο του στροβίλου ανά kg τροφοδοτικού ύδατος μεταξύ εισόδου και α (= $H_1 - H_2$)

Έργο μεταξύ α και β = $(1 - m_2)(H_2 - H_3)$,

Έργο που παράχθηκε ανάμεσα στο σημείο β και την στην εξάτμιση = $(1 - m_2 - m_3)(H_3 - H_4)$,

Συνολική παροχή θερμότητας ανά kg νερού τροφοδοσίας = $H_1 - H_{w2}$

Απόδοση (η)

$$\eta = \frac{(H_1 - H_2) + (1 - m_2)(H_2 - H_3) + (1 - m_2 - m_3)(H_3 - H_4)}{H_1 - H_{w4}}$$

Διαδικός κύκλος αερίων

Σε αυτόν τον κύκλο χρησιμοποιούνται δύο υγρά, ένα εκ των οποίων ο υδράργυρος.

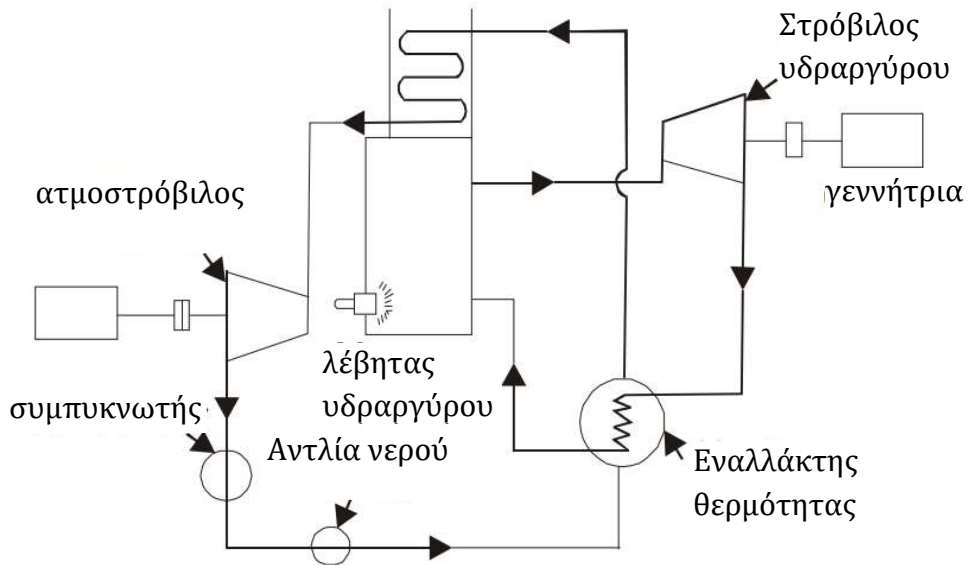
Ο ατμοστρόβιλος υδραργύρου είναι μια μορφή θερμικής μηχανής που χρησιμοποιεί υδράργυρο ως μέσο στον θερμικό κύκλο. Ένας αεριοστρόβιλος υδραργύρου χρησιμοποιείται σε συνδυασμό με έναν ατμοστρόβιλο για την παραγωγή ηλεκτρισμού.

Στον λέβητα υδραργύρου θερμαίνεται ο υδράργυρος σε ατμούς υδραργύρου σε ξηρή και κορεσμένη κατάσταση. Αυτοί οι ατμοί υδραργύρου διοχετεύονται στην τουρμπίνα υδραργύρου και στη συνέχεια μεταφέρουν τη θερμότητα στο τροφοδοτούμενο νερό και το μετατρέπουν σε ατμό. Ο ατμός κατόπιν θερμαίνεται υπερβολικά από τα καυτά καυσαέρια και συνέχεια αναπτύσσεται στον ατμοστρόβιλο.

Ο κύκλος υδραργύρου προσφέρει αύξηση της απόδοσης σε σύγκριση με έναν κύκλο μόνο με ατμό, επειδή η ενέργεια μπορεί να εγχυθεί στον κύκλο Rankine σε υψηλότερη θερμοκρασία.

Αυτό το παράδειγμα παραγωγής συνδυασμένου κύκλου δεν φαίνεται να έχει υιοθετηθεί ευρέως, πιθανώς λόγω του υψηλού κόστους κεφαλαίου και του προφανούς κινδύνου τοξικότητας εάν ο υδράργυρος διαρρεύσει στο περιβάλλον.

Υπερθερμαντήρας ατμού

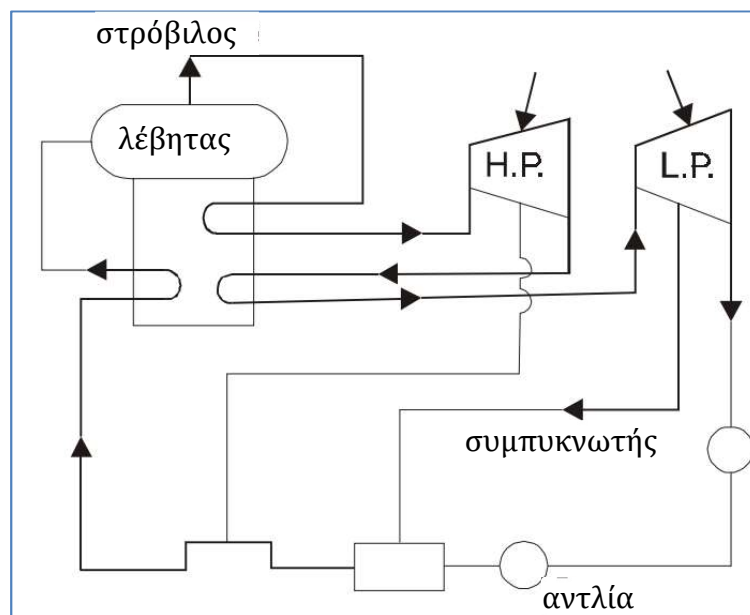


Σχήμα 2-4: Διαδικός κύκλος αερίων

Αναγεννητικός κύκλος επαναθέρμανσης

Σε ατμοηλεκτρικούς σταθμούς που χρησιμοποιούν ατμό σε υψηλή πίεση χρησιμοποιείται αναγεννητικός κύκλος επαναθέρμανσης. Η θερμική απόδοση αυτού του κύκλου είναι υψηλότερη από τον κύκλο αναθέρμανσης ή τον αναγεννητικό κύκλο.

Το σχήμα δείχνει το διάγραμμα ροής του αναγεννητικού κύκλου επαναθέρμανσης. Αυτός ο κύκλος χρησιμοποιείται συνήθως για την παραγωγή ατμού υψηλής πίεσης (90 kg/cm^2) για την αύξηση της αποτελεσματικότητας του κύκλου.



Σχήμα 2-5: Αναγεννητικός κύκλος επαναθέρμανσης

Οι ατμοηλεκτρικοί σταθμοί λειτουργούν με τροποποιημένο κύκλο Rankine στην περίπτωση ατμομηχανών και ισοεντροπικών κύκλων στην περίπτωση των ατμοστρόβιλων και των ατμοστρόβιλων αντίδρασης.

Στην περίπτωση των κινητήρων εσωτερικής καύσης (I.C. Κινητήρες) (Diesel Power Plant) λειτουργούν με τον κύκλο Otto, ενώ ο αεριοστρόβιλος λειτουργεί με τον κύκλο Brayton.

Συμπερασματικά, λοιπόν, στους θερμικούς σταθμούς, η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας 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.

3. ΜΟΝΑΔΑ ΣΥΝΔΥΑΣΜΕΝΟΥ ΚΥΚΛΟΥ

3.1 ΓΕΝΙΚΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ

Οι μονάδες παραγωγής ενέργειας συνδυασμένου κύκλου (CCPP) χρησιμοποιούν δύο διαφορετικές θερμικές μηχανές και μία μόνο είσοδο θερμότητας (καυστήρα) για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Σε έναν συνδυασμένο κύκλο, η θερμότητα που αποβάλλεται από την εξάτμιση του συστήματος τροφοδοτεί ένα δεύτερο σύστημα. Στις θερμικές μηχανές περιλαμβάνονται οι αεριοστρόβιλοι, κινητήρες εσωτερικής καύσης, αμοστρόβιλοι, κυψέλες καυσίμου και μικροστρόβιλοι. Ο πιο συνήθης χρησιμοποιούμενος συνδυασμός είναι ένας αεριοστρόβιλος και ένας αμοστρόβιλος. Σε ένα εργοστάσιο παραγωγής απλού κύκλου με φυσικό αέριο, τα καυσαέρια από αεριοστρόβιλο (συνήθως 500-650°C) απορρίπτονται στην ατμόσφαιρα, χάνοντας περίπου τα 2/3 της εισερχόμενης ενέργειας. Ένας συνδυασμένος κύκλος, ωστόσο, χρησιμοποιεί μια αμογεννήτρια ανάκτησης θερμότητας (HRSG) για την αξιοποίηση αυτής της ενέργειας. Η HRSG είναι ένας εναλλάκτης θερμότητας που μεταφέρει ενέργεια από την εξάτμιση σε ένα σύστημα νερού το οποίο στη συνέχεια γίνεται ατμός. Αυτός ο ατμός χρησιμοποιείται στη συνέχεια για να κινήσει έναν αμοστρόβιλο, παράγοντας περισσότερη ηλεκτρική ενέργεια από ένα απλό κύκλωμα μονάδας φυσικού αερίου με ένα κύκλο μόνο.

3.2 ΔΥΟ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΠΟΥ ΛΕΙΤΟΥΡΓΟΥΝ ΣΤΗ ΣΕΙΡΑ

Σε μια μονάδα αεριοστροβίλου συνδυασμένου κύκλου (CCGT), ένας αεριοστρόβιλος και ένας αμοστρόβιλος λειτουργούν ταυτόχρονα. Ο αεριοστρόβιλος λειτουργεί με τον ίδιο τρόπο όπως σε μια μονάδα παραγωγής με φυσικό αέριο, εκτός από το ότι σε ένα συνδυασμένο κύκλο τα καυσαέρια από τον αεριοστρόβιλο εκτρέπονται μέσω της HRSG προτού απορριφθούν στο περιβάλλον. Στην HRSG, μεγάλο μέρος της θερμικής ενέργειας που διαφορετικά θα χαθεί χρησιμοποιείται για να θερμαίνει το νερό σε ατμό που οδηγείται σε έναν αμοστρόβιλο και να παράγει πρόσθετη ηλεκτρική ενέργεια.

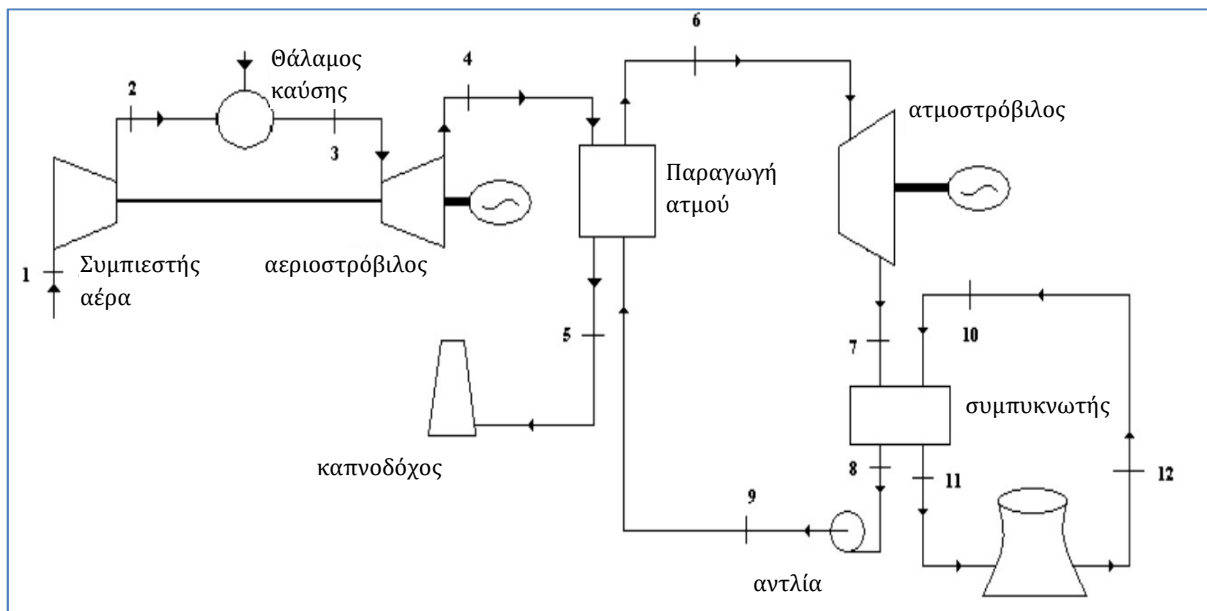
Σε μια τυπική μονάδα παραγωγής ατμού, ένας λέβητας χρησιμοποιείται για τη δημιουργία ατμού που αποστέλλεται μέσω ενός αμοστρόβιλου για την παραγωγή ηλεκτρισμού. Ο ατμός συμπυκνώνεται έπειτα σε υγρό έτσι ώστε να μπορεί να αντληθεί πίσω στο λέβητα όπου ο κύκλος ξεκινά πάλι. Ο κύκλος του ατμού σε ένα CCPP λειτουργεί παρόμοια με μια μονάδα παραγωγής ατμού, εκτός από το ότι χρησιμοποιείται HRSG αντί για λέβητα. Σε αντίθεση με έναν λέβητα, το HRSG δημιουργεί ατμό χωρίς την ανάγκη εισόδου καυσίμου επειδή η διαδικασία του αεριοστροβίλου έχει ήδη δημιουργήσει τη θερμότητα. Η εξάτμιση του αεριοστρόβιλου παρέχει αρκετή ενέργεια για να υπερθερμανθεί ο ατμός που απαιτείται για να αποφευχθεί η βλάβη του αμοστρόβιλου. Εάν τα καυσαέρια από τον αεριοστρόβιλο δεν περιέχουν επαρκή ενέργεια για την υπερθέρμανση του ατμού, οι καυστήρες αεραγωγών μπορούν να εγκατασταθούν στο σύστημα για να προσθέσουν την απαιτούμενη ενέργεια ή να αυξήσουν την ποιότητα της διαδικασίας.

3.3 ΒΑΣΙΚΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΜΟΝΑΔΑΣ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ ΣΥΝΔΥΑΣΜΕΝΟΥ ΚΥΚΛΟΥ (CCPP)

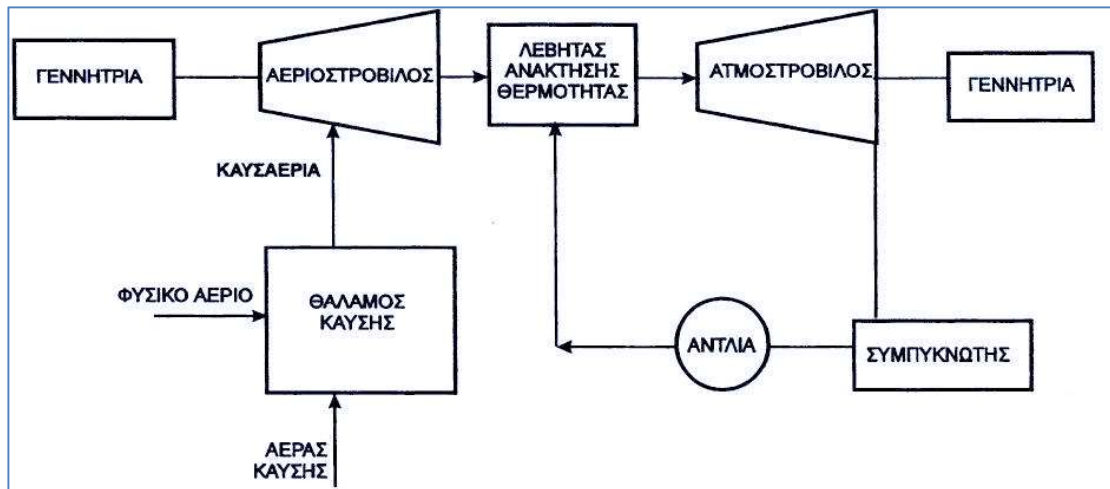
Η μονάδα παραγωγής ενέργειας συνδυασμένου κύκλου (CCPP) που εξετάζεται στην παρούσα ανάλυση παρουσιάζεται στο σχήμα 1.

Η βασική λειτουργία ακολουθεί τα εξής βήματα:

1. Ο αέρας στη θερμοκρασία περιβάλλοντος συμπιέζεται από τον συμπιεστή αέρα και κατευθύνεται προς το θάλαμο καύσης.
2. Ο συμπιεσμένος αέρας αναμιγνύεται με το φυσικό αέριο από το σύστημα τροφοδοσίας καυσίμου για την παραγωγή θερμού αερίου καύσης στον καυστήρα.
3. Το καυτό αέριο καύσης παρέχεται στον αεριοστρόβιλο όπου παράγεται η ισχύς.
4. Το καυσαέριο διέρχεται μέσω μιας γεννήτριας ατμού ανάκτησης θερμότητας, όπου το νερό μετατρέπεται σε ατμό υψηλής πίεσης.
5. Ο ατμός υψηλής πίεσης από τον λέβητα κινεί τον ατμοστρόβιλο.
6. Ο εξερχόμενος ατμός από τον ατμοστρόβιλο ρέει μέσα στο συμπυκνωτή.
7. Ο ατμός διαχωρίζεται στο τύμπανο του λέβητα και τροφοδοτείται στο τμήμα του υπερθερμαντή και στο τμήμα του συμπυκνωτή.
8. Ο υπερθερμασμένος ατμός που παράγεται από τον υπερθερμαντή εισέρχεται στον ατμοστρόβιλο μέσω της βαλβίδας διακοπής του στροβίλου.
9. Μετά την έξοδο από τον ατμοστρόβιλο, ο ατμός συμπυκνώνεται στον συμπυκνωτή.



Σχήμα 3-1: Σχηματικό διάγραμμα ροής μιας απλής μονάδας συνδυασμένου κύκλου



Σχήμα 3-2: Μονάδα συνδυασμένου κύκλου

3.3.1 Απορρόφηση της απορριπτόμενης θερμότητας

Η απόρριψη θερμότητας οφείλεται σε ανεπάρκεια εξοπλισμού και συστήματος καθώς και στους θερμοδυναμικούς περιορισμούς των διαδικασιών. Η βελτίωση της βιομηχανικής αποδοτικότητας συνήθως περιλαμβάνει την προσθήκη νέου εξοπλισμού ή τη μείωση της ποσότητας ενέργειας που καταναλώνεται από τον υπάρχοντα εξοπλισμό.

Η πιο πολύτιμη μέθοδος είναι η σύλληψη και η επαναχρησιμοποίηση της χαμένης ή απορριπτόμενης θερμότητας που παράγεται από τη βιομηχανική διαδικασία. Κατά τη λειτουργία, το 20-50% της καταναλισκόμενης ενέργειας χάνεται ως απορριπτόμενη θερμότητα. Σε πολλές περιπτώσεις, οι τροποποιήσεις ανάκτησης θερμότητας μπορούν να βελτιώσουν τη συνολική απόδοση έως και 50%.

Ένας HRSG είναι η βάση για την ανάκτηση της θερμότητας σε ένα συνδυασμένο κύκλο. Ένα HRSG μειώνει τη θερμοκρασία των καυσαερίων από 500-650°C σε περίπου 65-150°C. Με την ανάκτηση της θερμότητας που θα είχε χαθεί σε μια εγκατάσταση απλού κύκλου, μπορεί να δημιουργηθεί περισσότερος ηλεκτρισμός με την ίδια είσοδο καυσίμου.

3.3.2 Καυστήρες αερίου

Οι καυστήρες αερίου, είναι συμπληρωματικοί καυστήρες που αυξάνουν την ποιότητα ή την ποσότητα του ατμού που παράγεται μέσα στο HRSG και δίνουν τη δυνατότητα στον ατμοστρόβιλο να παράξει περισσότερη ενέργεια. Αφού μειωθεί η θερμοκρασία των καυσαερίων από τον αεριοστρόβιλο, αυξάνεται και πάλι στους καυστήρες των αγωγών για να συνεχίσει τη θέρμανση του νερού. Ωστόσο, επειδή η καύση του επιπλέον καυσίμου συνεπάγεται πρόσθετο κόστος, οι καυστήρες αγωγών ενεργοποιούνται μόνο όταν οι ηλεκτρικές εταιρείες αγοράζουν ηλεκτρική ενέργεια σε υψηλή τιμή. Με άλλα λόγια, αν και παράγεται περισσότερη ηλεκτρική ενέργεια, το κόστος παραγωγής κάθε MW αυξάνεται επίσης.

3.3.3 Αποδοτικότητα

Η αποδοτικότητα των σταθμών παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας εκφράζεται συνήθως με ρυθμούς θέρμανσης (Btu/kWh), παρόμοιοι με τον τρόπο με τον οποίο ταξινομούνται τα αυτοκίνητα ανά mpg (Miles Per Gallon).

Το ακρωνύμιο mpg αντιπροσωπεύει το Miles Per Gallon και είναι ένα μέτρο για το πόσο μπορεί να ταξιδέψει ένα αυτοκίνητο αν βάλουμε μόνο ένα γαλόني βενζίνης ή ντίζελ στη δεξαμενή του. Αυτός ο τυποποιημένος αριθμός μας βοηθά να συγκρίνουμε τα αυτοκίνητα με βάση την αποδοτικότητά τους, αλλά δεν αντικατοπτρίζει πάντα την πραγματική οικονομία καυσίμου τους.

Ο ρυθμός θέρμανσης συγκρίνει πόση ενέργεια εισάγεται στο σύστημα ανά kWh παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας. Αντίθετα από ένα αυτοκίνητο, ωστόσο, όσο χαμηλότερος είναι ο ρυθμός θερμότητας τόσο πιο αποδοτική είναι η μονάδα παραγωγής ενέργειας. Σύμφωνα με την Υπηρεσία Ενεργειακής Πληροφορίας των ΗΠΑ (EIA), ο ρυθμός θέρμανσης υπολογίζεται κατά μέσο όρο σε:

- 10.330 Btu/kWh για μονάδες παραγωγής ατμού,
- 12.560 Btu/kWh για μονάδες παραγωγής αεριοστροβίλων,
- 10.200 Btu/kWh για μονάδες εσωτερικής καύσης και
- 8900 Btu/kWh για μονάδες συνδυασμένου κύκλου
(βάσει των δεδομένων του 2012).

Αυτά τα δεδομένα καταδεικνύουν ότι οι συνδυασμένοι κύκλοι είναι πολύ πιο αποδοτικοί από οποιοδήποτε άλλο είδος σταθμού ηλεκτροπαραγωγής στις ΗΠΑ.

Η ανάκτηση και η αξιοποίηση της αποβαλλόμενης θερμότητας αυξάνει σημαντικά την αποδοτικότητα ενός σταθμού ηλεκτροπαραγωγής. Η αποτελεσματικότητα ενός CCGT μπορεί να προσεγγίσει το 60%. Οι νεότεροι αεριοστροβίλοι είναι σχεδόν 40% αποδοτικοί και ο κύκλος ατμού που λειτουργεί υπό συνθήκες συνδυασμένου κύκλου είναι περίπου 30% αποτελεσματικός. Μια σύγκριση των δύο συστημάτων απλού κύκλου αποκαλύπτει ότι ο σταθμός συνδυασμένου κύκλου είναι πολύ αποδοτικότερος από οποιοδήποτε από τα δύο συστήματα και μόνο, επειδή η απόβλητη θερμότητα στο συνδυασμένο σύστημα χρησιμοποιείται για τη παραγωγή περισσότερης ισχύος. Ο αμοστροβίλος δημιουργεί το 1/3 της συνολικής ισχύος (η οποία διαφορετικά θα χαθεί ως θερμότητα μέσω της καμινάδας του σταθμού παραγωγής ενέργειας χωρίς τη χρήση συνδυασμένου κύκλου).

Η βιομηχανία χρησιμοποιεί την παρακάτω εξίσωση για τον υπολογισμό της απόδοσης μιας συνδυασμένης μονάδας παραγωγής ενέργειας:

Εξίσωση απόδοσης συνδυασμένου κύκλου:

$$\eta_{cc} = \eta_{c1} + \eta_{c2} - \eta_{c1} \eta_{c2}$$

όπου,

η_{c1} = απόδοση του 1^{ου} κύκλου

η_{c2} = απόδοση του 2^{ου} κύκλου

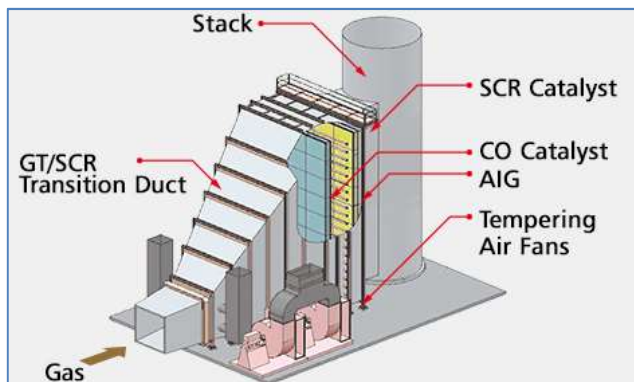
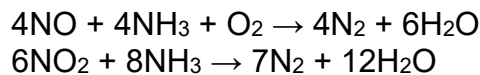
η_{cc} = απόδοση του συνδυασμένου κύκλου

Για παράδειγμα, αν η αποδοτικότητα ενός συστήματος αεριοστροβίλου με απλό κύκλο είναι 35% και ο κύκλος ατμού στροβίλου απλού κύκλου είναι 30%, η συνδυασμένη απόδοση θα είναι $0,35 + 0,30 - 0,35 * 0,30 = 0,545$ ή 54,5%. Είναι

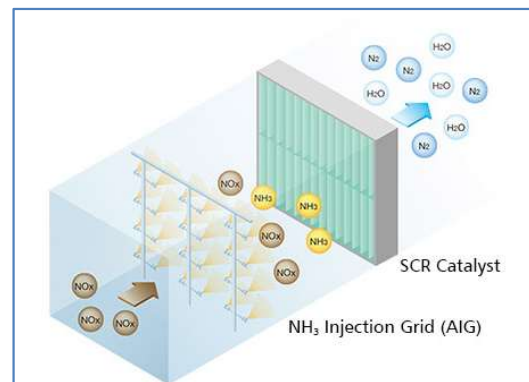
δηλαδή υψηλότερη από ότι για τους απλούς κύκλους επειδή δημιουργείται περισσότερη ισχύς για την ίδια εισαγωγή καυσίμου.

3.3.4 Εκπομπές

Η επαναχρησιμοποίηση της απορριπτόμενης θερμότητας μειώνει την ποσότητα καυσίμου που απαιτείται για να κάνει την ίδια εργασία με ένα απλό σύστημα κύκλων. Η χρήση λιγότερων καυσίμων οδηγεί σε λιγότερη ρύπανση από ό, τι παράγεται από δύο εγκαταστάσεις απλού κύκλου που λειτουργούν ξεχωριστά. Συνεπώς με τη χρήση λιγότερων καυσίμων, οι σταθμοί συνδυασμένου κύκλου παράγουν λιγότερες ποσότητες αερίων θερμοκηπίου και άλλων ατμοσφαιρικών ρύπων όπως το CO₂ και τα NO_x. Τα συστήματα επιλεκτικής καταλυτικής μείωσης (Selective Catalytic Reduction - SCR) χρησιμοποιούνται στα απλά και συνδυασμένα συστήματα για τη μείωση των εκπομπών NO_x από τα καυσαέρια του στροβίλου. Εγκατεστημένο σε HRSG, ένα SCR εγχέει υγρή αμμωνία μέσα στα καπναέρια, τα οποία αντιδρούν με τα οξείδια του αζώτου για να παράγουν καθαρό άζωτο (N₂) και νερό. Το SCR μπορεί να αφαιρέσει έως και το 90% των οξειδίων του αζώτου από την εξάτμιση του στροβίλου.



Εικόνα 3-1: Το τμήμα καταλύτη SCR



Εικόνα 3-2: Δέσμευση οξειδίων του αζώτου

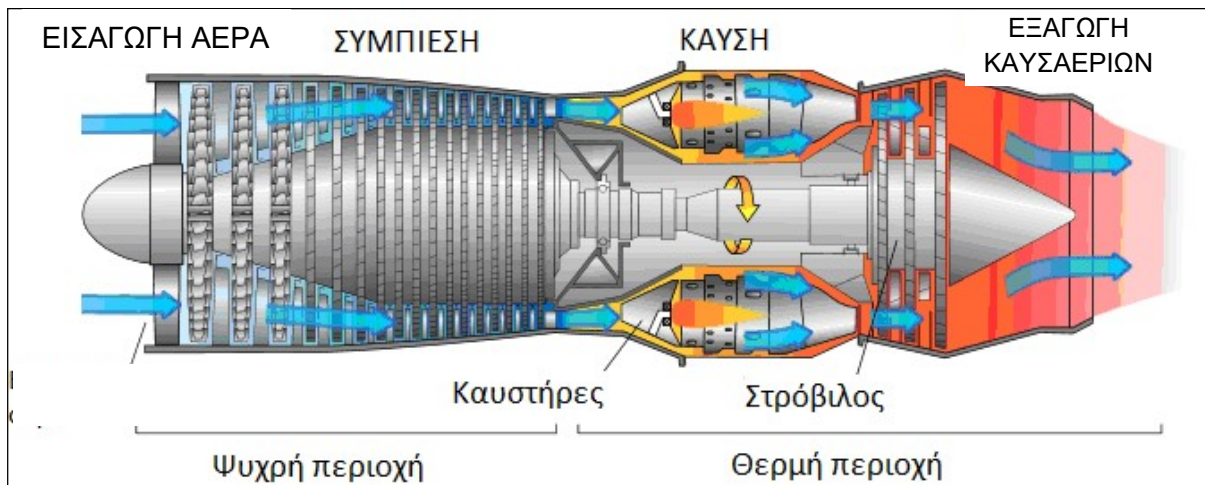
4. ΠΑΡΟΥΣΙΑΣΗ ΣΥΣΤΑΤΙΚΩΝ ΜΕΡΩΝ ΤΗΣ ΜΟΝΑΔΑΣ

Τα απαραίτητα συστατικά που περιλαμβάνονται σε μια μονάδα συνδυασμένου κύκλου είναι:

- Αεριοστρόβιλος
- Ατμοστρόβιλος
- Λέβητας

4.1 ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΟΣ

Οι αεριοστρόβιλοι είναι μηχανές οι οποίες μεταφέρουν ενέργεια από ένα πεπιεσμένο ρευστό (συνήθως αέρας) σε μηχανική ενέργεια με τη μορφή ενός περιστρεφόμενου άξονα. Ο αεριοστρόβιλος συμπιέζει τον αέρα του περιβάλλοντος σε έναν συμπιεστή και μετά διοχετεύει τον πεπιεσμένο αέρα σε ένα θάλαμο καύσης. Η κίνηση των προϊόντων καύσης μέσω του στρόβιλου περιστρέφει τον άξονα του στρόβιλου. Οι αεριοστρόβιλοι έχουν πολλές εφαρμογές, αλλά χρησιμοποιούνται συχνότερα σε αεροσκάφη και βιομηχανίες ηλεκτροπαραγωγής.



Εικόνα 4-1: Σχηματική διάταξη αεριοστρόβιλου

Οι αεριοστρόβιλοι αποτελούνται από συμπιεστή, καυστήρα και στρόβιλο. Αυτά τα στοιχεία συνεργάζονται για την παραγωγή ισχύος ή ώσης, ανάλογα με την εφαρμογή. Για να ξεκινήσει ο κύκλος, ο συμπιεστής περιστρέφεται και αντλεί αέρα. Όπως λαμβάνεται από τον συμπιεστή, ο αέρας είναι πεπιεσμένος, σε ορισμένες περιπτώσεις σε 40 φορές την ατμοσφαιρική πίεση. Ο πεπιεσμένος αέρας μετακινείται έπειτα στον θάλαμο καύσης όπου αναφλέγεται με ένα μείγμα καυσίμου, θερμαίνοντας τον πεπιεσμένο αέρα και αναγκάζοντάς τον να διέλθει στον στρόβιλο. Καθώς ο θερμός

αέρας διέρχεται διαμέσου του στροβίλου, ασκεί δύναμη στα πτερύγια του στροβίλου τα οποία στη συνέχεια περιστρέφουν τον άξονα του στροβίλου. Η περιστροφική ενέργεια χρησιμοποιείται για την περιστροφή μιας γεννήτριας και τη δημιουργία ηλεκτρικής ενέργειας. Επειδή είναι συνδεδεμένες στον ίδιο άξονα, η περιστροφή του στροβίλου περιστρέφει επίσης τον συμπιεστή, διατηρώντας το σύστημα λειτουργικό. Από την ισχύ που παράγεται από τον στροβίλο χρησιμοποιείται 55% - 65% για την οδήγηση του συμπιεστή και το υπόλοιπο χρησιμοποιείται για την κίνηση μιας γεννήτριας. Αυτός ο λόγος συνολικής ισχύος τουρμπίνας προς την ισχύ που χρησιμοποιήθηκε για τη λειτουργία του συμπιεστή ονομάζεται «back work ratio».

4.1.1 Ισχύς

Η παραγωγή ισχύος ενός αεριοστροβίλου επηρεάζεται σε μεγάλο βαθμό από τις καιρικές συνθήκες. Γενικά, όσο πιο ψυχρές είναι οι θερμοκρασίες εισόδου, τόσο περισσότερη ισχύς μπορεί να παραχθεί. Για το λόγο αυτό, πολλοί κατασκευαστές αεριοστροβίλων εγκαθιστούν συστήματα ψύξης αέρα πριν από τον συμπιεστή. Ο κακός καιρός, ο οποίος εμποδίζει τους ψύκτες να χαμηλώσουν επαρκώς τη θερμοκρασία του αέρα για τη συγκεκριμένη εφαρμογή, μειώνει την ισχύ εξόδου του αεριοστροβίλου. Επειδή ο κρύος αέρας είναι πυκνότερος από τον ζεστό αέρα, όσο πιο ψυχρός είναι ο αέρας, τόσο υψηλότερη είναι η παροχή μάζας αέρα μέσω του στροβίλου, παράγοντας περισσότερη ισχύ.

Όταν ο καιρός είναι θερμότερος, παράγεται λιγότερος ατμός από ένα εργοστάσιο που χρησιμοποιεί τη θερμότητα εξάτμισής του για να παράγει ατμό για να κινήσει έναν ατμοστροβίλο. Με την πρώτη ματιά μπορεί να φαίνεται ότι παράγεται λιγότερος ατμός εξαιτίας των χαμηλότερων θερμοκρασιών καυσαερίων, αλλά είναι στην πραγματικότητα επειδή υπάρχουν λιγότερα καυτά καυσαέρια που ρέουν έξω από την εξάτμιση επειδή οι θερμότερες θερμοκρασίες εισόδου των αερίων έχουν χαμηλότερη πυκνότητα.

4.1.2 Καύσιμα

Οι σταθμοί παραγωγής αερίου μπορούν να τροφοδοτούνται από διάφορα είδη καυσίμων, αλλά το φυσικό αέριο είναι το καταλληλότερο. Αυτό συμβαίνει επειδή είναι το λιγότερο δαπανηρό και προκαλεί τη λιγότερη ρύπανση. Εάν το φυσικό αέριο είναι υπερβολικά δαπανηρό ή δεν είναι άμεσα διαθέσιμο, οι σταθμοί παραγωγής φυσικού αερίου μπορούν να λειτουργούν χρησιμοποιώντας τα περισσότερα υγρά καύσιμα. Το καύσιμο πετρελαίου αριθ. 2 είναι παράγωγο πετρελαίου πολύ παρόμοιο με το πετρέλαιο ντίζελ. Χρησιμοποιείται για καύση σε κλίβανους, λέβητες και αεριοστροβίλους. Το βιοαέριο, το οποίο δημιουργείται όταν η οργανική ύλη αποσυντίθεται απουσία οξυγόνου, χρησιμοποιείται επίσης για την τροφοδοσία σταθμών παραγωγής αεριοστροβίλων. Το βιοαέριο μπορεί να παραχθεί σε χώρους υγειονομικής ταφής και σε εγκαταστάσεις αποχέτευσης ή με την αποδόμηση γεωργικών αποβλήτων. Το αέριο συλλέγεται και χρησιμοποιείται στο θάλαμο καύσης στη θέση του φυσικού αερίου.

4.1.3 Δομή του αεροστροβίλου

Η επιλογή των υλικών που χρησιμοποιούνται για την κατασκευή αεριοστροβίλου είναι πολύ σημαντική. Για παράδειγμα, τα πτερύγια του συμπιεστή υφίστανται υψηλές ταχύτητες περιστροφής που έχουν ως αποτέλεσμα μεγάλα μηχανικά φορτία. Προκειμένου να αντιμετωπιστούν τα φορτία αυτά, τα υλικά που χρησιμοποιούνται για την κατασκευή των πτερυγίων πρέπει να έχουν υψηλή ειδική ισχύ και υψηλή ειδική ακαμψία. Τα υλικά με αυτά τα χαρακτηριστικά περιλαμβάνουν ανοξείδωτο χάλυβα, τιτάνιο και κράματα νικελίου. Από τα τρία, το τιτάνιο είναι το ελαφρύτερο, αλλά είναι ακριβό και εύφλεκτο.

Όσον αφορά τα πτερύγια του στροβίλου, τα πτερύγια του στροφείου του πρώτου σταδίου υφίστανται τα πιο μεγάλα φορτία, έτσι πρέπει να κατασκευάζονται από ένα υλικό υψηλής ποιότητας.

Όπως και με τα πτερύγια του συμπιεστή, το υλικό πρέπει να έχει υψηλή ειδική αντοχή, αλλά πρέπει επίσης να έχει υψηλή αντοχή σε θερμική μηχανική κόπωση, επαρκή ολκιμότητα, αξιόπιστη αντοχή στην οξειδωση και τη διάβρωση και υψηλή αντίσταση ερπυσμού. Περαιτέρω, επειδή τα πτερύγια του στροφέα πρώτου σταδίου εκτίθενται σε θερμοκρασίες καύσης μέχρι 1400°C, όλες οι φυσικές ιδιότητες των υλικών πρέπει να διατηρούνται σε ακραίες συνθήκες.

Οι επικαλύψεις με θερμικό φράγμα εφαρμόζονται συχνά για την παροχή θερμικής προστασίας σε ορισμένα τμήματα αεριοστροβίλου για την αποφυγή της τήξης τους υπό συνθήκες υπερβολικής θερμότητας και από τη διάβρωση και την οξειδωση. Οι επικαλύψεις με θερμικό φράγμα εφαρμόζονται συνήθως σε τρία διαφορετικά στρώματα πάνω από οποιοδήποτε μεταλλικό τμήμα: το κάτω στρώμα είναι μια μεταλλική επικάλυψη, το δεύτερο στρώμα είναι ένα θερμικά αυξημένο οξειδίο και το επάνω στρώμα είναι κεραμικό. Υπάρχουν δύο βασικοί τρόποι για την εφαρμογή της επικάλυψης: επίστρωση διάχυσης και επικάλυψη επικάλυψης. Η επίστρωση διάχυσης χρησιμοποιεί μια χημική αντίδραση για τη σύνδεση της επικάλυψης με το μέταλλο. Η επικάλυψη επικάλυψης περιλαμβάνει τον ψεκασμό της επίστρωσης στο μεταλλικό τμήμα όπως το χρώμα ψεκασμού.

4.2 ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΣΥΜΠΑΡΑΓΩΓΗΣ

Μια εφαρμογή του αεριοστροβίλου αφορά την παραγωγή ηλεκτρισμού σε συνδυασμένες μονάδες θέρμανσης και ηλεκτροπαραγωγής (συμπαράγωγη). Αυτό το σύστημα διαφέρει από τις άλλες εφαρμογές, καθώς η απορριπτόμενη θερμότητα από την εξάτμιση της τουρμπίνας ανακτάται και χρησιμοποιείται για να παράγει ατμό που στη συνέχεια χρησιμοποιείται για τη θέρμανση των εγκαταστάσεων κοντά στο εργοστάσιο ή για να οδηγήσει έναν άλλο στρόβιλο για να παράγει περισσότερο ηλεκτρισμό.

Ένα σημαντικό χαρακτηριστικό που πρέπει να σημειωθεί για τους αεριοστροβίλους είναι ότι όταν παράγουν ενέργεια, η πίεση εξόδου του στροβίλου είναι κοντά στην ατμοσφαιρική πίεση. Αυτό είναι λογικό, διότι αν η πίεση που εξέρχεται από τον στρόβιλο ήταν σημαντικά υψηλότερη από την ατμοσφαιρική πίεση, θα έδειχνε ότι η πίεση δεν χρησιμοποιήθηκε για να κινήσει τον στρόβιλο και ότι το σύστημα λειτουργούσε σε χαμηλότερο επίπεδο απόδοσης.

4.2.1 Συμπιεστές αξονικής ροής

Οι συμπιεστές στις περισσότερες εφαρμογές του αεροστροβίλου (ειδικά σε μονάδες ισχύος μεγαλύτερες των 5 MW) χρησιμοποιούν συμπιεστές αξονικής ροής. Σε έναν συμπιεστή αξονικής ροής, η ροή εισέρχεται στον συμπιεστή σε αξονική κατεύθυνση, με άλλα λόγια, παράλληλα προς τον άξονα περιστροφής. Ο συμπιεστής αξονικής ροής συμπιέζει το εργαζόμενο ρευστό πρώτα επιταχύνοντάς το και στη συνέχεια διαχέοντάς το για να επιτύχει αύξηση της πίεσης. Το ρευστό επιταχύνεται από μια σειρά περιστρεφόμενων αεροτομών (πτερύγια) που ονομάζονται ρότορας και στη συνέχεια διαχέονται σε μια σειρά σταθερών πτερυγίων που ονομάζονται διαχύτης (στάτορας). Η διάχυση στον στάτορα μετατρέπει την αύξηση ταχύτητας που αποκτάται στον δρομέα σε αύξηση της πίεσης. Οι συμπιεστές μπορούν να έχουν πολλά στάδια, όπου ένα στάδιο θεωρείται ρότορας ακολουθούμενο από στάτορα.

Οι συμπιεστές περιέχουν πτερύγια εισόδου (IGV). Τα IGV είναι πτερύγια με μεταβλητό βήμα που χρησιμοποιούνται για να εξασφαλίσουν ότι ο αέρας εισέρχεται στους δρομείς της πρώτης βαθμίδας στην επιθυμητή γωνία ροής. Επειδή αυτά τα πτερύγια είναι βηματικά μεταβαλλόμενα, μπορούν να ελέγχονται και να προσαρμόζονται στις μεταβαλλόμενες απαιτήσεις ροής. Επειδή κάθε στάδιο συμπίεσης αξονικής ροής, αυξάνει ελαφρώς την πίεση, οι συμπιεστές τείνουν να έχουν πολύ υψηλή απόδοση. Η χρήση πολλαπλών σταδίων επιτρέπει επίπεδα ολικής πίεσης μέχρι 40:1 σε ορισμένες εφαρμογές της αεροδιαστημικής και 30:1 στις βιομηχανικές εφαρμογές. Ο συμπιεστής αξονικής ροής στους πιο εξελιγμένους αεροστροβίλους είναι ένας πολυβάθμιος συμπιεστής από 17 έως και 22 στάδια και με λόγο υπερβολικά υψηλής πίεσης.

Η βιομηχανία έχει πάντα ως προτεραιότητα τη διάρκεια ζωής ενός αεροστροβίλου σε σχέση με τα επίπεδα απόδοσής του. Ως αποτέλεσμα αυτής της συντηρητικής προσέγγισης, η ανθεκτική κατασκευή αποτιμάται περισσότερο από υψηλή απόδοση με βιομηχανικούς αεροστροβίλους. Ωστόσο, η εισαγωγή νέων τεχνολογιών αλλάζει αυτές τις προτεραιότητες.

4.2.2 Στρόβιλοι αξονικής ροής

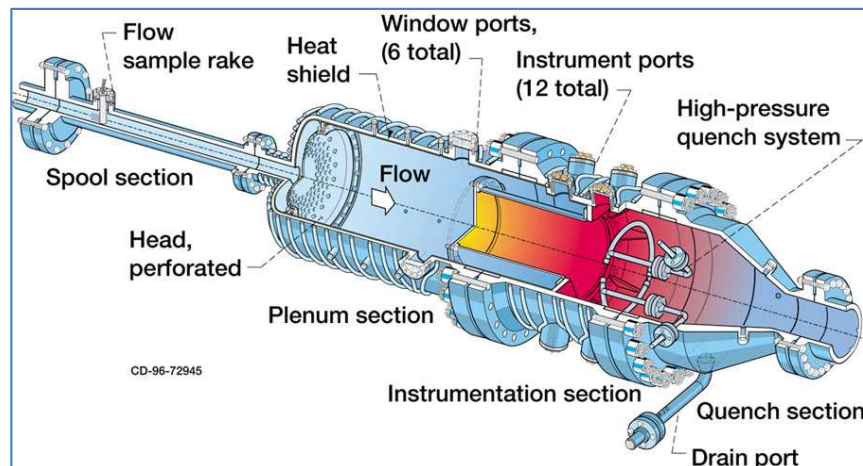
Ένας αξονικός στρόβιλος είναι ένας στρόβιλος στον οποίο η ροή του ρευστού εργασίας είναι παράλληλη προς τον άξονα, σε αντίθεση με τους ακτινικούς στρόβιλους, όπου το ρευστό κινείται γύρω από έναν άξονα, όπως σε έναν νερόμυλο. Ένας αξονικός στρόβιλος έχει παρόμοια κατασκευή με έναν αξονικό συμπιεστή, αλλά λειτουργεί αντίστροφα, μετατρέποντας τη ροή του ρευστού σε περιστρεφόμενη μηχανική ενέργεια. Ένα σύνολο στατικών οδηγών πτερυγίων ή πτερυγίων ακροφυσίων επιταχύνει και προσθέτει στροβιλισμό στο ρευστό και κατευθύνει την προς την επόμενη σειρά πτερυγίων τουρμπίνας που είναι τοποθετημένα σε ένα στροφέιο τουρμπίνας.

Οι στρόβιλοι αξονικής ροής είναι ο πιο ευρέως χρησιμοποιούμενος τύπος τουρμπίνας. Οι αξονικές ροές χρησιμοποιούνται κυρίως σε αεροστροβίλους αλλά χρησιμοποιούνται και για αμμοστρόβιλους. Οι στρόβιλοι αξονικής ροής χρησιμοποιούνται διαφορετικά σε εφαρμογές ατμού απ' ό,τι σε αεροστροβίλους. Στον στρόβιλο αξονικής ροής, η ροή εισέρχεται και φεύγει στην αξονική διεύθυνση όπως

συμβαίνει σε έναν συμπιεστή αξονικής ροής. Η πρόκληση κατά τη διάρκεια της λειτουργίας, είναι ο τρόπος ψύξης των πτερυγίων των στροβίλων. Η ψύξη των πτερυγίων του στροβίλου επιτρέπει υψηλότερες θερμοκρασίες εισόδου στροβίλου και επομένως υψηλότερες αποδόσεις. Μια νέα μέθοδος που χρησιμοποιεί νερό για την ψύξη των πτερυγίων του στροβίλου, υλοποιείται με την ενσωμάτωση σωλήνων στο εσωτερικό του πτερυγίου του στροβίλου, μέσω των οποίων διοχετεύεται το νερό. Το νερό μετατρέπεται σε ατμό από τη στιγμή που φθάνει στην άκρη του πτερυγίου και στη συνέχεια εγχέεται στο ρεύμα ροής. Έχει προβλεφθεί ότι αυτή η μέθοδος ψύξης θα μπορούσε να επιτρέψει στις θερμοκρασίες εισόδου των στροβίλων να φθάσουν τους 1650°C, πράγμα που είναι μια μεγάλη βελτίωση στο σημερινό 1400°C .

4.2.3 Συνδυασμός

Η προσθήκη θερμότητας στον αεριοστρόβιλο λαμβάνει χώρα στον καυστήρα. Ο καυστήρας δέχεται αέρα από τον συμπιεστή και τον παραδίδει σε αυξημένη θερμοκρασία στον στρόβιλο (ιδανικά χωρίς πτώση της πίεσης).

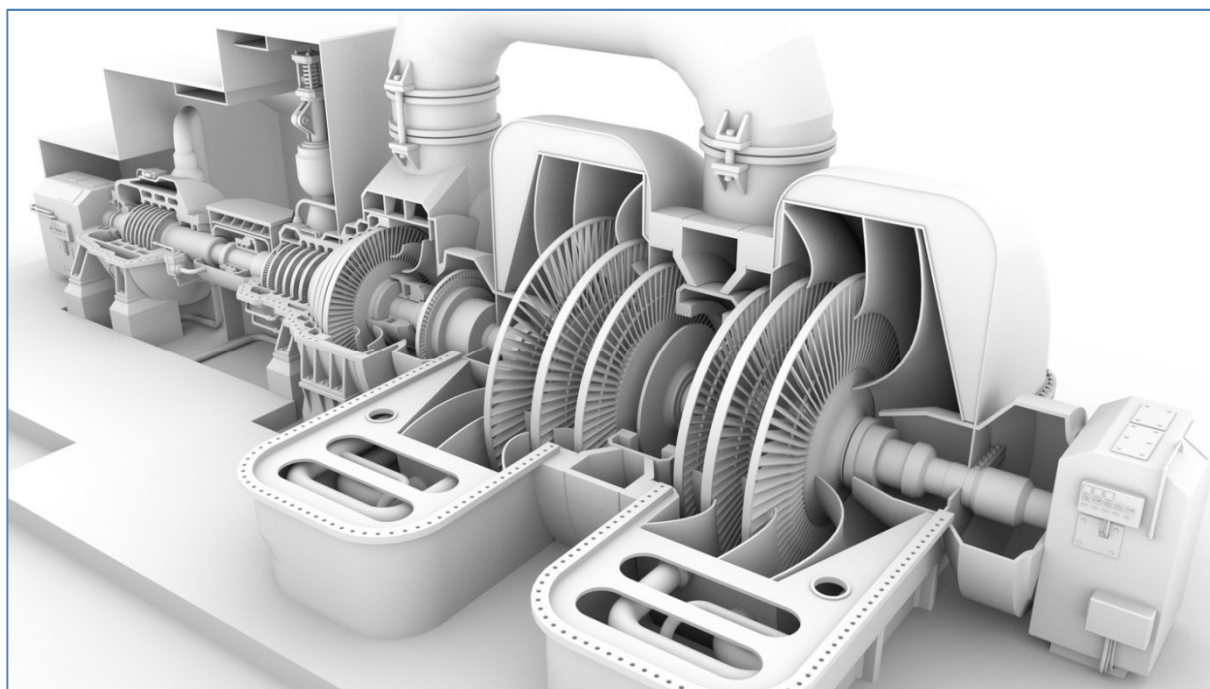


Εικόνα 4-2: Διάγραμμα σωληνοειδούς καυστήρα.

Υπάρχουν τρεις τύποι καυστήρων που χρησιμοποιούνται σήμερα: σωληνοειδείς, σωληνωτοί δακτυλιοειδείς και δακτυλιοειδείς. Οι σωληνοειδείς καυστήρες προτιμώνται από πολλούς Ευρωπαίους σχεδιαστές στροβίλων για την απλότητα και τη μακροζωία τους. Οι σωληνωτοί δακτυλιοειδείς καυστήρες είναι ο πιο κοινός τύπος που χρησιμοποιείται στους αεριοστρόβιλους. Οι περισσότεροι αεριοστρόβιλοι στις Ηνωμένες Πολιτείες σχεδιάζονται με σωληνοειδείς (ή κυκλικούς) καυστήρες, οι οποίοι είναι εύκολο να διατηρήσουν τη συντήρηση και έχουν ανώτερη κατανομή θερμοκρασίας σε σύγκριση με τις σωληνοειδείς μορφές. Οι δακτυλιοειδείς καυστήρες χρησιμοποιούνται κυρίως σε αεριοστρόβιλους αεροσκαφών όπου η μετωπική περιοχή είναι σημαντική (όταν πρέπει να ληφθεί υπόψη το μέγεθος της δύναμης έλξης ενός αντικειμένου).

4.3 ΑΤΜΟΣΤΡΟΒΙΛΟΣ

Οι ατμοστρόβιλοι είναι μία από τις παλαιότερες τεχνολογίες πρωτεύοντος κινητήρα γενικής παραγωγής. Ο ατμοστρόβιλος (τουρμπίνα) είναι θερμική μηχανή, η οποία ανήκει στην κατηγορία των μηχανών εξωτερικής καύσεως και μετατρέπει την ενέργεια του ατμού σε ωφέλιμο μηχανικό έργο. Λόγω της περιστροφικής κίνησης που παράγει ο στρόβιλος, συνήθως είναι συνδυασμένη με μια ηλεκτρική γεννήτρια για να παράγει ηλεκτρική ενέργεια. Οι ατμοστρόβιλοι παράγουν περίπου το 90% της ηλεκτρικής ενέργειας των Ηνωμένων Πολιτειών και έχουν χρησιμοποιηθεί για πάνω από 100 χρόνια. Πιο αποδοτικός και λιγότερο δαπανηρός, ο ατμοστρόβιλος αντικατέστησε τον προκάτοχό του, την παλινδρομική ατμομηχανή.



Εικόνα 4-3: Τρισδιάστατη απεικόνιση ατμοστρόβιλου

4.3.1 Βασική λειτουργία

Η ατμοστρόβιλος λειτουργεί μέσω του θερμοδυναμικού κύκλου Rankine. Η βάση για αυτό το συμβατικό σύστημα παραγωγής ενέργειας είναι μια πηγή θερμότητας, συνήθως ένας λέβητας ή γεννήτρια ατμού, που μετατρέπει το νερό σε ατμό υψηλής πίεσης. Ο ατμός περνάει από τον στρόβιλο, ο οποίος μετατρέπει την υψηλή θερμική του ενέργεια σε κινητική ενέργεια που περιστρέφει τα πτερύγια του στρόβιλου. Ο ατμός υπό πίεση εκτονώνεται μέσω του στρόβιλου και υγροποιείται σε έναν συμπυκνωτή. Σε ορισμένες περιπτώσεις, υπάρχει ένα σύστημα διανομής ατμού ενδιάμεσης θερμοκρασίας, το οποίο παρέχει τον υπόλοιπο ατμό υψηλής θερμοκρασίας στη βιομηχανική ή εμπορική χρησιμότητα. Το συμπύκνωμα από το σύστημα συμπυκνωτή ή ατμού επιστρέφει στην αντλία τροφοδοσίας νερού και επιστρέφει στον λέβητα για να συνεχίσει τον κύκλο.

4.3.2 Λειτουργία ατμοστροβίλου

Ο ατμοστρόβιλος αποτελείται από σταθερά και κινούμενα σύνολα πτερυγίων που ονομάζονται αντίστοιχα ακροφύσια και πτερύγια ρότορα. Τα δύο σύνολα πτερυγίων λειτουργούν μαζί για να αναγκάσουν τον ατμό να στρέψει τον άξονα του στροβίλου που είναι συνδεδεμένος με το μηχανικό φορτίο. Τα σταθερά πτερύγια επιταχύνουν τον ατμό σε υψηλές ταχύτητες και σε χαμηλότερες πιέσεις. Τα περιστρεφόμενα πτερύγια, είναι τοποθετημένα σε έναν τροχό υπό γωνία κατάλληλη για την εφαρμογή, αλλάζουν την κατεύθυνση της ροής του ατμού, ο οποίος με τη σειρά του σπρώχνεται προς τα πτερύγια, δημιουργώντας ροπή στρέψης και περιστρέφοντας τον άξονα.

4.3.3 Κατασκευή των πτερυγίων στροβίλων

Τα πτερύγια του ατμοστρόβιλου κατασκευάζονται από μια μεγάλη πλάκα ή ράβδο. Κάθε πτερύγιο κατασκευάζεται ξεχωριστά και στη συνέχεια προσαρτάται στο στροφέιο του στροβίλου. Τα πτερύγια ατμοστρόβιλων κατασκευάζονται με αυτόν τον τρόπο επειδή όταν επιθεωρούνται κατά τη διάρκεια διακοπής της λειτουργίας, αν ένα μόνο πτερύγιο έχει αρκετή διάβρωση ή ρωγμή που μπορεί να αστοχήσει, αυτή το μεμονωμένο πτερύγιο μπορεί να αντικατασταθεί αντί του συνολικού στροβίλου.



Εικόνα 4-4: Πτερύγια ατμοστροβίλου και λεπτομέρεια

Ο τύπος του μετάλλου που χρησιμοποιείται για την κατασκευή των πτερυγίων εξαρτάται από τον τύπο του στροβίλου. Το μέταλλο που χρησιμοποιείται για τα πτερύγια της τουρμπίνας υψηλής πίεσης (HPT) πρέπει να είναι σε θέση να αντέχει τις υψηλές θερμοκρασίες και τις πιέσεις που εκτελεί. Από την άλλη πλευρά, ο στρόβιλος

χαμηλής πίεσης (LPT) πρέπει να κατασκευαστεί με υλικά που έχουν αυξημένη αντοχή στη διάβρωση. Αυτό συμβαίνει επειδή οι χαμηλότερες πιέσεις στο LPT επιτρέπουν στον ατμό να συμπυκνώνεται περισσότερο. Αυτό αναγκάζει τον ατμό να έχει υψηλότερη περιεκτικότητα σε υγρασία με τη μορφή μικρών σταγονιδίων νερού. σε υψηλές ταχύτητες, τα σταγονίδια νερού μπορεί να βλάψουν τα πτερύγια.

Το τεμάχιο μετάλλου που χρησιμοποιείται για την κατασκευή των πτερυγίων παρασκευάζεται χρησιμοποιώντας μια διαδικασία στην οποία θερμαίνεται το μέταλλο πολλές φορές πριν υποβληθεί σε χημικές κατεργασίες και επεξεργασίες κραματοποίησης για να επιτευχθούν οι κατάλληλες μεταλλουργικές ιδιότητες του πτερυγίου. Μετά την επεξεργασία το πτερύγιο, τοποθετείται σε μια φρέζα που προγραμματίζεται από υπολογιστή. Η μηχανή φρεζαρίσματος χρησιμοποιεί μια ποικιλία περιστροφικών εργαλείων για να επεξεργάζεται με ακρίβεια το πτερύγιο του στροβίλου.

4.4 ΑΠΟΔΟΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΣΥΜΠΑΡΑΓΩΓΗΣ

Η ισχύς που παράγεται σε μια μονάδα συμπαραγωγής, γίνεται με τον ίδιο τρόπο όπως σε οποιαδήποτε άλλη μονάδα παραγωγής ατμού. Ωστόσο, η συνολική απόδοση αυξάνεται. Ο ατμός που εξέρχεται από τον στρόβιλο είναι ακόμα σε υψηλή θερμοκρασία, που στις απλές μονάδες παραγωγής ατμού, αυτή η ενέργεια θα απελευθερωθεί στο περιβάλλον ως θερμότητα. Ωστόσο, σε μια μονάδα συμπαραγωγής, ο ατμός θα διανεμηθεί σε κοντινούς εμπορικούς ή κατοικημένους χώρους για θέρμανση ή άλλη βιομηχανική χρήση. Χρησιμοποιώντας την ενέργεια που διαφορετικά θα χάνονταν, η συνολική θερμική απόδοση θα είναι πολύ μεγαλύτερη για την εγκατάσταση συνδυασμένης παραγωγής από μια αυτόνομη μονάδα παραγωγής με αμοστρόβιλο. Για παράδειγμα, οι σταθμοί παραγωγής ατμού με ορυκτά καύσιμα έχουν μέση απόδοση 33%. Συγκριτικά, η αποδοτικότητα μονάδων συνδυασμένης παραγωγής που χρησιμοποιούν αμοστρόβιλο μπορεί να φθάσει το 80%. Η βελτίωση της αποτελεσματικότητας θα οδηγήσει σε μείωση των εκπομπών αερίων θερμοκηπίου, μείωση του λειτουργικού κόστους και υψηλότερη οικονομική απόδοση.

4.5 ΛΕΒΗΤΕΣ

Οι λέβητες είναι δοχεία που χρησιμοποιούνται για τη μεταφορά θερμότητας που παράγεται από τη διαδικασία καύσης σε ένα ρευστό, συνηθέστερα ατμό. Ο ατμός ή το ζεστό νερό διανέμονται στη συνέχεια υπό πίεση για εφαρμογές όπως η θέρμανση και η παραγωγή ενέργειας.

4.5.1 Συστήματα λέβητα

Τα κύρια εξαρτήματα του συστήματος λέβητα περιλαμβάνουν τους προθερμαντήρες νερού τροφοδοσίας, απαερωτήρες, αντλίες τροφοδοσίας, οικονομητήρες, υπερθερμαντήρες, συμπυκνωτές και αντλίες συμπυκνωμάτων. Επιπλέον, υπάρχουν συστήματα για την παρακολούθηση της ροής του νερού και του ατμού, της ροής καυσίμου και της χημικής σύνθεσης του αέρα και του ατμού.

Το σύστημα τροφοδοσίας αποτελείται από δύο πηγές νερού που μεταφέρουν νερό στον λέβητα για να μετατραπεί σε ατμό. Το νερό τροφοδοσίας αποτελείται από το νερό επιστροφής συμπυκνωμάτων και το επεξεργασμένο νερό. Οι θερμαντήρες τροφοδοσίας χρησιμοποιούν την απορριπτόμενη θερμότητα από τον αναλωμένο ατμό για την προθέρμανση του νερού τροφοδοσίας του λέβητα. Η προθέρμανση του νερού τροφοδοσίας του λέβητα αυξάνει την απόδοση του λέβητα μειώνοντας την ενέργεια που απαιτείται για τη θέρμανση του νερού στον ατμό.

Το νερό τροφοδοσίας του λέβητα περιέχει συχνά διαλυμένο οξυγόνο, το οποίο προέρχεται από διαρροές αέρα μέσα στους συμπυκνωτές και τις αντλίες. Ο απαερωτήρας αφαιρεί μηχανικά το οξυγόνο περνώντας τον ατμό μέσω του θερμαντήρα τροφοδοσίας νερού.

Ο οικονομητήρας είναι το τελευταίο στοιχείο του συστήματος τροφοδοσίας. Ο οικονομητήρας εξάγει θερμότητα από τα καυσαέρια για να θερμάνει τον ατμό για να βελτιώσει περαιτέρω την απόδοση του λέβητα. Το νερό τροφοδοσίας εισέρχεται στο λέβητα μέσω του οικονομητήρα και ανεβαίνει ως ατμός στο τύμπανο ατμού, όπου το νερό και ο ατμός διαχωρίζονται. Το κάτω τύμπανο, που ονομάζεται τύμπανο λάσπης (mud drum), είναι μια δεξαμενή στο κάτω μέρος του λέβητα που ρυθμίζει την κατανομή του νερού και συλλέγει προϊόντα ιζήματος ή διάβρωσης για περεταίρω απομάκρυνση.

4.6 ΓΕΝΝΗΤΡΙΑ ΑΤΜΟΥ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ (HRSG)

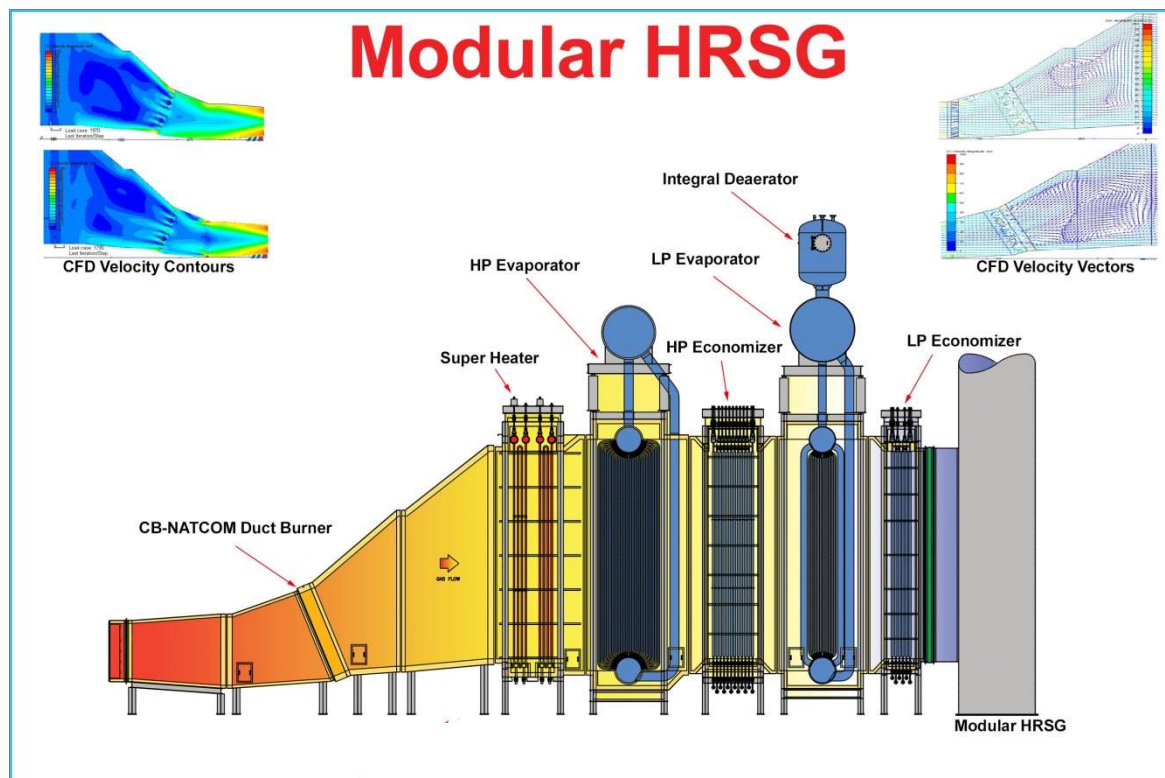
Οι HRSG είναι λέβητες τοποθετημένοι στη σειρά μετά από τους αεριοστρόβιλους για να απορροφούν τη θερμότητα των καυσαερίων και να παράγουν ατμό. Αυτός ο εξοπλισμός καθιστά τον συνδυασμένο κύκλο το πιο αποδοτικό σύστημα παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας που είναι διαθέσιμο σήμερα

Οι λέβητες ανάκτησης θερμότητας (HRSG) απορροφούν θερμότητα από την εξάτμιση αεριοστρόβιλων για την παραγωγή ατμού. Λειτουργικά παράγουν ατμό σαν οποιοδήποτε άλλο λέβητα αλλά με κάποιες διαφορές.

4.6.1 Τι είναι το HRSG;

Η γεννήτρια ατμού (HRSG) είναι λέβητες ανάκτησης θερμότητας. Ο ατμοστρόβιλος ή μια διαδικασία κατάντη χρησιμοποιεί τον ατμό που παράγεται. Ο όρος HRSG αναφέρεται στον λέβητα ανάκτησης θερμότητας σε μονάδα συνδυασμένου κύκλου. Στη βασική τους μορφή, αυτές είναι δέσμες σωλήνων μεταφοράς νερού ή ατμού που παρεμβάλλονται στη διαδρομή ροής θερμού αερίου. Αυτά ανακτούν τη θερμότητα από το αέριο για να παράγουν υπέρθερμο ατμό, εξ' ου και η ονομασία Generator ατμού ανάκτησης θερμότητας.

Το κύκλωμα υδρατμών ενός HRSG αποτελείται από έναν οικονομητήρα (ή εξοικονομητή), έναν εξατμιστή και έναν υπερθερμαντήρα τοποθετημένο στον αγωγό καυσαερίων. Το τμήμα του εξατμιστή αποτελείται από ένα τύμπανο στο οποίο συνδέονται τα πηνία για να δημιουργηθεί η κυκλοφορία.



Εικόνα 4-5: Γεννήτρια ατμού ανάκτησης θερμότητας (HRSG)

4.6.2 Οι διαφορές από τις ατμογεννήτριες

1. Το HRSG είναι μόνο μια περιοχή μεταφοράς θερμότητας. Δεν υπάρχει φούρνος, παρόλο που υπάρχουν τμήματα όπως οικονομητήρας, εξατμιστής και υπερθερμαντήρας. Μια εξαίρεση μπορεί να είναι η συμπληρωματική καύση στην HRSG.

2. Η θερμοκρασία των καυσαερίων από έναν αεριοστρόβιλο είναι μέχρι 580°C, γιατί οι υψηλότερες θερμοκρασίες εξατμίσεως θα μειώσουν την απόδοση του αεριοστρόβιλου. Αυτή η τιμή θερμοκρασίας που είναι διαθέσιμη για τη μεταφορά

θερμότητας είναι πολύ χαμηλή σε σύγκριση με ένα συμβατικό λέβητα. Σε ένα συμβατικό λέβητα όπου λαμβάνει χώρα καύση καυσίμου, η μέγιστη θερμοκρασία που είναι διαθέσιμη για μεταφορά θερμότητας κυμαίνεται μεταξύ 1300 °C.

3. Λόγω αυτής της χαμηλής ανώτερης θερμοκρασίας, η σωστή τοποθέτηση και κατανομή των επιφανειών μεταφοράς θερμότητας είναι πολύ σημαντική.

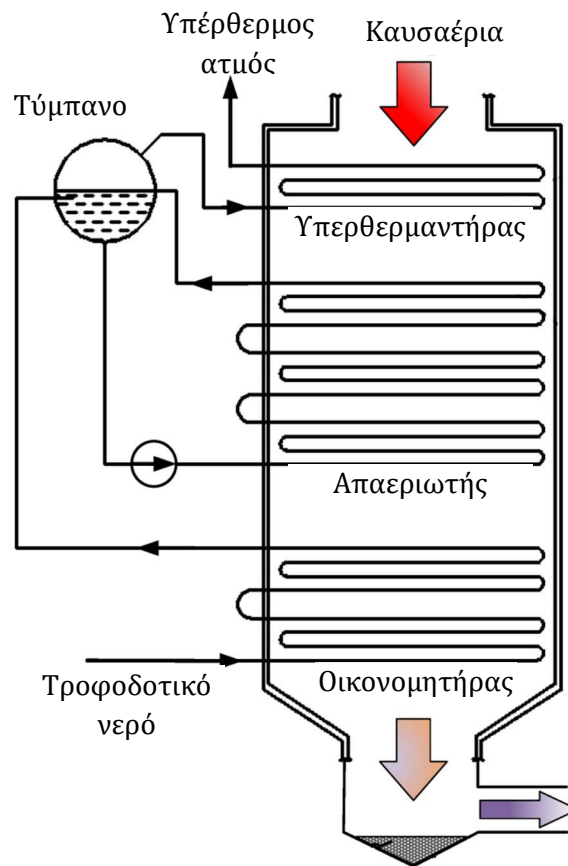
4. Δύο παράμετροι είναι πολύ κρίσιμες στο σχεδιασμό του HRSG. Η πρώτη είναι το "σημείο προσέγγισης" και η άλλη το "σημείο πρόσκρουσης". Το σημείο προσέγγισης είναι η διαφορά μεταξύ του κορεσμού και της θερμοκρασίας του νερού που εξέρχεται από τον οικονομητήρα. Το σημείο πρόσκρουσης είναι η διαφορά μεταξύ της θερμοκρασίας αερίου που εξέρχεται από το τμήμα του εξατμιστή και της θερμοκρασίας κορεσμού (δεν εφαρμόζεται στους συμβατικούς λέβητες).

5. Στους συμβατικούς λέβητες η εξάτμιση και η υπερθέρμανση πραγματοποιούνται σε ένα ενιαίο επίπεδο πίεσης. Για να επιτευχθεί η βέλτιστη μεταφορά θερμότητας, οι μονάδες HRSG σε μεγάλες μονάδες συνδυασμένου κύκλου λειτουργούν σε μορφή τριπλής πίεσης. Η μετατροπή νερού-ατμού πραγματοποιείται σε τρία διαφορετικά επίπεδα πίεσης σε τρία ανεξάρτητα κυκλώματα.

6. Σε αντίθεση με τους λέβητες των σταθμών ηλεκτροπαραγωγής, δεν υπάρχουν ανεμιστήρες αερισμού ή αερίου. Η ροή αερίων οφείλεται στην πίεση των καυσαερίων από τον αεριοστροβίλο. Πτώσεις στη διαδρομή του αερίου ενός HRSG είναι ελάχιστες για να αποφευχθεί η υψηλότερη πίεση καυσαερίων, η οποία θα επηρεάσει την απόδοση του GT. Αυτό εξαλείφει επίσης την ανάγκη προθέρμανσης αέρα.

7. Η έξοδος του HRSG εξαρτάται αποκλειστικά από την απόδοση και το φορτίο του αεριοστροβίλου. Ο έλεγχος της θερμοκρασίας ατμού περιορίζεται στη χρήση των υπερθερμαντήρων. Η απόδοση σε μερικά φορτία εξαρτάται από το σχεδιασμό των επιφανειών μεταφοράς θερμότητας.

8. Τα περισσότερα από τα HRSG είναι εσωτερικά μονωμένα έτσι ώστε η επέκταση να μην επηρεάζει τις εξωτερικές επιφάνειες και τις δομές. Οι συμβατικοί λέβητες, από την άλλη πλευρά, υποστηρίζονται και είναι ελεύθεροι να επεκταθούν έτσι ώστε η μόνωση να βρίσκεται στο εξωτερικό.



Σχήμα 4-1: Σχηματική διάταξη γεννήτριας ατμού ανάκτησης θερμότητας

4.6.3 Οι τύποι HRSG

Οι γεννήτριες ατμού ανάκτησης θερμότητας (HRSG) είναι ένα κρίσιμο μέρος μιας μονάδας παραγωγής ενέργειας συνδυασμένου κύκλου. Όπως συμβαίνει με οποιοδήποτε άλλο προϊόν ή διαδικασία, υπάρχουν διαφορετικοί τύποι.

Η κύρια εφαρμογή των HRSG (Μονάδες Παραγωγής Θερμότητας) είναι στις Μονάδες Συνδυασμένου Κύκλου. Σε αυτές της μονάδες η παραγωγή ενέργειας από το τμήμα του κύκλου Rankine, δηλαδή ο ατμοστρόβιλος, είναι περίπου το ένα τρίτο της συνολικής παραγόμενης ισχύος. Η HRSG παράγει τον ατμό για αυτή την λειτουργία.

Η ταξινόμηση των HRSG γίνεται σχετικά με την εφαρμογή, το σχεδιασμό ή τη λειτουργία. Μερικοί από τους τύπους περιγράφονται παρακάτω.

4.6.4 Πρόσθετη καύση

Ένας τρόπος είναι η ταξινόμηση με βάση την εισροή θερμότητας.

Κανονικά, τα HRSG δεν έχουν πρόσθετη εισροή θερμότητας. Η απόδοση και η απόδοση του HRSG εξαρτάται από τη θερμότητα εξαγωγής του αεριοστροβίλου. Σε μερικές περιπτώσεις, αυτό οδηγεί σε μειωμένη απόδοση από το HRSG. Επιπλέον, οι συνθήκες περιβάλλοντος επηρεάζουν επίσης την απόδοση του αεριοστροβίλου. Αυτό θα μπορούσε να επηρεάσει τη διαδικασία χρήσης του ατμού. Για να αποφευχθούν τέτοιες καταστάσεις, γίνεται συμπληρωματική καύση αερίου. Παρόλο που αυτό μπορεί να μην είναι μια αποτελεσματική διαδικασία, αποφεύγει τις δαπανηρές δυσλειτουργίες της παραγωγής.

Η συμπληρωματική καύση πραγματοποιείται σε καυστήρες στον αγωγό αερίου στην είσοδο HRSG. Γενικά το πετρέλαιο ή το αέριο είναι το συμπληρωματικό καύσιμο. Δεδομένου ότι περιεκτικότητα σε οξυγόνο στα καυσαέρια ενός αεριοστροβίλου είναι υψηλή, δεν απαιτείται πρόσθετος αέρας για την καύση. Αυτό εξαλείφει την ανάγκη επιπλέον χρήση ανεμιστήρων.

4.6.5 Κάθετοι και οριζόντιοι τύποι

Μια άλλη ταξινόμηση αφορά την κατασκευή ή το σχεδιασμό του HRSG. Με βάση τη ροή του αερίου μπορεί να είναι κάθετη ή οριζόντια.

Οι κατακόρυφοι τύποι έχουν ροή αερίου κάθετα προς τα πάνω, με σπείρες τοποθετημένες οριζόντια.

Οι οριζόντιοι τύποι έχουν ροές αερίου οριζόντια με περιστροφές τοποθετημένες κάθετα.

Από την άποψη της απόδοσης και του κόστους, τα δύο είναι τα ίδια. Μεγαλύτερο ρόλο από τα τεχνικά ζητήματα έχουν τα υφιστάμενα σχέδια των μεμονωμένων κατασκευαστών ή οι προτιμήσεων πελατών. Μερικές από τις διαφορές είναι:

- Οι οριζόντιοι τύποι απαιτούν 30% μεγαλύτερο χώρο αποτυπώματος.
- Απαιτούνται περισσότεροι αρμοί διαστολής στις οριζόντιες μονάδες.
- Οι δομικές απαιτήσεις είναι υψηλότερες σε κάθετους τύπους.
- Οι οριζόντιοι τύποι είναι δυσκολότεροι για τη συντήρηση και τις επιθεωρήσεις.
- Το συνολικό κόστος μπορεί να είναι ίδιο και για τους δύο τύπους.

4.6.6 Λειτουργία πολλαπλής πίεσης

Μια άλλη ταξινόμηση αφορά την πίεση λειτουργίας.

- Μικρότερες μονάδες HRSG λειτουργούν με απλή πίεση. Η μετατροπή νερού σε ατμό γίνεται σε ένα ενιαίο κύκλωμα πίεσης. Αυτό είναι παρόμοιο με τους συμβατικούς λέβητες καύσης.

- Σε μεγαλύτερες μονάδες, για τη βελτιστοποίηση της απόδοσης του HRSG, η παραγωγή ατμού λαμβάνει χώρα σε κυκλώματα πολλαπλής πίεσης. Το βέλτιστο είναι να χρησιμοποιηθούν τρία επίπεδα πίεσης. (Λεπτομέρειες στο επόμενο άρθρο)

4.6.7 Πλεονεκτήματα της Τριπλής Πίεσης στις HRSG

Με την τρέχουσα τεχνολογία, η επίτευξη της βέλτιστης απόδοσης ενός συστήματος HRSG σε μια συνδυασμένη μονάδα παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας Cycle είναι με τη λειτουργία τριπλής πίεσης. Ποιο είναι το πλεονέκτημα αυτού; Πώς λειτουργεί;

- Στη γεννήτρια ατμού ανάκτησης θερμότητας (HRSG), όπως σε κάθε λέβητα, το νερό μετατρέπεται σε υπέρθερμο ατμό σε τρία διαφορετικά τμήματα. Ο οικονομητήρας, ο εξατμιστής και ο υπερθερμαντήρας.

Η μεταφορά θερμότητας εξαρτάται από τη ροή μάζας των θερμών αερίων, τη ροή μάζας του νερού ή του ατμού, τη διαφορά θερμοκρασίας και την επιφάνεια. Το κρίσιμο σημείο στο σχεδιασμό ενός HRSG είναι να έχουν οι θερμοκρασίες αερίων να αφήνουν το τμήμα εξάτμισης όσο το δυνατόν πλησιέστερα στην κορεσμένη θερμοκρασία. Η διαφορά που είναι γνωστή ως σημείο σύσφιξης είναι της τάξης των 5 °C.

Η θερμοκρασία του αερίου που εισέρχεται στο HRSG κυμαίνεται μεταξύ 580 °C και σταδιακά μειώνεται στους 130° C ή λιγότερο καθώς ρέει στα διάφορα τμήματα μεταφοράς θερμότητας.

- Για να είναι αποτελεσματικότεροι οι κύκλοι Rankine, η πίεση ατμού πρέπει να είναι υψηλή. Σήμερα πολλοί από τους αμοστρόβιλους σε μονάδες συνδυασμένου κύκλου λειτουργούν στα 130 bar - το κύκλωμα υψηλής πίεσης (HP). Στις πιέσεις των 130 bar η θερμοκρασία κορεσμού θα είναι 330 °C. Το αέριο που εξέρχεται από το τμήμα εξάτμισης θα είναι της τάξεως των 335 °C. Αυτό σημαίνει ότι η απορρόφηση της θερμότητας ζυγοστάθμισης των καυσαερίων πρέπει να βρίσκεται στον οικονομητήρα. Αυτό δεν είναι δυνατό.

Για την απορρόφηση περισσότερης θερμότητας χρησιμοποιούνται δύο επιπλέον εξατμιστές. Ένας που λειτουργεί σε χαμηλότερη πίεση 40 bar - κύκλωμα ενδιάμεσης πίεσης (IP) με αέριο που εξέρχεται στους 255 °C. Χρησιμοποιείται το δεύτερο κύκλωμα με κύκλωμα χαμηλής πίεσης (LP) 7 bar με αέριο που εξέρχεται στους 170 °C. Αυτό μαζί με τους οικονομητήρες και τους υπερθερμαντήρες σε αυτά τα επίπεδα πίεσης επιτρέπουν την απορρόφηση περισσότερης θερμότητας.

Αυτό μειώνει τη θερμοκρασία των καυσαερίων στο επίπεδο των 130 °C.

- Ο ατμός απομάκρυνσης από τους στρόβιλους HP επιστρέφει στα πηνία αναθερμαντήρα στο HRSG. Ο ατμός IP αναμιγνύεται με τον αναθερμαντήρα και ρέει στην IP τουρμπίνα. Ο ατμός LP αναμιγνύεται με τον αμοποιητικό αμοστρόβιλο IP και ρέει στον στρόβιλο LP.

Ο ατμός IP και LP ενσωματώνεται στους κύκλους ατμού με τους αμοστρόβιλους HP, IP και LP σχεδιασμένους κατάλληλα για να επιτυγχάνουν τη βέλτιστη απόδοση. Τρεις διαφορετικές αντλίες νερού τροφοδοσίας τροφοδοτούν τα τρία ξεχωριστά κυκλώματα πίεσης στο HRSG.

- Με τη θέρμανση του συμπυκνώματος από τους συμπυκνωτές στους θερμαντήρες συμπυκνωμάτων που τοποθετούνται στο HRSG, η απόδοση του κύκλου και η απορρόφηση θερμότητας αυξάνονται περαιτέρω.

- Το συνημμένο σχήμα δείχνει το διάγραμμα ροής και την κλίση της θερμοκρασίας σε HRSG τριπλής πίεσης.

Στις Ηνωμένες Πολιτείες, η τάση είναι να χρησιμοποιούνται HRSG φυσικής κυκλοφορίας, ενώ στην Ευρώπη, οι μονάδες αναγκαστικής κυκλοφορίας αποτελούν τον κανόνα.

4.6.8 Χαρακτηριστικά διαφόρων τύπων HRSG

1. Οι μονάδες φυσικής κυκλοφορίας δεν απαιτούν αντλία για τη διατήρηση της κυκλοφορίας μέσω των σωλήνων των εξατμιστών. Η χρήση αντλιών κυκλοφορίας σε μονάδες αναγκαστικής κυκλοφορίας συνεπάγεται λειτουργικό κόστος και κόστος συντήρησης και η αποτυχία τους για κάποιο λόγο, όπως η διακοπή ρεύματος ή η αποτυχία της αντλίας, θα μπορούσε να κλείσει το HRSG.

2. Το νερό βράζει μέσα σε κάθετους σωλήνες σε φυσικές μονάδες κυκλοφορίας και οι φυσαλίδες ατμού κινούνται προς τα πάνω, η οποία είναι η φυσική οδός γι' αυτούς. Ως εκ τούτου, τα τοιχώματα σωλήνων είναι πλήρως καλυμμένα με νερό. Με οριζόντιους σωλήνες, υπάρχει διαφορά στη θερμοκρασία μεταξύ των κορυφαίων και των κάτω τμημάτων του σωλήνα, πράγμα που θα μπορούσε να προκαλέσει θερμική κόπωση. Επίσης, εάν η επιλογή των ρευμάτων δεν είναι κατάλληλη και εάν η ταχύτητα του μίγματος ατμού-νερού δεν είναι αρκετά υψηλή, η φάση ατμού μπορεί να διαχωριστεί από την υγρή φάση που οδηγεί σε κάλυψη με ατμό και ενδεχομένως υπερθέρμανση σωλήνων. Αυτή είναι μια πιθανότητα όταν πυροδοτείται το HRSG και η ροή θερμότητας εντός των σωλήνων είναι υψηλή, ιδιαίτερα όταν χρησιμοποιείται μεγάλη πυκνότητα πτερυγίου και επίσης εάν το προφίλ θερμοκρασίας αερίου στη δέσμη σωλήνων είναι μη ομοιόμορφο.

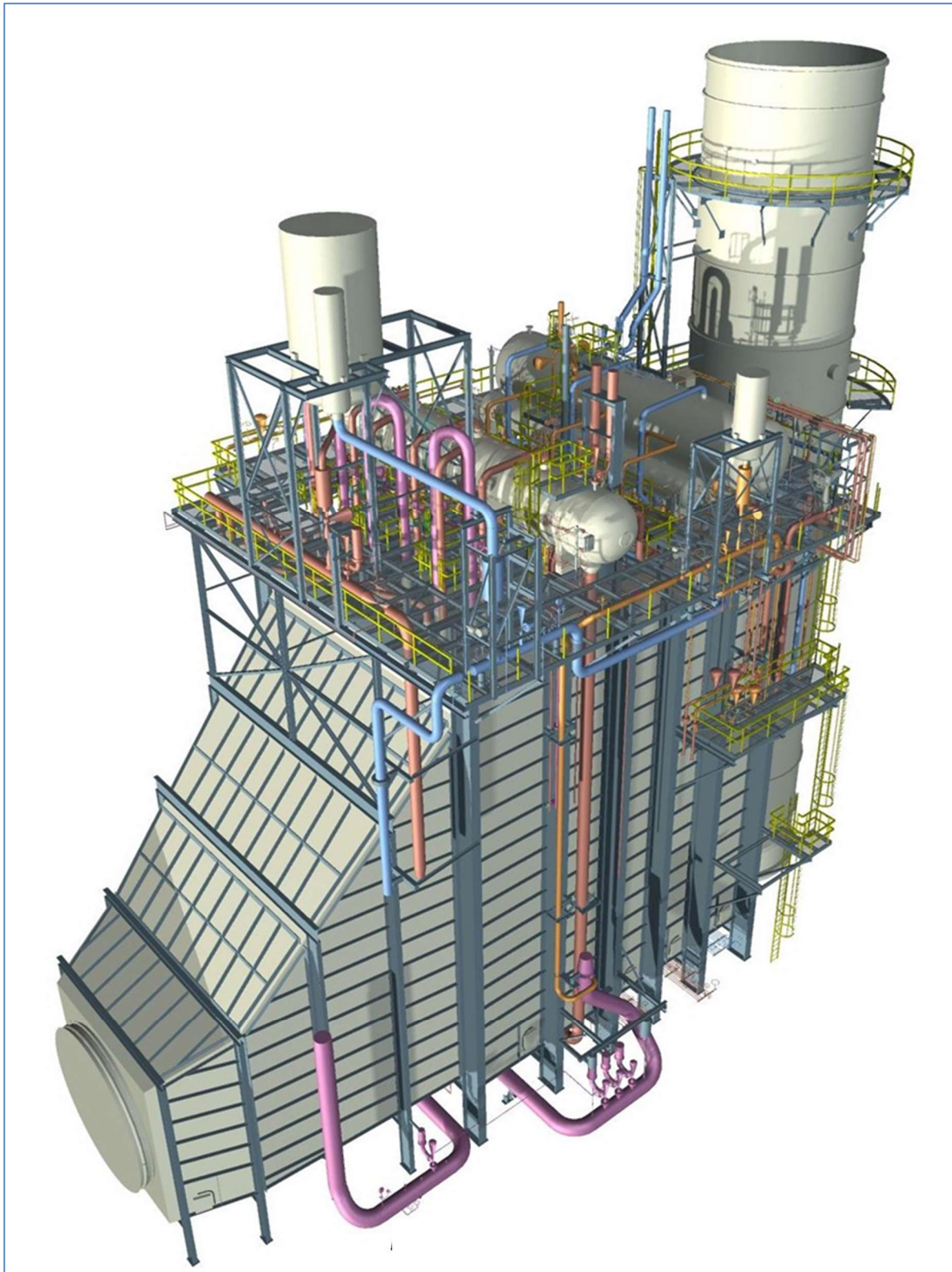
3. Το φυσικό σύστημα κυκλοφορίας με κάθετους σωλήνες μπορεί να ανεχθεί υψηλότερη ροή θερμότητας γενικά κατά 50% -80% περισσότερο από τα οριζόντια σχέδια σωλήνων. Εάν υπάρχει μια ανομοιομορφία στη θερμοκρασία αερίου ή στη ροή θερμότητας σε οποιαδήποτε διατομή, ο σωλήνας που δέχεται την υψηλότερη ροή θερμότητας θα έχει υψηλότερη CR λόγω της μεγαλύτερης διαφοράς στις πυκνότητες ρευστού μεταξύ του πιο πυκνού ρευστού στο κύκλωμα της αποβίβασης και του λιγότερο πυκνού μίγματος στους σωλήνες του εξατμιστή, πράγμα που βοηθάει στην εξομάλυνση των ανισοροπιών. Σε μονάδες αναγκαστικής κυκλοφορίας, η αντίσταση ροής όλων των σωλήνων είναι σχεδόν η ίδια όπως και η ροή του μείγματος και κάθε σοβαρή διακύμανση της ροής αερίου και της θερμοκρασίας σε μια διατομή μπορεί να προκαλέσει τη δημιουργία περισσότερων ατμών από τους σωλήνες και συνεπώς να είναι ευάλωτοι σε βλάβες σωλήνων.

4. Οι φυσικές μονάδες κυκλοφορίας απαιτούν περισσότερη κάλυψη εδάφους από τις μονάδες αναγκαστικής κυκλοφορίας. Ο χώρος του δαπέδου μπορεί να εκτείνεται σε αρκετές εκατοντάδες μέτρα αν υπάρχουν πολλαπλές μονάδες και καταλύτες για έλεγχο "NO". Σε μονάδες με αναγκαστική κυκλοφορία, ο χώρος δαπέδου μπορεί να είναι μικρός, αλλά το ύψος του HRSG θα είναι μεγάλο και θα απαιτεί μεγαλύτερο στήριγμα χάλυβα, σκάλες και πλατφόρμες.

5. Η οριζόντια διαμόρφωση ροής αερίου των φυσικών μονάδων κυκλοφορίας παρέχει έναν εύκολο τρόπο για το πλύσιμο με νερό των εξαιρετικά διαλυτών ενώσεων αμμωνίας, μετά την επιλεκτική καταλυτική αναγωγή (SCR) όταν λειτουργούν με καύσιμο που περιέχει θείο. Όταν μια μονάδα κατακόρυφης ροής αερίου πλένεται με νερό, τα προϊόντα καταιονισμού και διαβρωτικά προϊόντα είναι πιθανόν να εναποτίθενται πάνω από το SCR κάτω από τις επιφάνειες χαμηλής θερμοκρασίας.

6. Το νερό του οικονομητήρα ρέει προς τα κάτω σε μια μονάδα αναγκαστικής κυκλοφορίας με το αέριο να ρέει από κάτω προς τα πάνω. Συνεπώς, εάν σχηματιστούν φυσαλίδες ατμού σε χαμηλά φορτία, υπάρχει δυνατότητα στασιμότητας ροής εντός των σωλήνων. Ένας τρόπος για να ξεπεραστεί αυτό είναι η τοποθέτηση της βαλβίδας ελέγχου ύδατος τροφοδοσίας μεταξύ του οικονομητήρα και του εξατμιστή, έτσι ώστε να αυξηθεί η πίεση λειτουργίας του οικονομητήρα και να είναι διαθέσιμη κάποια θερμοκρασία προσέγγισης (διαφορά μεταξύ θερμοκρασίας κορεσμού σε αυτή την πίεση και θερμοκρασία εξόδου νερού).

7. Το περίβλημα της μονάδας αναγκαστικής κυκλοφορίας είναι συνήθως ζεστό καθώς είναι ευκολότερο να συγκρατούνται οι δέσμες σωλήνων στο εσωτερικό του περιβλήματος και να στηρίζονται. Ωστόσο, αυτό απαιτεί μόνωση και το θερμικό περίβλημα απαιτεί κράμα χάλυβα ανάλογα με τις θερμοκρασίες του αερίου. Πρέπει επίσης να εξεταστούν τα ζητήματα θερμικής διαστολής μεταξύ των σωληνώσεων και των σωληνώσεων.



Σχήμα 4-2: Τρισδιάστατη απεικόνιση HRSG

4.6.9 Έλεγχος εκπομπών σε HRSGs

Για να κρατηθούν χαμηλά τα επίπεδα CO και NO , απαιτείται σύστημα SCR. Επειδή αυτά λειτουργούν αποτελεσματικά μόνο μέσα σε ένα εύρος θερμοκρασιών αερίου τυπικά 350 °C-420 °C, το HRSG θα πρέπει να σχεδιάζεται κατάλληλα ώστε κατά τη λειτουργία με καύση ή σε λειτουργία μερικού φορτίου του αεριοστρόβιλου, να μπορεί να ικανοποιηθεί το εύρος θερμοκρασιών αερίου στο SCR.

Η διάταξη έκχυσης της αμμωνίας (υπό μορφή πλέγματος, εικόνα 3-2) πρέπει να τοποθετείται έτσι ώστε η αμμωνία που εγχέεται στο ρεύμα αερίου να αναμιγνύεται καλά με τα καυσαέρια. Η χρήση καταλυτών επηρεάζει το σχεδιασμό και την απόδοση του HRSG με ορισμένους τρόπους.

Ο εξατμιστής σε όλες σχεδόν τις περιπτώσεις πρέπει να χωριστεί σε δύο μέρη ώστε ο καταλύτης NO να μπορεί να τοποθετηθεί μεταξύ των δύο εξατμιστών. Το μέγεθος των εξατμιστών πρέπει να ελέγχεται σε όλα τα φορτία ώστε να διασφαλίζεται ότι η κατάλληλη θερμοκρασία του αερίου επιτυγχάνεται σε όλα τα φορτία. Αυτοί οι δύο εξατμιστές θα λειτουργούν παράλληλα και θα συνδέονται με το κοινό τύμπανο ατμού με εξωτερικές βυθίσεις και ανυψωτήρες. Τα μήκη αυτών των σωλήνων μπορεί να είναι σημαντικά και να τρέχουν σε 20-40 μέτρα ανάλογα με το ύψος HRSG και τη θέση των δύο εξατμιστών.

Ως εκ τούτου, πρέπει να πραγματοποιηθούν υπολογισμοί κυκλοφορίας για να διασφαλιστεί ότι οι εξατμιστές λειτουργούν καλά σε όλους τους τρόπους λειτουργίας.

4.6.10 HRSG απόδοση και αξιολόγηση των δεδομένων πεδίου

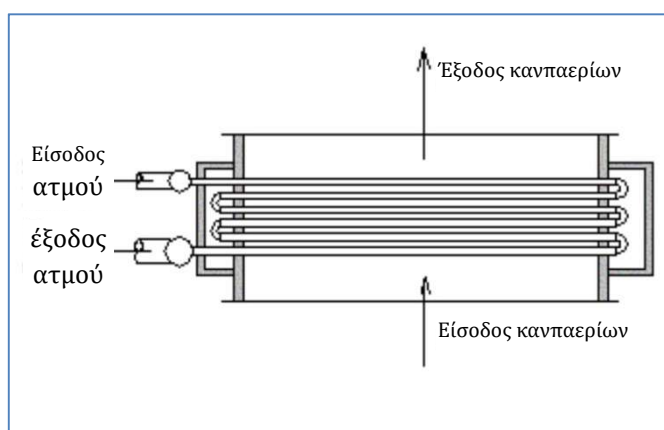
Όταν εγκαθίσταται ένας νέος λέβητας ανάκτησης θερμότητας, τα δεδομένα λειτουργίας του ενδέχεται να διαφέρουν από αυτά που αναφέρονται στην σχεδίαση. Μπορεί να υπάρχουν πολλοί λόγοι για αυτό, όπως είναι οι εξής:

- Η ροή και η θερμοκρασία των καυσαερίων μπορεί να είναι διαφορετική από εκείνη που χρησιμοποιείται στην σχεδίαση ή στη δήλωση εγγύησης. Ένας ανεφοδιασμένος λέβητας ανάκτησης θερμότητας απλά ανταποκρίνεται στις συνθήκες του αερίου εισόδου και ως εκ τούτου οι παράμετροι ατμού μπορεί να είναι διαφορετικές από αυτές που αναμένονται.
- Η θερμοκρασία ή η πίεση του νερού τροφοδοσίας του εργοστασίου μπορεί να είναι ελαφρώς διαφορετική από εκείνη που χρησιμοποιήθηκε για τη δημιουργία της σχεδίασης, λόγω της διαθεσιμότητας της εγκατάστασης για τον περιορισμό, την απαερίωση ή την εγκατάσταση επεξεργασίας νερού. Ως εκ τούτου, η θερμοκρασία ατμού που παράγεται ή εξέρχεται από τον λέβητα μπορεί να διαφέρει από εκείνη που αναφέρεται στην πρόταση.

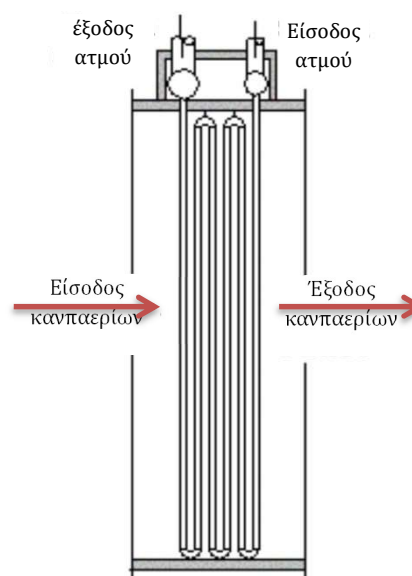
4.7 ΣΥΣΤΑΤΙΚΑ ΤΟΥ HRSG

4.7.1 ΥΠΕΡΘΕΡΜΑΝΤΗΡΕΣ

Για την αποφυγή παρουσίας υγρού νερού στους σωλήνες απαιτείται η λειτουργία υπερθέρμανσης σε μια εγκατάσταση. Όταν το νερό συμπυκνώνεται στους σωλήνες ατμού, είναι πολύ προφανές. Η συμπύκνωση προκαλεί έντονο θόρυβο που ακούγεται σε όλο το εργοστάσιο και μπορεί να μεταφέρει τους σωλήνες ατμού έως και 15 εκατοστά από τη θέση τους.



Σχήμα 4-3: Οριζόντιος τύπος Υπερθερμαντήρα



Σχήμα 4-4: Κατακόρυφος τύπος Υπερθερμαντήρα

Οι υπερθερμαντήρες αφαιρούν όλο το υγρό νερό από τον ατμό αυξάνοντας τη θερμοκρασία του ατμού αρκετά πάνω από το σημείο κορεσμού. Ο υπερθερμαντήρας χρησιμοποιεί την πρόσθετη ενέργεια για τη θέρμανση του ατμού που εξέρχεται από το λέβητα. Ο υπερθερμαντήρας, ο οποίος περιέχει οριζόντιους ή κατακόρυφα προσανατολισμένους σωλήνες, αναρτάται σε μια περιοχή μεταφοράς ή ακτινοβολίας του λέβητα. Η ύπαρξη πρόσθετης θερμότητας είναι σημαντική όταν ο ατμός μεταβαίνει σε μια μονάδα παραγωγής ενέργειας όπως ένα στρόβιλο, επειδή η υπερβολική υγρασία του ατμού μπορεί να προκαλέσει βλάβη και να μειώσει την απόδοση του στρόβιλου.

Λόγω των εξαιρετικά υψηλών θερμοκρασιών του ατμού, χρησιμοποιούνται χάλυβες αντοχής σε υψηλές θερμοκρασίες για τη διανομή του. Ο υπερθερμαντήρας πρέπει να είναι κατασκευασμένος από χάλυβα υψηλής αντοχής για να χειρίζεται τις εξαιρετικά υψηλές θερμοκρασίες του ατμού.

4.7.2 ΟΙΚΟΝΟΜΗΤΗΡΑΣ

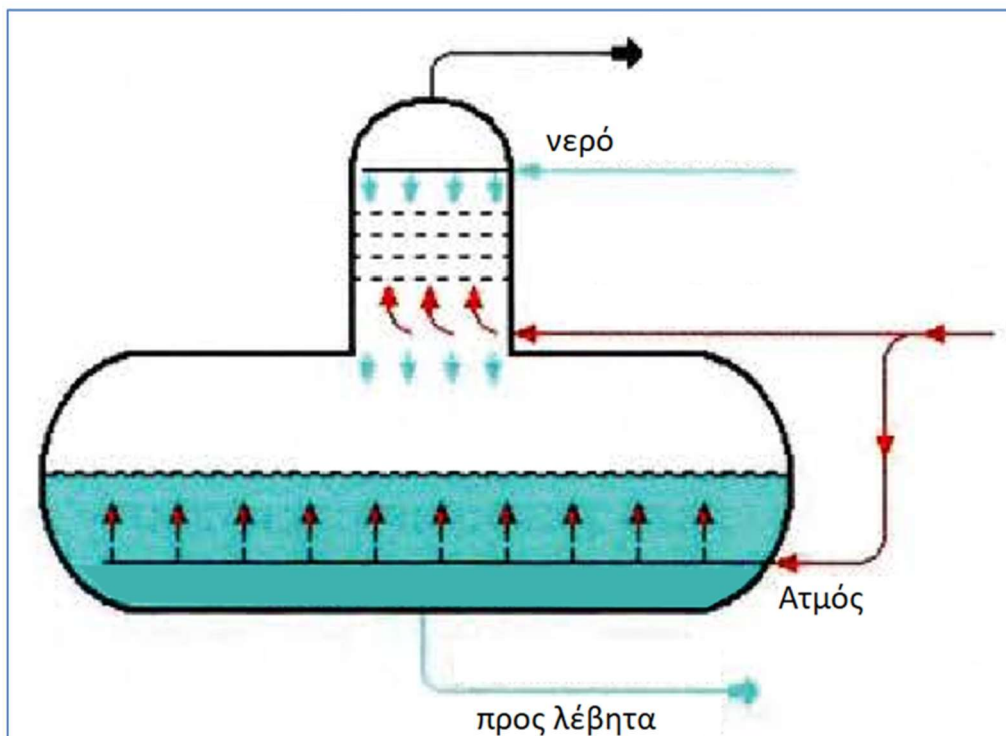
Ένας οικονομητήρας χρησιμοποιεί την απορριπτόμενη θερμότητα που παράγεται από τη διαδικασία καύσης για να βελτιώσει τη συνολική απόδοση. Τα καυσαέρια που εξέρχονται από τον θάλαμο καύσης ή τον αεριοστρόβιλο εξακολουθούν να είναι πολύ καυτά και μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την προθέρμανση του τροφοδοτικού νερού ή για τη μετατροπή του νερού σε ατμό για την λειτουργία ενός ατμοστρόβιλου (σε εφαρμογές συνδυασμένου κύκλου).

4.7.3 ΑΠΑΕΡΙΩΤΗΣ

Το νερό που τροφοδοτεί τους λέβητες ατμού περιέχει διαλυμένα αέρια όπως οξυγόνο και διοξείδιο του άνθρακα. Εάν αυτά τα αέρια δεν αφαιρεθούν, μπορούν να επιδράσουν στις επιφάνειες των μεταλλικών σωληνώσεων και άλλους μεταλλικούς εξοπλισμούς και να επιταχύνουν τις διεργασίες διάβρωσης. Επειδή αυτά τα αέρια δεν μπορούν να συμπυκνωθούν, πρέπει να χρησιμοποιηθεί διαφορετική διαδικασία.

Οι τύποι απαεριωτών που χρησιμοποιούνται σήμερα είναι τύπου ψεκασμού και οι δίσκων.

Ο πρώτος αποτελείται από μια σειρά από εσωτερικούς δίσκους, στους οποίους κατευθύνεται το νερό τροφοδοσίας. Ο ατμός απομακρύνεται από το τύμπανο ατμού διέρχεται μέσω ρυθμιστή στα 0,69 bar (10 psig) και ανεβαίνει πάνω από τους δίσκους.



Σχήμα 4-5: Απαεριωτής

Όταν ο ατμός έρχεται σε επαφή με το νερό τροφοδοσίας, λαμβάνει χώρα μία ενέργεια "πλύσης", εξαλείφοντας τα μη συμπυκνώσιμα αέρια από το νερό και απελευθερώνοντάς τα στην ατμόσφαιρα. Η πιο σημαντική λειτουργία του απαεριωτή

είναι η αφαίρεση των διαλυμένων αερίων, αλλά μπορεί επίσης να χρησιμοποιηθεί για τη θέρμανση και την αποθήκευση τροφοδοτικού ύδατος και για την αποτροπή της υπερχείλισης του νερού τροφοδοσίας.

Εναλλακτικά, σε αντίθεση με τους συμβατικούς σταθμούς ηλεκτροπαραγωγής, μπορεί να μην χρησιμοποιείται απαγωγός. Αντί αυτού χρησιμοποιείται αντλία για την αποστολή νερού στο τύμπανο ατμού HRSG χαμηλής πίεσης όπου θερμαίνεται και αφαιρείται το οξυγόνο.

5. ΚΑΥΣΙΜΑ

Η θερμότητα που εκλύεται κατά την τέλεια καύση της μονάδας βάρους ενός στερεού ή υγρού καυσίμου καλείται "θερμογόνος δύναμη" ή «θερμογόνος ικανότητα» και μετράται σε kJ/kg (SI), kcal/kg ή Btu/lb.

Στα αέρια καύσιμα η θερμογόνος δύναμη αναφέρεται συνήθως στη μονάδα του όγκου του καυσίμου υπό κανονικές συνθήκες (0 °C - 760 mm Hg) και μετράται σε MJ/Nm³ (SI), kcal/m³ ή Btu/ft³ - Btu/cu-ft.

Επίσης, στα αέρια καύσιμα συνήθως προσδιορίζεται η Θερμογόνος Δύναμη με καύση τους υπό σταθερή πίεση και συνεχή ροή σε πρότυπο καυστήρα.

5.1 ΣΥΣΤΑΣΗ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ ΠΡΟΕΡΧΟΜΕΝΟΥ ΑΠΟ ΤΗ ΡΩΣΙΑ

Πίνακας 5-1: Σύσταση Φυσικού Αερίου

| Αέριο | Περιεκτικότητα % κ.ό. (v/v) | Μοριακός Τύπος | Σχετική Μοριακή Μάζα |
|-----------------------|--------------------------------|--------------------------------|----------------------------|
| Μεθάνιο | 98% | CH ₄ | 16 |
| Αιθάνιο | 0,6% | C ₂ H ₆ | 30 |
| Προπάνιο | 0,2% | C ₃ H ₈ | 44 |
| Βουτάνιο | 0,2% | C ₄ H ₁₀ | 58 |
| Πεντάνιο | 0,1% | C ₅ H ₁₂ | 72 |
| Άζωτο | 0,8% | N ₂ | 28 |
| Διοξείδιο του άνθρακα | 0,1% | CO ₂ | 44 |
| Σύνολο | 100% | Μέση σχετική μοριακή μάζα | 16,4 |

Η κατώτερη θερμογόνος δύναμη (L.H.V.) του συγκεκριμένου Φυσικού Αερίου είναι:
 $H_u = 9.600 \text{ Kcal/Nm}^3$

Το 1 kcal αντιστοιχεί σε 4,184 kJ άρα
 Τα 9.600 kcal αντιστοιχούν $9.600 \cdot 4,184 = 40.166,4 \text{ kJ}$

Οπότε:

$H_u = 9.600 \text{ Kcal/Nm}^3 = 9.600 \text{ Kcal/Nm}^3 (4,184 \text{ J/cal}) = 40.166,4 \text{ kJ/Nm}^3$.

Τα 22,4 lt ζυγίζουν 16,4gr άρα
 το 1 m³ (1000 lt) ζυγίζει (16,4/22,4=0,73 kg)

Οπότε $40.166,4 \text{ kJ / Nm}^3 / (0,73 \text{ kg / m}^3) = 54.848 \text{ kJ / kg}$, δηλ.,

$$H_u = 54.848 \text{ kJ / kg} \quad (5.1)$$

Συνεπώς οι υπολογισμοί θα γίνουν με αυτήν την τιμή που προσδιορίστηκε.

Για τη καύση του Φυσικού Αερίου σε αεριοστρόβιλο χρησιμοποιείται συνήθως περίσσεια αέρα, ώστε το οξυγόνο στα καπναέρια να βρίσκεται σε ποσοστό περί το 1% και το μονοξείδιο του άνθρακα στα καπναέρια να έχει χαμηλές τιμές.

5.2 ΚΑΥΣΗ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ

Η καύση καυσίμου σε ένα λέβητα είναι μια χημική αντίδραση που διέπεται από τις αρχές της στοιχειομετρίας. Ο αέρας καύσης παρέχεται σε περίσσεια για να εγγυηθεί την πλήρη καύση. Ο υπερβολικός αέρας μειώνει τόσο τη θερμοκρασία καύσης όσο και τις απώλειες θερμότητας. Το βέλτιστο περιττό κλάσμα αέρα για τη διαδικασία καύσης είναι μεταξύ 10 και 50%. Η ατελής καύση αποδίδει τοξικό μονοξείδιο του άνθρακα στα καυσαέρια.

Οι ενώσεις του θείου μπορούν να βρεθούν σε υγρά και στερεά καύσιμα όπως ο άνθρακας και οι αλκοόλες. Αποτελούνται από θείο και οξυγόνο, οξείδια θείου ή SO_x , είναι ένα υποπροϊόν της διαδικασίας καύσης. Το διοξείδιο του θείου διαλύεται σε νερό ή υδρατμούς για να σχηματίσει θειικό οξύ, το οποίο προκαλεί όξινη βροχή, έτσι ώστε οι εκπομπές SO_x να ρυθμίζονται αυστηρά. Υψηλές θερμοκρασίες διατηρούνται στο λέβητα και στις καπνοδόχους για να αποφευχθεί η συμπύκνωση που μπορεί να προκαλέσει διάβρωση.

Στα εργοστάσια παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, χρησιμοποιείται ένα σύστημα επιλεκτικής καταλυτικής αναγωγής (SCR) για τη μείωση της ποσότητας εκπομπών από τον αεριοστρόβιλο. Το SCR είναι εγκατεστημένο στο HRSG και μειώνει τις ποσότητες εκπομπών οξειδίου του αζώτου (NO_x) από τα καυσαέρια του στροβίλου με έγχυση υγρής αμμωνίας στο καυσαέριο που διέρχεται από το HRSG. Η αμμωνία δρα ως καταλύτης για τη μετατροπή των οξειδίων του αζώτου σε καθαρό άζωτο και νερό. Χρησιμοποιώντας αυτή τη διαδικασία, το SCR αφαιρεί περίπου το 90% των οξειδίων του αζώτου στα καυσαέρια του στροβίλου.

6. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ

6.1 ΜΕΘΟΔΟΛΟΓΙΑ

Από τη μελέτη του συγγράμματος του αντίστοιχου μαθήματος (Γιαννόπουλος 2011) και την ανασκόπηση της βιβλιογραφίας, διαφάνηκε από την αρχή η πολυπλοκότητα των υπολογισμών, η αλληλεξάρτηση των μεγεθών και η ευμεταβλητότητα των αποτελεσμάτων, ανάλογα με τις αρχικές παραμέτρους.

Για την αντιμετώπιση και τον καλύτερο έλεγχο των αποτελεσμάτων, συναρτώμενων με τις αρχικές παραμέτρους, κατασκευάστηκε υπολογιστικό φύλλο, ως εξής:

- Αρχικά εισήχθησαν οι σταθερές και τα δεδομένα του προβλήματος.
- Στη συνέχεια οι μεταβλητές, οι οποίες παίρνουν τιμές κατ' εκτίμηση και η αλλαγή των οποίων έχει ως συνέπεια την αλλαγή των αποτελεσμάτων.
- Τέλος συμπληρώθηκαν τα κελιά με τις μαθηματικές σχέσεις και μορφοποιήθηκε η έξοδος των αποτελεσμάτων.

Η μορφή του παραγόμενου υπολογιστικού φύλλου φαίνεται στους παρακάτω πίνακες.

Πίνακας 6-1: Εισαγωγή σταθερών μεγεθών

| ΣΤΑΘΕΡΕΣ | ΣΥΜΒΟΛΟ | ΤΙΜΗ | ΜΟΝΑΔΑ |
|---|-------------------|-------|----------|
| ειδική θερμότητα αέρα (474°C) | c_{pa} | 1,087 | kJ/kg °C |
| ειδική θερμότητα αέρα (15°C) | c_{pa} | 1,005 | kJ/kg °C |
| ειδική θερμότητα καπναερίων | c_{pk} | 1,155 | kJ/kg °C |
| σταθερά ισεντροπικής μεταβολής αέρα | γ_{α} | 1,4 | |
| σταθερά ισεντροπικής μεταβολής καπναερίων | γ_{κ} | 1,33 | |
| $(\gamma_{\kappa}-1)/\gamma_{\kappa}$ | e_{κ} | 0,248 | |
| $(\gamma_{\alpha}-1)/\gamma_{\alpha}$ | e_{α} | 0,286 | |

Πίνακας 6-2: Εισαγωγή δεδομένων

| ΔΕΔΟΜΕΝΑ | ΣΥΜΒΟΛΟ | ΤΙΜΗ | ΜΟΝΑΔΑ |
|-------------------------------------|-------------|--------|----------|
| θερμοκρασία του ατμού υψηλής πίεσης | t_{s2} | 480 | °C |
| κατώτερη θερμογόνος δύναμη Φ.Α. | LHV | 54.848 | kJ/kg |
| ειδική θερμότητα φυσικού αερίου | c_{pf} | 0,23 | kJ/kg °C |
| μηχανικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή | η_{mc} | 0,98 | kJ/kg °K |
| μηχανικός βαθμός απόδοσης στροβίλου | η_{mt} | 0,98 | |
| βαθμός απόδοσης καύσης | η_b | 0,98 | |
| βαθμός απόδοσης της γεννήτριας | η_G | 0,98 | |

Πίνακας 6-3: Εισαγωγή μεταβλητών

| ΜΕΤΑΒΛΗΤΕΣ | ΣΥΜΒΟΛΟ | ΤΙΜΗ | ΜΟΝΑΔΑ |
|---|---------|-------|--------|
| Λόγος μάζας αέρα προς μάζα καυσίμου | f | 50 | |
| Θερμοκρασία καυσίμου στην είσοδο εναλλάκτη | t_1 | 35 | °C |
| Θερμοκρασία καυσίμου στην έξοδο εναλλάκτη | t_2 | 110 | °C |
| Θερμοκρασία αέρα στην είσοδο του συμπιεστή | T_1 | 15 | °C |
| Πίεση αέρα στην είσοδο του συμπιεστή | P_1 | 1,013 | bar |
| Πίεση αέρα στην έξοδο του συμπιεστή | P_2 | 14 | bar |
| Πίεση καπναερίων στην έξοδο του αεριογόνου στροβίλου | P_4 | 3,55 | bar |
| ΙΣΧΥΣ ΗΛΕΚΤΡΟΓΕΝΝΗΤΡΙΑΣ ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ | W_G | 140 | MW |

Πίνακας 6-4: Συγκεντρωτική παρουσίαση συνθηκών

| ΣΥΝΓΚΕΝΤΡΩΤΙΚΟΣ ΠΙΝΑΚΑΣ ΣΥΝΘΗΚΩΝ | | ΣΥΜΒΟΛΟ | ΤΙΜΗ | ΜΟΝΑΔΑ |
|----------------------------------|---|---------------|-------|--------|
| Εναλλάκτης | θερμοκρασία καυσίμου στην είσοδο εναλλάκτη | t_1 | 35 | °C |
| | θερμοκρασία καυσίμου στην έξοδο εναλλάκτη | t_2 | 110 | °C |
| Συμπιεστής | Θερμοκρασία αέρα στην είσοδο του συμπιεστή | T_1 | 15 | °C |
| | Πίεση αέρα στην είσοδο του συμπιεστή | P_1 | 1,013 | bar |
| | Θερμοκρασία αέρα στην έξοδο του συμπιεστή (Θ) | $T_{2\theta}$ | 337 | °C |
| | Θερμοκρασία αέρα στην έξοδο του συμπιεστή (Π) | $T_{2\pi}$ | 386 | °C |
| | Πίεση αέρα στην έξοδο του συμπιεστή | P_2 | 14 | bar |
| Αεριογόνος στρόβιλος | Θερμοκρασία καπναερίων στην είσοδο του αεριογόνου στροβίλου | T_3 | 1.244 | °C |
| | Πίεση καπναερίων στην είσοδο του αεριογόνου στροβίλου | P_3 | 13,72 | bar |
| | Θερμοκρασία καπναερίων στην έξοδο του αεριογόνου στροβίλου (Θ) | $T_{4\theta}$ | 811 | °C |
| | Θερμοκρασία καπναερίων στην έξοδο του αεριογόνου στροβίλου (Π) | $T_{4\pi}$ | 860 | °C |
| | Πίεση καπναερίων στην έξοδο του αεριογόνου στροβίλου | P_4 | 3,55 | bar |
| Στρόβιλος ισχύος | Θερμοκρασία καπναερίων στην έξοδο του στροβίλου ισχύος (Θ) | $T_{5\theta}$ | 557 | °C |
| | Θερμοκρασία καπναερίων στην έξοδο του στροβίλου ισχύος (Π) | $T_{5\pi}$ | 590 | °C |
| | Πίεση καπναερίων στην έξοδο του στροβίλου ισχύος | P_5 | 1,013 | bar |

Κατά την λειτουργία του συνδυασμένου κύκλου παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, συνεισφέρουν τόσο ο αεριοστρόβιλος όσο και ο ατμοστρόβιλος.

Η παρούσα μελέτη σχεδιάστηκε με της εξής κατανομή:

Πίνακας 6-5: Κατανομή ισχύος στην μονάδα

| | Ποσοστό | Ισχύς MW |
|----------------|---------|-------------|
| Αεριοστρόβιλος | 2/3 | 140 |
| Ατμοστρόβιλος | 1/3 | 60 |
| Σύνολο | 3/3 | 200 |

Οι υπολογισμοί αφορούν την μελέτη εγκατάστασης αεριοστρόβιλης μονάδας ισχύος 140 MW και ατμοστρόβιλης 60 MW σε λειτουργία συνδυασμένου κύκλου.

Κατά τα δεδομένα της εργασίας, η πίεση του ατμολέβητα είναι 150 bar και η θερμοκρασία υπερθέρμου ατμού 480°C.

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.

Παρατήρηση: η υπολογισμοί γενικά έγιναν με ακρίβεια δεύτερου δεκαδικού ψηφίου (ή όπως εμφανίζονται στις αντίστοιχες εξισώσεις, ενώ κατά τις περιγραφές των μεγεθών στο κείμενο η αναφορά στις τιμές έχει στρογγυλοποιηθεί σε ακέραια τιμή.

6.2 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ

Ακολουθεί η περιγραφή της εγκατάστασης, όπως φαίνεται στο σχεδιάγραμμα (10-2) που απεικονίζει τη ροή ρευμάτων για τα εξής τμήματα.

- Τμήμα αεριοστρόβιλου ισχύος 140 MW.
- Τμήμα ατμοστρόβιλου ισχύος 60 MW. (η τελική τιμή για τη ισχύ του ατμοστρόβιλου είναι 72 MW)

6.2.1. ΤΜΗΜΑ ΗΛΕΚΤΡΟΠΑΡΑΓΩΓΗΣ

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 °C, P=1,013 bar) συμπιέζεται σταδιακά στο τμήμα του συμπιεστή χαμηλής και στη συνέχεια στο τμήμα του συμπιεστή υψηλής πίεσης με σκοπό να αποκτήσει την επιθυμητή πίεση των 14 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 °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 (50/1) 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 (66 % περίπου) χρησιμοποιείται για την ψύξη των τοιχωμάτων του θαλάμου καύσης και αραίωσης των προϊόντων καύσης και μόνο το 34 % χρησιμοποιείται για την καύση. Η μεγάλη ποσότητα του αέρα που χρησιμοποιούμε έχει ως αποτέλεσμα, η θερμοκρασία που αναπτύσσεται στον θάλαμο καύσης να κατεβαίνει στους 1.244 °C.

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 140 MW. Τα θερμά καπναέρια εξερχόμενα του στρόβιλου ισχύος εξακολουθούν να έχουν υψηλή θερμοκρασία (~590 °C) και χρησιμοποιούνται για την παραγωγή ατμού υψηλής πίεσης οδηγούμενα στην καπνοδόχο εντός της οποίας είναι εγκατεστημένος ο εξοπλισμός του λέβητα.

Στην διαδρομή τους τα καπναέρια, από το σημείο εισόδου στον καπναγωγό της καπνοδόχου, αποδίδουν το θερμικό τους φορτίο στο σύστημα ανάκτησης θερμότητας. Αρχικά στον υπερθερμαντήρα, μετά στον εξατμιστή, στη συνέχεια στον οικονομητήρα. Αποβάλλονται στην ατμόσφαιρα με θερμοκρασία 185 °C από καπνοδόχο που βρίσκεται πάνω στο τμήμα ανάκτησης θερμότητας του λέβητα.

6.2.2. ΤΜΗΜΑ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΑΤΜΟΥ

Το 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 atü. Πριν την είσοδο του στον απαεριωτή το τροφοδοτικό νερό θερμαίνεται σε εναλλάκτη νερού – ατμού με παροχή ατμού χαμηλής πίεσης 5 atü. 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.

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 atü) 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 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 $< 0,2$ 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 343 °C και οδηγείται στο τύμπανο του ατμού. Από το τύμπανο του ατμού το κορεσμένο νερό με αντλία ανακυκλοφορεί συνεχώς μέσω του εξαμιστή όπου ατμοποιείται και μετατρέπεται σε κορεσμένο ατμό 343 °C.

Η παροχή τροφοδοτικού νερού λέβητα προς τον οικονομητήρα ρυθμίζεται από το άνοιγμα βάνας 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 480 °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.

Αυτή η χρήση του ατμού έχει ως αποτέλεσμα την αντίστοιχη η 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 ΣΥΝΔΥΑΣΜΕΝΟΥ ΚΥΚΛΟΥ

Η μονάδα παραγωγής ηλεκτρισμού συνδυασμένου κύκλου του οποίου η μελέτη αποτελεί αντικείμενο της παρούσης πτυχιακής εργασίας αποτελείται από τα παρακάτω:

- Ένα αεριοστρόβιλο που σε συνθήκες ISO ($P=1,013$ bar, $T=15$ °C) παράγει ισχύ ~ 140 MW.
- Ένα ατμοπαραγωγό σύστημα εκμετάλλευσης του θερμικού φορτίου των καπναερίων του αεριοστρόβιλου για παραγωγή ατμού με τα εξής ποιοτικά χαρακτηριστικά: $P = 150$ atü και $T = 480$ °C.
- Ένα ατμοστρόβιλο ισχύος ~ 60 MW
- 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.

Εργαζόμενο ρευστό είναι ο αέρας με Πίεση=1,013 bar, Θερμοκρασία = 15 °C και Υγρασία=0%.

Κατά την λειτουργία του σταθμού παράγεται ατμός υψηλής πίεσης με $P=150 \text{ atü}$ και $T=480 \text{ °C}$.

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. Το νερό τροφοδοσίας έχει Πίεση=3,5 bar και Θερμοκρασία=30 °C.

6.4.2 Αέριο Καύσιμο (Φυσικό Αέριο)

Η μονάδα ηλεκτροπαραγωγής χρησιμοποιεί καύσιμο Φυσικό Αέριο, προερχόμενο από τη Ρωσία. Η προμήθεια του αερίου γίνεται με αγωγό, όπως αναφέρεται στην παράγραφο 1.1.3. Η σύσταση αυτού του Φυσικού Αερίου δίνεται στον πίνακα 5-1, σελ. 45.

6.5 ΠΙΕΣΗ – ΣΥΜΠΙΕΣΗ – ΕΚΤΩΝΩΣΗ ΕΡΓΑΖΟΜΕΝΟΥ ΡΕΥΣΤΟΥ

Συμπιεστής

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

Πίεση εξόδου: $P_2 = 14 \text{ bar}$

Λόγος Συμπίεσης: $r_c = \frac{P_2}{P_1} = \frac{14}{1,013} = 13,82$

Θάλαμος καύσης

Καύση υπό σταθερή πίεση.

Παραδοχή: Στην εργασία θεωρούμε απώλεια πίεσης στον θάλαμο καύσης 2 % της πίεσης εισόδου αέρα ήτοι: Πίεση εξόδου: $P_3 = P_2 \times 0,98 = 13,72 \text{ bar}$.

Αεριογόνο τμήμα

Πίεση εξόδου των καπναερίων από τον αεριογόνο στρόβιλο, στην φάση εκτόνωσης, πριν την είσοδό τους στον στρόβιλο ισχύος είναι $P_4 = 3,55 \text{ bar}$.

Θεωρούμε απώλεια πίεσης $\Delta P = P_3 - P_4 = 13,72 \text{ bar} - 3,55 \text{ bar} = 10,17 \text{ bar}$.

Στρόβιλος ισχύος

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

6.6 ΠΑΡΑΔΟΧΕΣ ΜΕΛΕΤΗΣ

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

$$\text{Λόγος αέρα προς καύσιμο: } f = \frac{m_a}{m_f}.$$

Μηχανικοί βαθμοί απόδοσης συμπιεστή, στρόβιλου και όλης της μονάδας:

$$\eta_{m_c} = \eta_{m_t} = \eta_n = 0,98.$$

Ο συμπιεστής και ο στρόβιλος διαιρούνται σε βαθμίδες.

Ο λόγος πιέσεων ανά βαθμίδα θεωρείται ο ίδιος.

Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή η_c και στρόβιλου η_t υπολογίζονται πιο κάτω με βάση τον ίδιο περίπου 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 γ , επηρεάζουν τους υπολογισμούς της απόδοσης ενός κύκλου και πρέπει να λαμβάνονται υπ' όψη 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 γ αφού συνδέεται με το c_p με την Σχ. 6.1.

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

όπου:

$$\bar{R} = 8,314 \text{ KJ/K}_{mol} \cdot ^\circ K$$

M = Σχετική μοριακή μάζα (Μοριακό Βάρος)

Ο υπολογισμός των c_p και γ βασίζεται σε εμπειρικές σχέσεις για κάθε συστατικό του αέρα ή του μίγματος καυσίμου – αέρα.

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

Στην παρούσα μελέτη δεν υπολογίζονται οι τιμές των C_p και γ , αλλά λαμβάνονται κατά προσέγγιση σταθερές τιμές για την ειδική θερμότητα C_{pa} του αέρα και C_{pk} των καπναερίων και συγκεκριμένα για:

$$\text{Αέρας} \quad C_{pa} = 1,005 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ K \quad \gamma_a = \frac{C_{pa}}{C_{va}} = 1,40 \quad (6.3)$$

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

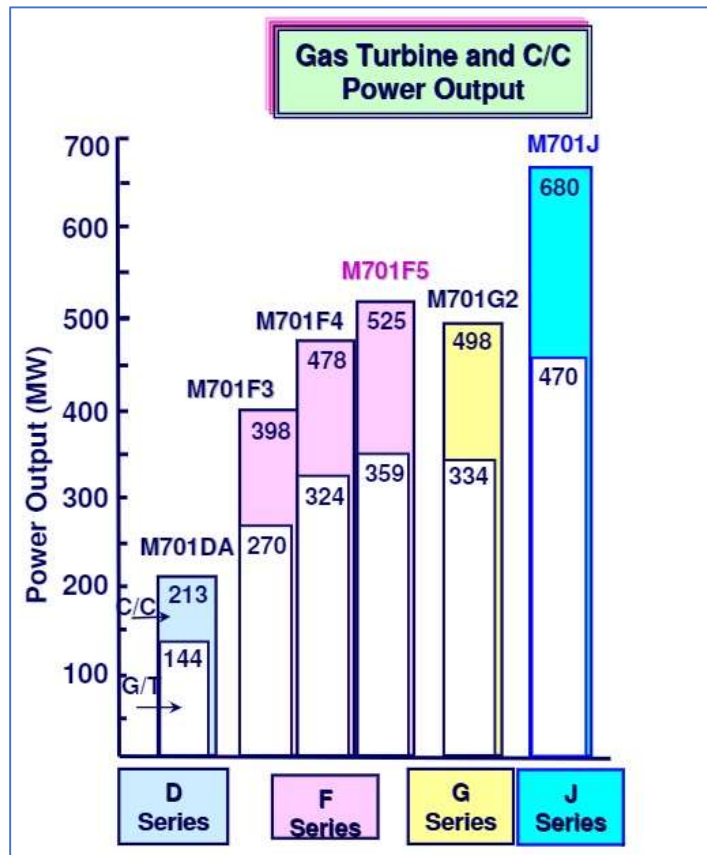
6.8 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΠΟΣΟΤΗΤΩΝ

Προκειμένου να υπολογιστούν τα απαιτούμενα μεγέθη, αναζητήθηκαν μηχανές που θα μπορούσαν να υλοποιήσουν τον συγκεκριμένο σχεδιασμό. Με κριτήριο την τάξη μεγέθους της ισχύος εντοπίστηκαν διάφορες υλοποιήσεις διαφορετικών κατασκευαστών, που συνοπτικά παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα:

Πίνακας 6-6: Μοντέλα αεριοστροβίλων

| ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΗΣ | ΜΟΝΤΕΛΟ | ΙΣΧΥΣ ΑΠΛΟΥ ΚΥΚΛΟΥ (MW) | ΙΣΧΥΣ ΣΥΝΔΥΑΣΜΕΝΟΥ ΚΥΚΛΟΥ (MW) |
|---|-------------|-------------------------|--------------------------------|
| Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. (MHI) | M701DA | 144 | 213 |
| SIEMENS | SGT5-2000E | 166 | 250 |
| General Electric (GE) | GT13E2 2012 | 210 | 305 |

Μεταξύ των διαφόρων κατασκευαστών μελετήθηκε η υλοποίηση της Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. (MHI) με στοιχεία που αναζητήθηκαν στο διαδίκτυο. Στην παρακάτω εικόνα παρουσιάζεται γραφικά η σχέση της ισχύος με τις αντίστοιχες υλοποιήσεις. Η υλοποίηση της σειράς D μπορεί να δώσει σε απλό κύκλο, ισχύ αεριοστροβίλου 144 MW ενώ σε συνδυασμένο κύκλο 213 MW.



Σχήμα 6-1: Αεριοστρόβιλοι της Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. (MHI)

Υπολογίζονται:

- Οι θερμοκρασίες αέρα – καπναερίων στην είσοδο – έξοδο των στοιχείων του αεριοστρόβιλου.
- Η κατανάλωση καυσίμου (Φυσικού αερίου).
- Ο Θεωρητικός και Πραγματικός Βαθμός απόδοσης της αεριοστροβιλικής εγκατάστασης.
- Η Ειδική Κατανάλωση Ενέργειας.
- 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).

$$\eta_c = 0,91 - \frac{r_c - 1}{300} \quad (6.5)$$

Όπου : r_c = ο λόγος συμπίεσης $r_c = \frac{P_{n+1}}{P_n} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{14}{1,013} = 13,82$

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

P_n = η πίεση αέρα στην είσοδο του συμπιεστή.

Με αντικατάσταση της τιμής $r_c = 13,82$ στην (6.5) προκύπτει:

$$\eta_c = 0,91 - \frac{13,82-1}{300} = 0,867 \text{ ή } \eta_c = 87\%$$

6.8.2 Θερμοκρασία αέρα στην έξοδο συμπιεστή

Η ισεντροπική (θεωρητική) θερμοκρασία του αέρα στην έξοδο του συμπιεστή $T_{2\theta}$ υπολογίζεται με την Σχ. (6.6).

$$T_{2\theta} = T_1 [r_c]^{(\gamma_\alpha - 1)/\gamma_\alpha} \quad (6.6)$$

Όπου:

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

Με αντικατάσταση των τιμών για τα μεγέθη $r_c = 13,82$, $T_1 = 273 + 15 \text{ }^\circ\text{C} = 288 \text{ }^\circ\text{K}$ και $\frac{\gamma_\alpha - 1}{\gamma_\alpha} = 0,286$ στην (6.6) προκύπτει:

$$T_{2\theta} = 288 \cdot 13,82^{0,286} \sim 610 \text{ }^\circ\text{K} \text{ ή } T_{2\theta} = 337 \text{ }^\circ\text{C}$$

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

$$T_{2\pi} = T_1 + \frac{T_{2\theta} - T_1}{\eta_c} = T_1 + \frac{T_1 \cdot (r_c)^{\frac{\gamma_\alpha - 1}{\gamma_\alpha}} - T_1}{\eta_c} = T_1 \cdot \left[1 + \frac{1}{\eta_c} \cdot \left((r_c)^{\frac{\gamma_\alpha - 1}{\gamma_\alpha}} - 1 \right) \right] \quad (6.7)$$

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

$$T_{2\pi} = 288 \cdot \left[1 + \frac{1}{0,87} \cdot ((13,82)^{0,286} - 1) \right] \sim 659 \text{ }^\circ\text{K} \text{ ή } T_{2\pi} = 386 \text{ }^\circ\text{C}$$

Παρατηρείται ότι: Η διαφορά θερμοκρασίας αέρα εξόδου – εισόδου συμπιεστή:

$\Delta T_c = (T_{2\pi} - T_1) = 659 - 288 = 331 \text{ }^\circ\text{K}$, δίνεται και με την Σχ. (6.8) η οποία προκύπτει από την προηγούμενη Σχ. (6.7).

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

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

$$\eta_c = T_1 \cdot \frac{(r_c)^{\frac{\gamma_\alpha - 1}{\gamma_\alpha}} - 1}{\Delta T_c} \quad (6.9)$$

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: $T_{2\theta} = 610 \text{ }^\circ\text{K}$.

Πραγματική θερμοκρασία αέρα εξόδου συμπιεστή: $T_{2\pi} = 659 \text{ }^\circ\text{K}$.

Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή: $\eta_c = 86,7\%$.

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 $f = \frac{m_a}{m_f} = 50$ 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):

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

$$T_3 = \frac{(f + 1) \cdot T_1 \cdot C_{pk} + f \cdot C_{pa} \cdot (T_{2\pi} - T_1) + (LHV) \cdot \eta_b + C_{pf} \cdot (t_2 - t_1)}{(f + 1) \cdot C_{pk}}$$

Όπου:

m_a = ροή αέρα kg/h

$(m_a + m_f) = m_k$ ροή καπναερίων kg/h

m_f = ροή καυσίμου kg/h

f = λόγος μάζας αέρα προς μάζα καυσίμου

C_{pa} = ειδική θερμότητα αέρα $1,005\text{ kJ} / \text{kg} \cdot ^\circ\text{K}$.

C_{pk} = ειδική θερμότητα καπναερίων $1,155\text{ kJ} / \text{kg} \cdot ^\circ\text{K}$

LHV = κατώτερη θερμογόνος δύναμη 54.848 kJ/kg

$T_{2\pi}$ = 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 θερμότητα του φυσικού αερίου $0,23\text{ kJ} / \text{kg} \cdot ^\circ\text{K}$

η_b = βαθμός απόδοσης καύσης είναι $0,98$.

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

$$T_3 = \frac{(50 + 1) \cdot 288 \cdot 1,155 + 50 \cdot 1,005 \cdot (659 - 288) + 54.848 \cdot 0,98 + 0,23 \cdot (110 - 35)}{(50 + 1) \cdot 1,155}$$

$$T_3 = 1.516,7 \approx 1.517^{\circ}K \quad \text{ή} \quad T_3 = 1.244^{\circ}C \quad (6.11)$$

6.8.4 Υπολογισμός του λόγου αέρα/καύσιμο για δεδομένη T3.

Το ενεργειακό ισοζύγιο στο θάλαμο καύσης είναι:

$$\begin{aligned} Q_{in} &= Q_{out} \\ Q_{in} &= m_a \cdot C_{pa} \cdot (T_2 - T_1) + m_f \cdot (LHV) \cdot \eta_b + m_f \cdot C_{pf} \cdot (t_2 - t_1) \\ Q_{out} &= (m_a + m_f) \cdot C_{pk} \cdot (T_3 - T_1) \end{aligned} \quad (6.12)$$

Από τις Σχέσεις (6.12) έχουμε:

$$\begin{aligned} m_a \cdot C_{pa} \cdot (T_2 - T_1) + m_f \cdot (LHV) \cdot \eta_b + m_f \cdot C_{pf} \cdot (t_2 - t_1) &= \\ = (m_a + m_f) \cdot C_{pk} \cdot (T_3 - T_1) \end{aligned} \quad (6.13)$$

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

$$\begin{aligned} f \cdot C_{pa} \cdot (T_2 - T_1) + (LHV) \cdot \eta_b + C_{pf} \cdot (t_2 - t_1) &= (T_3 - T_1) \cdot C_{pk} \cdot (1 + f) \\ f &= \frac{C_{pk} \cdot (T_3 - T_1) - (LHV) \cdot \eta_b - C_{pf} \cdot (t_2 - t_1)}{C_{pa} \cdot (T_2 - T_1) - C_{pk} \cdot (T_3 - T_1)} \end{aligned} \quad (6.14)$$

Όπου:

T_1 = θερμοκρασία αέρα εισόδου στον συμπιεστή, $288^{\circ}K$

$T_{2\pi}$ = θερμοκρασία αέρα εξόδου από τον συμπιεστή, $659^{\circ}K$

T_3 = θερμοκρασία καπναερίων στην έξοδο του θαλάμου καύσης - είσοδος στον αεριογόνο στρόβιλο, που είναι $1.517^{\circ}K$ υπολογισθείσα με την Σχ. (6.11)

(LHV) = Κατώτερη θερμογόνο δύναμη φυσικού αερίου, kJ/kg

C_{pa} = Ειδική θερμοχωρητικότητα αέρα, $kJ/kg \cdot ^{\circ}K$

C_{pk} = Ειδική θερμοχωρητικότητα καπναερίων, $kJ/kg \cdot ^{\circ}K$

C_{pf} = Ειδική θερμοχωρητικότητα φυσικού αερίου, $kJ/kg \cdot ^{\circ}K$

η_b = απόδοση καύσης στον θάλαμο 98%

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

$$f = \frac{1,155 \cdot (1.517 - 288) - 54.848 \cdot 0,98 - 0,23 \cdot (110 - 35)}{1,005 \cdot (659 - 288) - 1,155 \cdot (1.517 - 288)} = 55,38 \quad (6.15)$$

6.8.5 Αεριογόνος στρόβιλος

Η καύση στον θάλαμο καύσης, γίνεται σε συνθήκες σταθερής πίεσης. Η πίεση εισόδου καπναερίων στον αεριογόνο στρόβιλο είναι $P_3 = 13,72 \text{ bar}$. Στην περίπτωση του θεωρητικού (ιδανικού) κύκλου θεωρούμε ότι δεν έχουμε απώλειες πίεσης, άρα ο λόγος πίεσης είναι.

$$r_c = r_t = 13,82 \quad (6.16)$$

6.8.6 Ισεντροπική απόδοση

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

$$\eta_{t1} = 0,90 - \frac{r_{t1} - 1}{250} = 0,90 - \frac{3,86 - 1}{250} = 0,885 \text{ ή } 89\% \quad (6.17)$$

όπου: $r_{t1} = \frac{P_3}{P_4} = \frac{13,72}{3,55} = 3,86$ ο λόγος πίεσης για τον αεριογόνο στρόβιλο.

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

$$\eta_{t1} = \frac{T_3 - T_{4\pi}}{T_3 \left[1 - \left(\frac{1}{r_{t1}} \right)^{\frac{\gamma_k - 1}{\gamma_k}} \right]} \quad (6.18)$$

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

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

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

$$\eta_{t1} = \frac{1,517 - 1,133}{1,517 \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{1}{3,86} \right)^{0,248}} \right]} = 0,885 \text{ ή } 89\%$$

Η ολική θερμοκρασιακή σχέση είναι:

$$\theta = \frac{T_3}{T_1} = \frac{T_{max}}{T_1} = \frac{1,517 \text{ } ^\circ K}{288 \text{ } ^\circ K} = 5,27 \quad (6.20)$$

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 στρόβιλου υπολογίζεται με την Σχ. (6.21).

$$T_{4\theta} = \frac{T_3}{(r_{t1})^{\frac{\gamma_k-1}{\gamma_k}}} \quad (6.21)$$

$$T_{4\theta} = \frac{1.517 \text{ } ^\circ K}{(3,86)^{0,248}} = \frac{1.517 \text{ } ^\circ K}{1,4} = 1.084,47 \approx 1.084 \text{ } ^\circ K \quad \text{ή} \quad T_{4\theta} = 811 \text{ } ^\circ C$$

Η πραγματική θερμοκρασία καπναερίων στην έξοδο του αεριογόνου στρόβιλου λαμβανομένου υπόψη του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης η_{t1} υπολογίζεται με την Σχ. (6.22).

$$T_{4\pi} = T_3 - \eta_{t1} \cdot (T_3 - T_{4\theta}) = 1.517 - 0,89 \cdot (1.517 - 1.084) = 1.133 \text{ } ^\circ K \quad \text{ή} \quad (6.22)$$
$$T_{4\pi} = 860 \text{ } ^\circ C$$

6.8.8 Θερμοκρασία καπναερίων (έξοδος στρόβιλου ισχύος)

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

$$T_{5\theta} = \frac{T_{4\pi}}{(r_{t2})^{\frac{\gamma_k-1}{\gamma_k}}} \quad (6.23)$$

$$\text{όπου: } r_{t2} = \frac{P_4}{P_5} = \frac{3,55}{1,013} = 3,5$$

Άρα:

$$T_{5\theta} = \frac{1.133 \text{ } ^\circ K}{\left(\frac{3,55}{1,013}\right)^{0,248}} = \frac{1.133 \text{ } ^\circ K}{1,36} = 829,78 \approx 830 \text{ } ^\circ K \quad \text{ή} \quad T_{5\theta} = 557 \text{ } ^\circ C$$

6.8.9 Ισεντροπική απόδοση στρόβιλου ισχύος

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

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

$$\text{Όπου: } r_{t2} = \frac{P_4}{P_5} = \frac{3,55}{1,013} = 3,5$$

Άρα:

$$\eta_{t2} = 0,90 - \frac{3,5 - 1}{250} = 0,89 \quad \text{ή} \quad 89\%$$

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

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

$$T_{5\pi} = 1.133 - 0,89 \cdot (1.133 - 830) = 863,1 = 863 \text{ } ^\circ K \quad \text{ή} \quad 590 \text{ } ^\circ C$$

6.9 ΘΕΩΡΗΤΙΚΟΣ ΘΕΡΜΙΚΟΣ ΒΑΘΜΟΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΤΟΥ ΚΥΚΛΟΥ

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

$$\eta_{\theta\epsilon\omega\rho} = 1 - r_c^{\frac{1-\gamma_\alpha}{\gamma_\alpha}} = 1 - \frac{1}{r_c^{\frac{\gamma_\alpha-1}{\gamma_\alpha}}} \quad (6.26)$$

Με αντικατάσταση του λόγου συμπίεσης $r_c=13,82$ και της τιμής $\frac{\gamma_\alpha-1}{\gamma_\alpha} = 0,286$ στην Σχ. (6.26) προκύπτει:

$$\eta_{\theta\epsilon\omega\rho} = 1 - \frac{1}{2,12} = 0,528 = 53\%$$

6.10 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΟΥ ΒΑΘΜΟΥ ΑΠΟΔΟΣΗΣ

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

$$(\eta_{\text{πραγ}})_{\Sigma} = \frac{\frac{\Theta \cdot (\eta_t \cdot \eta_{mt}) \cdot (\eta_c \cdot \eta_{mc})}{r_q} - 1}{\frac{(\eta_c \cdot \eta_{mc}) \cdot (\Theta - 1)}{r_q - 1} - 1} \quad (6.27)$$

όπου:

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

r_q = θερμοκρασιακή σχέση συμπίεσης η οποία είναι:

$$r_q = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma_{\alpha}-1}{\gamma_{\alpha}}} = (13,82)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 2,12$$

η_{mc}, η_{mt} = ο μηχανικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή-στροβίλου: $\eta_{mc} = \eta_{mt} = 0,98$

η_c, η_t = ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου: $\eta_c = 0,87$.

$\eta_t = \eta_{t1} \cdot \eta_{t2} = 0,89 \cdot 0,89 = 0,79$ αντίστοιχα.

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

$$(\eta_{\text{πραγ}})_{\Sigma} = \frac{\frac{5,27 \cdot (0,79 \cdot 0,98) \cdot (0,87 \cdot 0,98)}{2,12} - 1}{\frac{(0,87 \cdot 0,98) \cdot (5,27 - 1)}{2,12 - 1} - 1} = 0,2843 \text{ ή } 28\%$$

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

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

$$E.K.E = \frac{3.600}{(\eta_{\text{πραγ}})_{\Sigma}} = \frac{3.600}{0,284} = 12.663,90 \text{ kJ/kWh} \quad (6.28)$$

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

Η ειδική κατανάλωση καυσίμου υπολογίζεται με την Σχ. 6.29.

$$E.K.K = \frac{3.600}{(\eta_{\text{πραγ}})_{\Sigma}} \frac{1}{LHV} = \frac{3.600}{0,284} \frac{1}{54.848} = 0,231 \text{ kgr/kWh} \quad (6.29)$$

ή $E.K.K = 231 \text{ gr/kWh}$

6.13 ΠΟΣΟΤΗΤΑ ΚΑΥΣΙΜΟΥ

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

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

Όπου:

N_e : η παραγομένη ηλεκτρική ισχύς στην εγκατάσταση

$\eta_G = 0,98$ ο βαθμός απόδοσης της γεννήτριας

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

$$m_f = (E.K.K) \cdot \frac{N_e}{\eta_G} = 0,231 \cdot \frac{140.000}{0,98} = 32.984,4 \frac{kg}{h} \text{ ή } 9,16 \text{ kg/s}$$

Σημείωση. Η παραγομένη ισχύς με τον αεριογόνο στρόβιλο έχει ληφθεί υπόψη στην Ε.Κ.Κ μέσω του συντελεστή απόδοσης ($\eta_{πραγ}$)Σ.

6.14 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΑΡΟΧΗΣ ΑΕΡΑ

Η παροχή μάζας αέρα με δεδομένο τον λόγο μάζας αέρα προς καύσιμο, $f = \frac{m_a}{m_f} = 50$ και παροχή καυσίμου από την Σχ. (6.31) είναι:

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

$$m_a = 32.984,4 \cdot 50 = 1.649.220,15 \frac{kg}{h} \quad \text{ή} \quad m_a = 458,12 \frac{kg}{sec} \sim \mathbf{458 \text{ kg/s}}$$

6.15 ΠΟΣΟΤΗΤΑ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ

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

$$m_k = m_a + m_f = 458,12 \text{ kg/s} + 9,16 \text{ kg/s} = \mathbf{467,28 \text{ kg/s}} \quad (6.32)$$

Κατόπιν των ανωτέρω, στους παρακάτω υπολογισμούς λαμβάνονται:

| | | kg/s | kg/h |
|-----------------|-------|--------|--------------|
| Μάζα καυσίμου | m_f | 9,16 | 32.984,40 |
| Μάζα αέρα | m_a | 458,12 | 1.649.220,15 |
| Μάζα καπναερίων | m_k | 467,28 | 1.682.204,55 |

6.16 ΑΠΟΔΟΣΗ ΗΛΕΚΤΡΙΚΗΣ ΙΣΧΥΟΣ

Η απόδοση της εγκατάστασης αεριοστρόβιλου σε παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος μπορεί να υπολογιστεί με την Σχ. (6.33).

$$\eta_e = (\eta_{\text{πραγ}})_\Sigma \cdot \eta_G = 0,284 \cdot 0,98 = 0,279 \sim \mathbf{28\%} \quad (6.33)$$

6.17 ΑΠΟΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑ ΤΟΥ ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ ΙΣΧΥΟΣ 140MW

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. (6.34).

$$f_e = \frac{N_e/\eta_G}{m_f \cdot 3.600} \quad \text{ή} \quad f_e = \frac{140.000}{9,16 \cdot 3.600 \cdot 0,98} = 4,33 \text{ kWh/kg} \quad (6.34)$$

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

$$f_e = \frac{1}{EKK} = \frac{1}{0,231} = 4,33 \text{ kWh/kg} \quad (6.35)$$

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. (6.36).

$$W_c = C_{pa} \cdot T_1 \cdot \frac{1}{\eta_c} \cdot \left[(r_c)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right] \quad (6.36)$$

Με αντικατάσταση των σχετικών τιμών και συγκεκριμένα για:

Ειδική θερμότητα αέρα στην μέση θερμοκρασία εισόδου - εξόδου συμπιεστή ήτοι $T_m = (T_1 + T_{2\pi})/2 = (288 + 659) / 2 \sim 474 \text{ }^\circ\text{K}$, η οποία είναι $C_{pa} = 1,087 \text{ kJ/kg}$

η τιμή του εκθέτη $\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a} = 0,286$,

η θερμοκρασία $T_1 = 288 \text{ }^\circ\text{K}$.

Προκύπτει ότι:

$$W_c = 1,087 \cdot 288 \cdot \frac{1}{0,87} \cdot (13,82^{0,286} - 1) = 403,45 \text{ kJ/kg μάζας αέρα ή}$$

$$W_c = 403,45 \cdot m_a = 403,45(\text{kJ/kg}) \cdot 458,12(\text{kg/sec}) = 184.828 \text{ kJ/sec} = 185 \text{ MW}$$

6.19 ΕΡΓΟ ΑΕΡΙΟΓΟΝΟΥ ΣΤΡΟΒΙΛΟΥ

Το έργο που παράγεται στον αεριογόνο στρόβιλο W_t ανά μονάδα μάζας καπναερίων υπολογίζεται με την Σχ. (6.37).

$$W_t = C_{pk} \cdot \eta_{t1} \cdot T_3 \cdot \left[1 - \frac{1}{(r_{t1})^{\frac{\gamma_k-1}{\gamma_k}}} \right] \quad (6.37)$$

Με αντικατάσταση των σχετικών τιμών προκύπτει :

$$W_t = 1,155 \cdot 0,89 \cdot 1.517 \cdot \left[1 - \frac{1}{(3,86)^{0,248}} \right] = 443,57 \text{ kJ/kg} \sim 444 \text{ kJ/kg}$$

$$W_t = 443,57 \cdot m_k = 443,57 \text{ (kJ/kg)} \cdot 467,28 \text{ (kg/sec)} = 207.268,69 \text{ kJ/sec} = 207 \text{ MW}$$

Παρατηρούμε ότι η ισχύς του αεριογόνου στρόβιλου είναι της ίδιας τάξης μεγέθους 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:

$$W_t = W_c = \frac{185 + 207}{2} = 196 \text{ MW}$$

6.20 ΜΕΓΙΣΤΗ ΤΙΜΗ ΛΟΓΟΥ ΣΥΜΠΙΕΣΗΣ

Η μέγιστη τιμή του λόγου συμπίεσης για την οποία το παραγόμενο ωφέλιμο έργο ανά κύκλο μεγιστοποιείται και δίνεται από την Σχ. (6.38).

$$(r_c)_{\text{μεγ}} = \left[\frac{T_3}{T_1} \right]^{\frac{\gamma_k}{2 \cdot (\gamma_k - 1)}} \quad \text{ή} \quad (r_c)_{\text{μεγ}} = \left[\frac{1.516,68}{288} \right]^{\frac{1,33}{2 \cdot (1,33-1)}} = 28,44 \quad (6.38)$$

Συνεπώς ο λόγος πίεσεως $r_c = \frac{p_2}{p_1}$ που μεγιστοποιεί το ωφέλιμο παραγόμενο έργο είναι ~ 28 ενώ στην παρούσα μελέτη ελήφθη εξαρχής η τιμή 13,82 η οποία αντιστοιχεί στις προδιαγραφές του αεριοστρόβιλου.

Η Σχ. (6.38) 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 ($\eta_c = \eta_t = 1$).

6.21 ΕΡΓΟ ΣΤΡΟΒΙΛΟΥ ΙΣΧΥΟΣ

Το έργο που παράγεται στον στρόβιλο ισχύος, για την παραγωγή των 144 MW, ανά μονάδα μάζας καπναερίων δίνεται με την Σχ. (6.39).

$$W_{pt} = C_{pk} \cdot T_{4\pi} \cdot \eta_{t2} \cdot \eta_{mt} \cdot \left[1 - \frac{1}{(r_{t2})^{\frac{\gamma_k-1}{\gamma_k}}} \right] \quad (6.39)$$

όπου:

$C_{pk} = 1,155 \text{ kJ / kg} \cdot ^\circ\text{K}$ η ειδική θερμότητα των καπναερίων.

$T_{4\pi} = 1.133 \text{ }^\circ\text{K}$ η θερμοκρασία εισόδου στον στρόβιλο ισχύος από την Σχ. (6.22).

$\eta_{mt} = 0$ μηχανικός βαθμός απόδοσης του στροβίλου ισχύος, λαμβάνεται $\eta_{mt} = 0,98$.

$\eta_{i2} = 0,89$ ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του στροβίλου ισχύος.

Με αντικατάσταση στην (6.39) προκύπτει:

$$W_{pt} = 1,155 \cdot 1.133 \cdot 0,89 \cdot 0,98 \cdot \left[1 - \frac{1}{(3,5)^{0,248}} \right] \sim 305 \text{ kJ/kg} \quad (6.40)$$

$$W_{pt} = 305 \text{ kJ/kg} \cdot \dot{m}_k = 305 \text{ kJ/kg} \cdot 467,28 \text{ kg/s} = 142.565,11 \text{ kJ/s} \\ W_{pt} \sim \mathbf{143 \text{ MW}} \quad (6.41)$$

Με δεδομένη της απόδοση της ηλεκτρογεννήτριας $\eta_G = 0,98$ προκύπτει ότι θα παραχθεί ηλεκτρική ισχύς:

$$W_G = 0,98 \cdot W_{pt} = 0,98 \cdot 143 \text{ MW} = \mathbf{140 \text{ MW}}$$

που είναι και η επιθυμητή. Παρατηρούμε ότι η δυνάμενη να παραχθεί ισχύς στον αεριοστρόβιλο επαρκεί για την κίνηση της γεννήτριας.

Στο σημείο αυτό πρέπει να υπενθυμίσουμε ότι καταλήξαμε σε αυτές τις ποσότητες, με την μέθοδο Δοκιμής-Σφάλματος, δηλ. γινόταν επανάληψη των υπολογισμών με μικρή μεταβολή διαφόρων χαρακτηριστικών που έχουν περιγραφεί ως Μεταβλητές, όπως π. χ του λόγου πίεσης r_{i2} και του λόγου μάζας αέρα προς μάζα καυσίμου (f).

Έτσι μεταβάλλοντας τον λόγο πίεσης r_{i2} , δίνοντας τιμή $P_4 = 3,55 \text{ bar}$ και προσδιορίζοντας τον λόγο μάζας αέρα προς μάζα καυσίμου (f) ίσο με 50, προκύπτει τελική ισχύς **140 MW**.

Πειραματιζόμενοι, δίνοντας τιμή στον λόγο μάζας αέρα προς μάζα καυσίμου μικρότερη του 49 ($f < 49$) προκύπτει θερμοκρασία εξόδου καπναερίων μεγαλύτερη των $600 \text{ }^\circ\text{C}$.

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 .

$$\text{ήτοι : } E_T = E_c + E_{PT} + E_{KL} + E_R \quad (6.42)$$

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).

$$E_T = \dot{m}_a \cdot C_{pa} \cdot (T_{2\pi} - T_1) + \dot{m}_f \cdot (L.H.V) + \dot{m}_f \cdot C_{pf} \cdot (t_2 - t_1)$$

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

$$E_T = 458,12 \text{ kJ/s} \cdot 1,087 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{K} \cdot (659 \text{ } ^\circ\text{K} - 288 \text{ } ^\circ\text{K}) + 9,16 \text{ kg/s} \cdot 54.848 \text{ kJ/kg} + 9,16 \text{ kg/s} \cdot 0,23 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{K} \cdot (110-35) \text{ } ^\circ\text{C} = 688.145,78 \text{ kJ/s} \sim E_T = 688.146 \text{ kJ/s}$$

Η ενέργεια που παράγεται στον στρόβιλο ισχύος έχει υπολογιστεί (σχ. 6.41) και είναι:

$$E_{pt} = 142.565,11 \text{ kJ/s} = 143 \text{ MW} \quad (6.43)$$

Η ενέργεια καπναερίων στην έξοδο του αεριοστροβίλου υπολογίζεται με την Σχ. (6.44)

$$E_{KL} = (m_a + m_f) \cdot C_{pk} (T_{5\pi} - T_1) \quad (6.44)$$

Με αντικατάσταση των σχετικών τιμών στην (6.44) προκύπτει:

$$E_{KL} = (458,12 + 9,16) \text{ kg/s} \cdot 1,155 \cdot (863 - 288) \text{ } ^\circ\text{K} = 310.383,69 \text{ kJ/s} \sim E_{KL} = 310.384 \text{ kJ/s}$$

Ως εκ τούτου η ενέργεια που καταναλώνει ο συμπιεστής συμπεριλαμβανομένων των απωλειών περιστρεφόμενων μερών είναι σύμφωνα με την Σχ. (6.45).

$$(E_C + E_R) = E_T - (E_{PT} + E_{KL}) \quad (6.45)$$

Με αντικατάσταση των σχετικών τιμών με βάση τις σχέσεις (6.43), (6.44) και (6.45) έχουμε:

$$(E_C + E_R) = 235.197 \text{ kJ/s} \quad (6.46)$$

Από τα παραπάνω προκύπτει ότι ο βαθμός απόδοσης της αεριοστροβιλικής εγκατάστασης των 140 MW, σε παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας με βάση τις υπολογισθείσες με την Σχ. (6.44) απώλειες ενέργειας με τα καπναέρια στην έξοδο του στροβίλου ισχύος, είναι σύμφωνα με την Σχ. (6.47).

$$\eta_{\eta\lambda} = \frac{N_e}{E_T - E_{KL}} \quad \text{ή} \quad \eta_{\eta\lambda} = \frac{140.000}{688.146 - 310.384} = 0,370 \quad \text{ή} \quad \eta_{\eta\lambda} = 37\% \quad (6.47)$$

Παρατηρείται ότι η διαφορά περίπου 9% στον υπολογισμό του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης μεταξύ των σχέσεων (6.27) και (6.47) οφείλεται στην απώλεια ενέργειας περιστρεφόμενων μερών του αεριοστροβίλου που δεν λαμβάνεται υπόψη στην Σχ. (6.47).

6.23 ΘΕΩΡΗΤΙΚΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΒΑΘΜΙΔΩΝ ΣΥΜΠΙΕΣΤΗ ΚΑΙ ΣΤΡΟΒΙΛΩΝ

6.23.1 Α' ΜΕΘΟΔΟΣ

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:

$$r_c = (r_s)^{n_s} \quad (6.48)$$

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, ενώ για τους στροβίλους η αύξηση αυτή είναι 1,5. Η Σχ. (6.48) γίνεται ως προς τον αριθμό βαθμίδων:

$$n_s = \frac{\ln(r_c)}{\ln(r_s)} \quad (6.49)$$

Για τον συμπιεστή ο λόγος συμπίεσης είναι: $r_c = 13,82$ (σελ. 52).

Θεωρούμε λόγο συμπίεσης ανά βαθμίδα: $\frac{P_{i+1}}{P_i} = 1,2$ οπότε με αντικατάσταση στην Σχ.(6.49).

$$n_{sc} = \frac{\ln(13,82)}{\ln(1,2)} = \frac{2,63}{0,18} = 14,40 \approx 14 \text{ βαθμίδες για τον συμπιεστή} \quad (6.50)$$

Για τον αεριογόνο στρόβιλο με λόγο συμπίεσης: $r_t = \frac{P_3}{P_4} = \frac{13,72}{3,55} = 3,86$ και λόγο εκτόνωσης ανά βαθμίδα $r'_s = 1,5$ ο αριθμός των βαθμίδων είναι:

$$n_{sst} = \frac{\ln(r_t)}{\ln(r'_s)} = \frac{\ln(3,86)}{\ln(1,5)} = \frac{1,35}{0,41} = 3,33 \approx 3 \text{ βαθμίδες} \quad (6.51)$$

όπου: r'_s ο λόγος εκτόνωσης ανά βαθμίδα στον αεριογόνο στρόβιλο

r_t ο λόγος συμπίεσης στον αεριογόνο στρόβιλο

Για τον στρόβιλο ισχύος με λόγο εκτόνωσης $r'_s = 1,5$ ο αριθμός βαθμίδων είναι:

$$n_{spt} = \frac{\ln(r'_t)}{\ln(r'_s)} = \frac{\ln(3,5)}{\ln(1,5)} = \frac{1,25}{0,41} = 3,09 \sim 3 \text{ βαθμίδες} \quad (6.52)$$

όπου: $r'_t = \frac{P_4}{P_5} = \frac{3,55}{1,013} = 3,5$

6.23.2 Β' ΜΕΘΟΔΟΣ

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 ΔT από 10 °K έως 30 °K. Με βάση αυτήν την παραδοχή ότι $\Delta T_s = 25$ °K προκύπτει για τον συμπιεστή αριθμός βαθμίδων:

$$n_{sc} = \frac{T_{2\pi} - T_1}{\Delta T_s} = \frac{659,16 - 288}{25} = 14,85 \approx 15 \quad (6.53)$$

όπου: T_1 : θερμοκρασία εισόδου αέρα στον συμπιεστή = $15 + 273 = 288$ °K.

$T_{2\pi}$: θερμοκρασία εξόδου αέρα από τον συμπιεστή = $659,16$ °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. (6.54).

$$\Delta P = \frac{P_{i+1}}{P_i} = \left[1 + \frac{\eta_c \cdot \Delta T_s}{T_1} \right]^{\frac{\gamma_\alpha}{\gamma_\alpha - 1}} \quad (6.54)$$

$$\Delta P = \left[1 + \frac{0,87 \cdot 25}{288} \right]^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 1,29 \quad (6.55)$$

όπου: η_c = ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή = 0,87.

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' ΜΕΘΟΔΟΣ

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:

$$\Delta T_s = \frac{H_2 - H_1}{n_{sc}} \quad (6.56)$$

όπου:

H_2, H_1 = ενθαλπία συνολική στην είσοδο και έξοδο σε kJ/kg

n_{sc} = αριθμός βαθμίδων.

Με την παραδοχή ότι όσο το εργαζόμενο ρευστό συμπεριφέρεται ως ιδανικό, (c_p, γ_α) = σταθερά, η εξίσωση (6.56) γίνεται:

$$\Delta T_S = \frac{T_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_\alpha - 1}{\gamma_\alpha}} - 1 \right]}{n_{SC}} \quad (6.57)$$

Όπου:

T_1 = θερμοκρασία εισόδου °K

P_1, P_2 = Ολική πίεση εισόδου, εξόδου σε bar

$\Delta T_S = 25$ °K και για λόγο συμπίεσης $r_c = 13,82$

Προκύπτει:

$$n_{SC} = \frac{T_1 \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_\alpha - 1}{\gamma_\alpha}} - 1 \right]}{\Delta T_S} = \frac{T_1 \cdot \left[(r_c)^{\frac{\gamma_\alpha - 1}{\gamma_\alpha}} - 1 \right]}{\Delta T_S} = \frac{288 \cdot [13,82^{0,286} - 1]}{25} = 12,88 \sim 13 \quad (6.58)$$

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 θερμογόνο δύναμη Κ.Θ. ή LHV του φυσικού αερίου, είναι 54.848 kJ/kg.

Μετατρέπω την περιεκτικότητα από %κ.ό. σε %κ.β.

Υπολογίζονται οι σχετικές μοριακές μάζες (μοριακά βάρη) των ενώσεων και στοιχείων που συμμετέχουν στις χημικές αντιδράσεις.

Στις ίδιες συνθήκες P,T, η αναλογία όγκων (1) είναι και αναλογία moles.

Κατόπιν η αναλογία moles μετατρέπεται σε αναλογία μαζών πολλαπλασιάζοντας τα moles με τις αντίστοιχες σχετικές μοριακές μάζες και προκύπτει αναλογία μαζών (2) τις μετατρέπω σε % διαιρώντας με το άθροισμά τους (3).

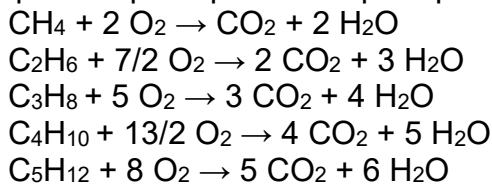
Περιεκτικότητα σε % κ.ο. (%v/v) και μετατροπή της σε % κ.β. (%w/w)

Πίνακας 6-7: Περιεκτικότητα φυσικού αερίου

| Αέριο | M. T. | Σχετ. Μοριακή Μάζα | (1) Περ. (% κ.ο.) | (2) (g) | (3) Περ. (% κ.β.) |
|-----------------------|--------------------------------|--------------------|----------------------|--------------|----------------------|
| Μεθάνιο | CH ₄ | 16 | 98% | 15,68 | 95,59% |
| Αιθάνιο | C ₂ H ₆ | 30 | 0,6% | 0,18 | 1,10% |
| Προπάνιο | C ₃ H ₈ | 44 | 0,2% | 0,09 | 0,54% |
| Βουτάνιο | C ₄ H ₁₀ | 58 | 0,2% | 0,12 | 0,71% |
| Πεντάνιο | C ₅ H ₁₂ | 72 | 0,1% | 0,07 | 0,44% |
| Άζωτο | N ₂ | 28 | 0,8% | 0,22 | 1,37% |
| Διοξείδιο του άνθρακα | CO ₂ | 44 | 0,1% | 0,04 | 0,27% |
| Σύνολο | | | 100% | 16,40 | 100,00% |

6.25 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΝΤΙΔΡΩΝΤΩΝ ΚΑΙ ΠΡΟΙΟΝΤΩΝ ΚΑΥΣΗΣ (ΣΤΟΙΧΕΙΟΜΕΤΡΙΚΑ)

Κατά την καύση του φυσικού αερίου γίνονται οι παρακάτω χημικές αντιδράσεις:



Από τους συντελεστές των χημικών εξισώσεων γίνονται οι στοιχειομετρικοί υπολογισμοί ως εξής μετατρέποντας την αναλογία moles σε αναλογία μαζών όπως παραπάνω.

Υπολογίζονται στοιχειομετρικά οι μάζες των αντιδρώντων, λαμβάνοντας υπόψη την σύσταση του αέρα, δηλ 23,21% O₂ και 76,79% N₂ κ.β.

Για 1 kg φυσικού αερίου έχω:

Πίνακας 6-8: Υπολογισμοί αντιδρώντων

| Υπολογισμοί αντιδρώντων | | | | | |
|---|-------------|----------------|-------------|----------------|--------------|
| | | O ₂ | | N ₂ | αέρας |
| | kg | moles | kg | kg | kg |
| CH ₄ | 0,956 | 2 | 3,82 | 12,65 | 16,47 |
| C ₂ H ₆ | 0,011 | 7/2 | 0,04 | 0,14 | 0,18 |
| C ₃ H ₈ | 0,005 | 5 | 0,02 | 0,06 | 0,08 |
| C ₄ H ₁₀ | 0,007 | 13/2 | 0,03 | 0,08 | 0,11 |
| C ₅ H ₁₂ | 0,004 | 8 | 0,02 | 0,05 | 0,07 |
| N ₂ | 0,014 | | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| CO ₂ | 0,003 | | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| | 1,00 | | 3,92 | 12,99 | 16,91 |
| Μάζα αντιδρώντων = 1 kg +16,91 kg = 17,91 kg | | | | | |

Για τον υπολογισμό των προϊόντων καύσης χρησιμοποιούμε επίσης τον ίδιο πίνακα (6.3) που αναφέρθηκε παραπάνω και έχουμε:

Πίνακας 6-9: Υπολογισμοί προϊόντων

| Αντιδρώντα | kg | Υπολογισμός προϊόντων | | | | |
|--|--------------|-----------------------|-------------|------------------|-------------|-----------------------|
| | | CO ₂ | | H ₂ O | | N ₂ (αέρα) |
| | | moles | kg | Moles | kg | kg |
| CH ₄ | 0,956 | 1 | 2,63 | 2 | 2,15 | 12,65 |
| C ₂ H ₆ | 0,011 | 2 | 0,03 | 3 | 0,02 | 0,14 |
| C ₃ H ₈ | 0,005 | 3 | 0,02 | 4 | 0,01 | 0,06 |
| C ₄ H ₁₀ | 0,007 | 4 | 0,02 | 5 | 0,01 | 0,08 |
| C ₅ H ₁₂ | 0,004 | 5 | 0,01 | 6 | 0,01 | 0,05 |
| N ₂ | 0,014 | | 0,00 | | 0,00 | 0,00 |
| CO ₂ | 0,003 | | 0,00 | | 0,00 | 0,00 |
| | 1,00 | | 2,71 | | 2,20 | 12,99 |
| Μάζα προϊόντων = 0,014+2,71+2,2+12,99 = 17,9 kg | | | | | | |

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

$$f = \frac{m_a}{m_f} = 50,$$

που οδηγεί σε περίσσεια αέρα ανά kg καυσίμου, πέραν της στοιχειομετρικής απαίτησης, ήτοι:

Συνολική παροχή μάζας αέρα: 50 kg/kg καυσίμου.
Μείον: Στοιχειομετρική απαίτηση αέρα καύσης: 16,91 kg/kg καυσίμου.
Ίσον: Περίσσεια μάζας αέρα στα καπναέρια: 33,09 kg/kg καυσίμου.

Η περίσσεια αυτή αέρα περιέχει:

- Οξυγόνο: $33,09 \text{ kg} \cdot 23,21\% = 7,68 \sim 7,7 \text{ kg/kg}$ καυσίμου
- Άζωτο: $33,09 \text{ kg} \cdot 76,79\% = 25,41 \text{ kg/kg}$ καυσίμου

σύσταση του αέρα: 23,21% O_2 και 76,79% N_2 κ.β.

Ισολογισμός μάζας αέρα και καυσίμου με προϊόντα καπναερίων:

Αέρας & καύσιμο = 50 kg + 1 kg = 51 kg

6.27 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΗΣ ΚΑΤΑ ΒΑΡΟΣ ΣΥΣΤΑΣΗΣ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ ΣΤΗΝ ΕΞΟΔΟ ΤΟΥ ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ

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

Πίνακας 6-10: Σύσταση των καπναερίων

| Αέριο | Μ.Τ. | kg | % κ.β. |
|-----------------------|--------|--------------------|---------------|
| Διοξείδιο του άνθρακα | CO_2 | 2,7 | 5,3% |
| Οξυγόνο | O_2 | 7,7 | 15,1% |
| Υδρατμοί | H_2O | 2,2 | 4,3% |
| Άζωτο (συνολικό) | N_2 | $12,99+25,41=38,4$ | 75,3% |
| Σύνολο | | 51,0 | 100,0% |

6.28 ΕΛΕΓΧΟΣ ΓΙΑ ΠΡΟΣΘΕΤΗ ΚΑΥΣΗ

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω (παρ. 6.21), έγινε πολλαπλή επίλυση για την επίτευξη των μεγεθών που παρουσιάζονται. Έτσι, αυξάνοντας την τιμή του λόγου της μάζας καυσίμου, παρατηρήθηκε ότι η θερμοκρασία εξόδου των καπναερίων μειωνόταν. Συγκεκριμένα, όταν ο λόγος της μάζας καυσίμου παίρνει τιμή πλάω από 64, η θερμοκρασία εξόδου των καπναερίων μειώνεται κάτω από τους $479^\circ C$. Σε αυτή την περίπτωση χρησιμοποιείται πρόσθετη καύση, για την δημιουργία υπέρθερμου ατμού θερμοκρασίας των $480^\circ C$.

Τα καπναέρια εξέρχονται από τον αεριοστροβίλο σε θερμοκρασία $590^\circ C$ και κατόπιν διοχετεύονται στο σύστημα ανάκτησης θερμότητας (HRSG).

Αυτή η θερμοκρασία είναι αρκετή για την δημιουργία υπέρθερμου ατμού θερμοκρασίας των 480 °C που απαιτεί η μελέτη.

Συνεπώς δεν απαιτείται πρόσθετη καύση και τα καπναέρια είναι αυτά που υπολογίστηκαν παραπάνω.

6.29 ΠΟΣΟΤΗΤΑ ΠΑΡΑΓΟΜΕΝΩΝ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ ΣΤΗΝ ΕΞΟΔΟ ΤΟΥ ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ

Σε προηγούμενο βήμα έχουμε υπολογίσει τις εξής ποσότητες.

- Ποσότητα αέρα : $m_a = 458,12 \text{ kg / sec}$
- Ποσότητα καυσίμου : $m_f = 9,16 \text{ kg / sec}$
- Ποσότητας καπναερίων : $m_k = 467,28 \text{ kg / sec}$

Με βάση την ποσοστιαία (%) κ.β. σύσταση της μάζας των καπναερίων που υπολογίσθηκε στην παράγρ. (6.27) τα παραγόμενα προϊόντα καύσης είναι:

Πίνακας 6-11: Ποσότητες καπναερίων

| Αέριο | | kg/s |
|-----------------------|------------------|---------------|
| Διοξείδιο του άνθρακα | CO ₂ | 24,86 |
| Οξυγόνο | O ₂ | 70,39 |
| Υδρατμοί | H ₂ O | 20,13 |
| Άζωτο | N ₂ | 351,90 |
| Σύνολο | | 467,28 |

7. ΣΥΣΤΗΜΑ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΑΤΜΟΥ

7.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Στα συστήματα παραγωγής 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.

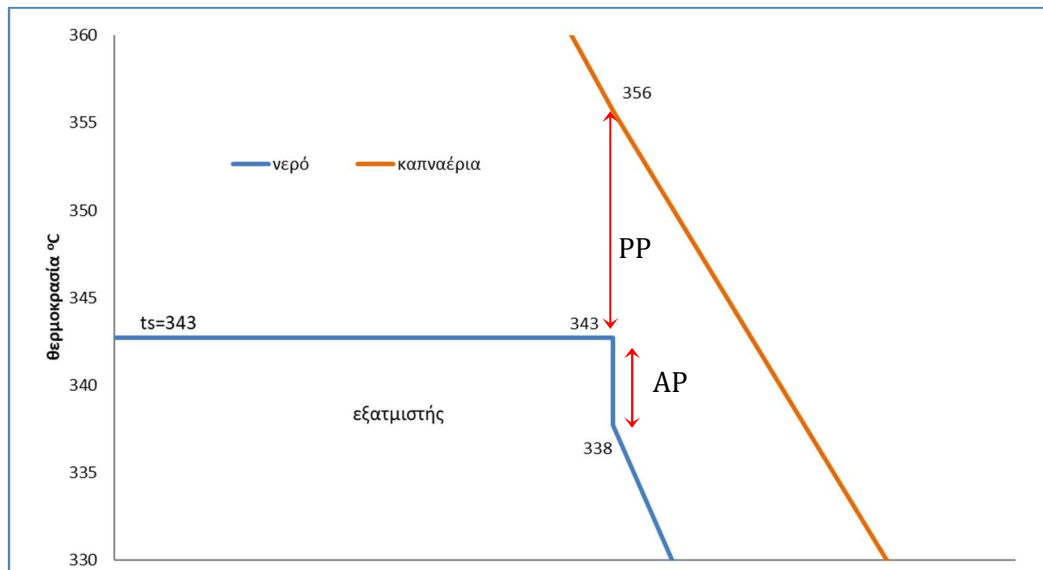
Στα συστήματα παραγωγής, οι παραδοχές αυτές πολλές φορές δεν ισχύουν για τους εξής λόγους:

- 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 αεριοστροβίλου για παραγωγή ατμού είναι η Pinch ανάλυση Ελάχιστης διαφοράς θερμοκρασίας.

Η 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 ενεργείας. 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.



Σχήμα 7-1: Προσδιορισμός PP και AP

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 καμπύλων 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: είναι η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ της εξόδου των καπναερίων από τον εξατμιστή και της θερμοκρασίας κορεσμένου ατμού, $PP = tk_3 - ts$.

Approach point: είναι η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ του κορεσμένου ατμού και της θερμοκρασίας νερού στην έξοδο του οικονομητήρα: $AP = ts - tw1$.

Απαραίτητη προϋπόθεση, προς αποφυγή λαθών σχεδιασμού τέτοιων συστημάτων είναι η ικανοποίηση των συνθηκών:

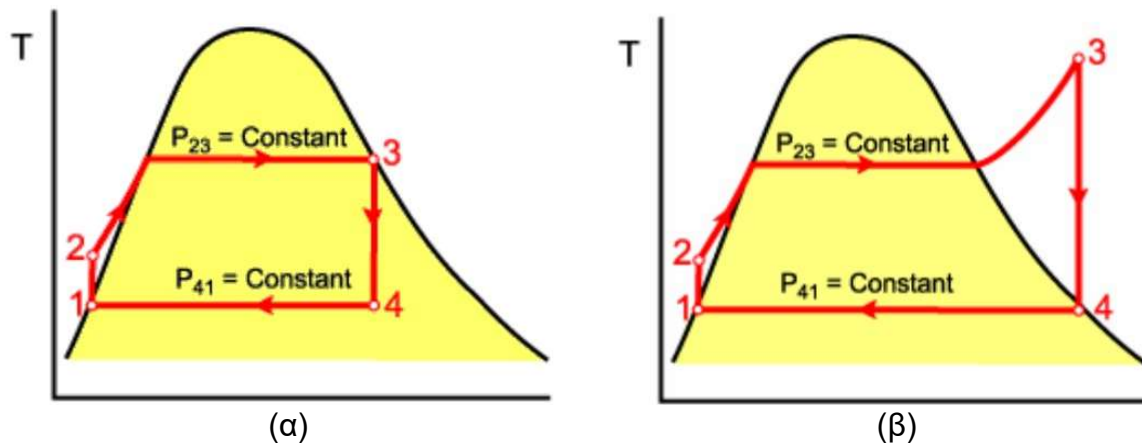
$$tk_3 > ts \text{ και } tk_4 > tw1,$$

όπου:

- tk_3 , η θερμοκρασία των καπναερίων στην έξοδο του εξατμιστή
- tk_4 , η θερμοκρασία καπναερίων στην έξοδο του οικονομητήρα.
- ts , η θερμοκρασία του κορεσμένου ατμού.
- $tw1$, η θερμοκρασία του νερού στην έξοδο του οικονομητήρα.

7.2 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΩΝ ΜΕΓΕΘΩΝ ΝΕΡΟΥ-ΑΤΜΟΥ

Η μεταβολή των θερμοδυναμικών μεγεθών κατά την διαδικασία λειτουργίας του ατμοηλεκτρικού σταθμού απεικονίζεται στον κύκλο του Rankine.



Σχήμα 7-2: Κύκλος του Rankine χωρίς υπερθέρμανση (α) και με υπερθέρμανση (β)

Οι διεργασίες που γίνονται σε κάθε τμήμα περιγράφονται παρακάτω:

• 1-2 Ισεντροπική συμπίεση σε αντλία

Στο σημείο 1 έχουμε την είσοδο του κορεσμένου υγρού που συμπιέζεται ισεντροπικά (η εντροπία παραμένει σταθερή) από την αντλία αυξάνοντας λίγο την θερμοκρασία.

• 2-3 Προσθήκη θερμότητας στον ατμοποιητή υπό σταθερή πίεση

Στο σημείο 2 το εργαζόμενο μέσο υπό μορφή υγρού θερμαίνεται στο ατμοπαραγωγό. Έτσι στο 2α έχει φτάσει στο σημείο βρασμού, στο 2β έχει κορεστεί (δεν έχουμε υγρό) και στο σημείο 3 έχουμε υπέρθερμο ατμό.

• 3-4 Ισεντροπική εκτόνωση σ' ένα στρόβιλο

Ο υπέρθερμος ατμός στο σημείο 3 εκτονώνεται ισεντροπικά σε ένα στρόβιλο παράγοντας έργο. Έχουμε μια απότομη πτώση της θερμοκρασίας μέχρι το σημείο 4.

• 4-1 Απόρριψη θερμότητας στο συμπυκνωτή υπό σταθερή πίεση

Αφού εκτονωθεί στο στρόβιλο καταλήγει στο ψυγείο όπου το μείγμα ατμού-υγρού φτάνει στο σημείο 1 σε κορεσμένη υγρή μορφή. Η θερμοκρασία παραμένει σταθερή.

7.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΗΜΕΙΩΝ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE

7.3.1 ΓΡΑΜΜΙΚΗ ΠΑΡΕΜΒΟΛΗ

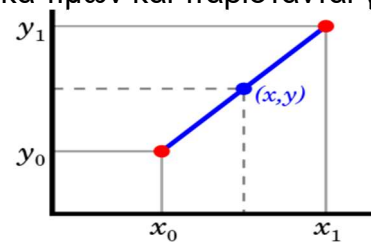
Ο προσδιορισμός των τιμών των μεγεθών για τα σημεία του κύκλου, γίνεται με τη χρήση πινάκων (με την ακρίβεια των δεκαδικών ψηφίων που αναγράφονται σε αυτούς) και συγκεκριμένα από τους πίνακες 1-3, του Παραρτήματος του βιβλίου «ΑΤΜΟΗΛΕΚΤΡΙΚΟΙ ΣΤΑΘΜΟΙ» Γιαννόπουλος Α., ΙΩΝ 2011.

Ο υπολογισμός των σημείων γίνεται με τη μέθοδο της γραμμικής παρεμβολής (όπου απαιτείται), όπως παρουσιάζεται παρακάτω:

Έστω ότι έχουμε ως δεδομένες τιμές τα ζεύγη x_0, y_0 και x_1, y_1 για τα σημεία 0 και 1 αντίστοιχα που καταγράφονται στον επόμενο πίνακα τιμών και παρίστανται γραφικά:

| | x | y |
|---|-------|-------|
| 0 | x_0 | y_0 |
| 1 | x_1 | y_1 |

Πίνακας τιμών

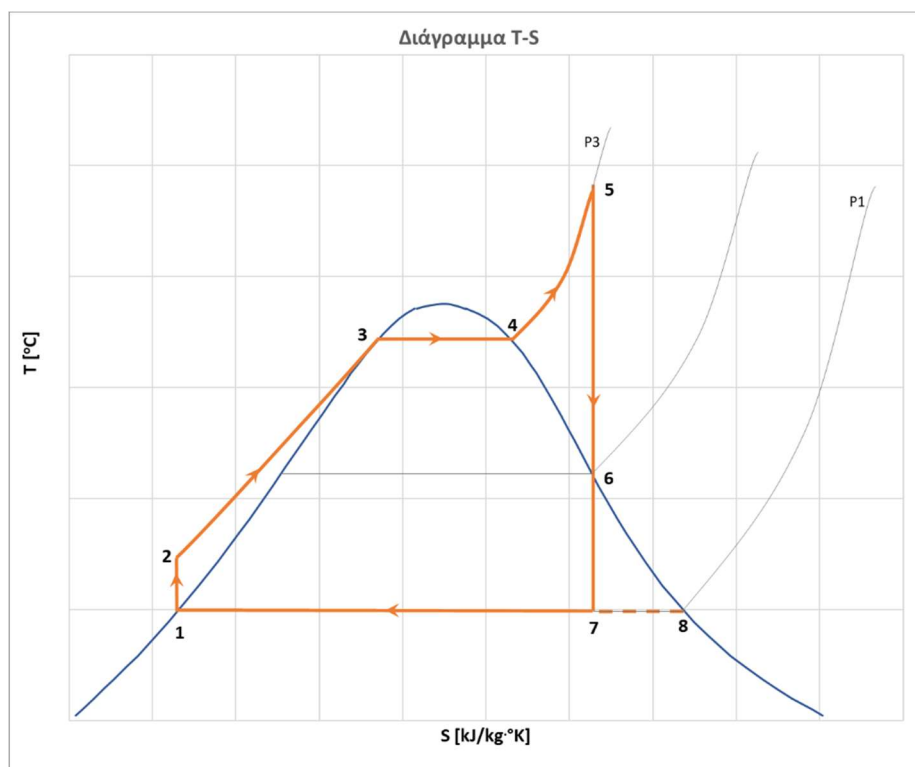


Γραφική απεικόνιση

Για δεδομένο σημείο x η αντίστοιχη τιμή του y υπολογίζεται από τη σχέση:

$$y = y_0 * \frac{(y_1 - y_0)}{(x_1 - x_0)} (x - x_0) \quad (7.1)$$

Ο υπολογισμός των απαιτούμενων σημείων γίνεται από τους πίνακες ακολουθώντας τη μέθοδο γραμμικής παρεμβολής, όπου αυτή απαιτείται.



Σχήμα 7-3: Τα σημεία του κύκλου του Rankine που προσδιορίζονται.

Σημείο 1: Το νερό βρίσκεται στην αναρρόφηση της αντλίας, εδώ το νερό έχει προκύψει από συμπύκνωση του ατμού στον συμπυκνωτή. Το σημείο βρίσκεται πάνω στην κωδωνοειδή καμπύλη και χαρακτηρίζεται ως **κορεσμένο νερό**.

| | | |
|------------------|---|---|
| Σημείο 1: | $P_1 = 1 \text{ bar}$ | $h_1 = 417,436 \text{ kJ/kg}$ $S_1 = 1,3026 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{°K}}$ |
| | $T_1 = 99,6 \text{ °C}$ | |
| | $V_1 = 0,00104315 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$ | |

Σημείο 2: Βρίσκεται στην κατάθλιψη της αντλίας όπου το νερό συμπιέζεται και αυξάνεται η πίεση του, αλλά επειδή το νερό είναι ασυμπίεστο δεν μεταβάλλεται αισθητά ο ειδικός όγκος και η θερμοκρασία του. Έτσι το σημείο 2 βρίσκεται πολύ κοντά με το σημείο 1. Τη μεταβολή 1-2 την θεωρούμε ισεντροπική. Το σημείο βρίσκεται πάνω στη περιοχή αριστερά από την καμπύλη κορεσμού και χαρακτηρίζεται ως **νερό υπό πίεση**.

| | | |
|------------------|---|---|
| Σημείο 2: | $P_2 = 151 \text{ bar}$ | $h_2 = h_1 + v_1 \cdot \Delta P =$ $= 417,436 + 10^2 \cdot 0,00104315 \cdot (151 - 1) =$ $= 433,08 \text{ kJ/kg}$ <i>Ο συντελεστής 10^2 χρησιμοποιείται για την μετατροπή των μονάδων</i> |
| | $T_2 = 103,34 \text{ °C}$ | |
| | $V_2 \approx V_1 = 0,00104315 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$ $S_2 = S_1 = 1,3026 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{°K}}$ | |

Σημείο 3: Είναι εντός του ατμολέβητα και συγκεκριμένα στο νερό του τύμπανου. Η θερμοκρασία εδώ έχει αυξηθεί λόγω της καύσης ενώ η πίεση παραμένει ίδια με αυτή του σημείου 2. Η μεταβολή 2-3 ακολουθεί τη γραμμή σταθερής πίεσης κατά την οποία αυξάνεται η θερμοκρασία και η ενθαλπία. Το σημείο βρίσκεται πάνω στη κωδωνοειδή καμπύλη και χαρακτηρίζεται ως **κορεσμένο νερό**.

| | | | | |
|------------------|--|--|-----|-------------------|
| Σημείο 3: | $P_3 = 151 \text{ bar}$ $T_3 = 342,68 \text{ °C}$ $V_3 = 0,00156 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$ $S_3 = 3,6905 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{°K}}$ $h_3 = 1.614,66 \text{ kJ/kg}$ | ΓΡΑΜΜΙΚΗ ΠΑΡΕΜΒΟΛΗ (T_3) | | |
| | | από πίνακα | 150 | 342,158 |
| | | δεδομένη τιμή | 151 | 342,680 |
| | | από πίνακα | 155 | 344,792 |
| | | ΓΡΑΜΜΙΚΗ ΠΑΡΕΜΒΟΛΗ (S_3) | | |
| | | από πίνακα | 150 | 3,6844 |
| | | δεδομένη τιμή | 151 | 3,6905 |
| | | από πίνακα | 155 | 3,7150 |
| | | ΓΡΑΜΜΙΚΗ ΠΑΡΕΜΒΟΛΗ (V_3) | | |
| | | από πίνακα | 150 | 0,00165696 |
| | | δεδομένη τιμή | 151 | 0,00166210 |
| | | από πίνακα | 155 | 0,00168249 |
| | | ΓΡΑΜΜΙΚΗ ΠΑΡΕΜΒΟΛΗ (h_3) | | |
| | | από πίνακα | 150 | 1.610,86 |
| | | δεδομένη τιμή | 151 | 1.614,66 |
| από πίνακα | 155 | 1.629,85 | | |

Σημείο 4: Βρίσκεται μέσα στον ατμολέβητα και συγκεκριμένα στο ατμό του τύμπανου. Ο ατμός αυτός προέκυψε από εξάτμιση νερού η οποία έγινε υπό σταθερή πίεση και θερμότητα. Εντός του τυμπάνου συνυπάρχουν νερό και ατμός με ίδια πίεση και θερμοκρασία αλλά λόγω της βαρύτητας το νερό διαχωρίζεται και μένει κάτω ενώ ο ατμός πάνω. Η πίεση και η θερμοκρασία εδώ είναι ίδια με αυτή του σημείου 3 έτσι η μεταβολή 3-4 είναι μια ευθεία γραμμή. Λόγω της παροχής θερμότητας στον λέβητα έχουμε αύξηση της ενθαλπίας, του ειδικού όγκου και της εντροπίας. Το σημείο βρίσκεται πάνω στον δεξιό κλάδο της καμπύλης και χαρακτηρίζεται ως **κορεσμένος ατμός**.

| | | | | |
|------------------|---|--|-----|------------------|
| Σημείο 4: | $P_4 = 151 \text{ bar}$ $T_4 = 342,7 \text{ }^\circ\text{C}$ $V_4 = 0,0102343 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$ $S_4 = 5,3044 \frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{K}}$ $h_4 = 2.607,93 \text{ kJ/kg}$ | ΓΡΑΜΜΙΚΗ ΠΑΡΕΜΒΟΛΗ (S_4) | | |
| | | από πίνακα | 150 | 5,3108 |
| | | δεδομένη τιμή | 151 | 5,3044 |
| | | από πίνακα | 155 | 5,2789 |
| | | ΓΡΑΜΜΙΚΗ ΠΑΡΕΜΒΟΛΗ (V_4) | | |
| | | από πίνακα | 150 | 0,0103401 |
| | | δεδομένη τιμή | 151 | 0,0102343 |
| | | από πίνακα | 155 | 0,0098111 |
| | | ΓΡΑΜΜΙΚΗ ΠΑΡΕΜΒΟΛΗ (h_4) | | |
| | | από πίνακα | 150 | 2.610,86 |
| | | δεδομένη τιμή | 151 | 2.607,93 |
| | | από πίνακα | 155 | 2.595,22 |

Σημείο 5: Είναι στην έξοδο του ατμού από τον ατμολέβητα και στην είσοδο του ατμοστροβίλου όπου ο ατμός έχει υψηλή πίεση και θερμοκρασία. Η πίεση είναι ίδια με του σημείου 4 ενώ η θερμοκρασία έχει αυξηθεί λόγω του υπερθερμαντήρα ατμού. Στο διάγραμμα το σημείο βρίσκεται στη δεξιά περιοχή της καμπύλης και χαρακτηρίζεται ως **υπέρθερμος ατμός**. Συνεπώς γίνεται χρήση των τιμών του πίνακα 3, για $T=480^\circ\text{C}$ και γραμμική παρεμβολή μεταξύ των πιέσεων 150 bar και 160 bar.

| | | | | |
|------------------|--|--|-----|------------------|
| Σημείο 5: | $P_5 = 151 \text{ bar}$ $T_5 = 480 \text{ }^\circ\text{C}$ $V_5 = 0,0197771 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$ $S_5 = 6,2661 \frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{K}}$ $h_5 = 3.250,254 \text{ kJ/kg}$ | ΓΡΑΜΜΙΚΗ ΠΑΡΕΜΒΟΛΗ (V_5) | | |
| | | από πίνακα | 150 | 0,019924 |
| | | δεδομένη τιμή | 151 | 0,019777 |
| | | από πίνακα | 160 | 0,018452 |
| | | ΓΡΑΜΜΙΚΗ ΠΑΡΕΜΒΟΛΗ (h_5) | | |
| | | από πίνακα | 150 | 3.251,760 |
| | | δεδομένη τιμή | 151 | 3.250,254 |
| | | από πίνακα | 160 | 3.236,700 |
| | | ΓΡΑΜΜΙΚΗ ΠΑΡΕΜΒΟΛΗ (S_5) | | |
| | | από πίνακα | 150 | 6,2706 |
| | | δεδομένη τιμή | 151 | 6,2661 |
| | | από πίνακα | 160 | 6,2251 |

Σημείο 6: Θεωρώντας ιδανικό τον ατμοστρόβιλο, η μεταβολή 5-6 είναι ισεντροπική. Το σημείο 6 βρίσκεται πάνω στην κωδωνοειδή καμπύλη και χαρακτηρίζεται ως **κορεσμένος ατμός**. Γνωρίζοντας την εντροπία ($S_6 = S_5 = 6,2661 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}}$), με γραμμική παρεμβολή με βάση τις γειτονικές της τιμές έχω:

| | | | | |
|------------------|---|--|--------|------------------|
| Σημείο 6: | $P_6 = 24,3429 \text{ bar}$ $T_6 = 222,5426 \text{ }^\circ\text{C}$ $V_6 = 0,0820899 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$ $S_6 = 6,2661 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}}$ $h_6 = 2.801,7183 \text{ kJ/kg}$ | ΓΡΑΜΜΙΚΗ ΠΑΡΕΜΒΟΛΗ (V_6) | | |
| | | από πίνακα (S) | 6,2714 | 0,0832421 |
| | | δεδομένη τιμή | 6,2661 | 0,0820899 |
| | | από πίνακα | 6,2636 | 0,0815623 |
| | | ΓΡΑΜΜΙΚΗ ΠΑΡΕΜΒΟΛΗ (h_6) | | |
| | | από πίνακα (S) | 6,2714 | 2.801,54 |
| | | δεδομένη τιμή | 6,2661 | 2.801,72 |
| | | από πίνακα | 6,2636 | 2.801,80 |
| | | ΓΡΑΜΜΙΚΗ ΠΑΡΕΜΒΟΛΗ (T_6) | | |
| | | από πίνακα (S) | 6,2714 | 221,795 |
| | | δεδομένη τιμή | 6,2661 | 222,543 |
| | | από πίνακα | 6,2636 | 222,885 |
| | | ΓΡΑΜΜΙΚΗ ΠΑΡΕΜΒΟΛΗ (P_6) | | |
| | | από πίνακα (S) | 6,2714 | 24,000 |
| | | δεδομένη τιμή | 6,2661 | 24,343 |
| | | από πίνακα | 6,2636 | 24,500 |

Σημείο 7: Το σημείο 7 βρίσκεται μέσα στην κωδωνοειδή καμπύλη (βλέπε παρατήρηση) και χαρακτηρίζει την κατάσταση **μίγματος νερού-ατμού**. Επειδή βρίσκεται στην κατακόρυφο που περνά από το σημείο 5, ισχύει $S_7 = S_5 = 6,2661 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}}$, ενώ επειδή βρίσκεται στην ίδια οριζόντια με το σημείο 1, ισχύει $P_7 = P_1 = 1 \text{ bar}$ και $T_7 = T_1 = 99,6 \text{ }^\circ\text{C}$

Η ξηρότητα του ατμού είναι:

$$X_7 = \frac{S_7 - S_1}{S_8 - S_1} = \frac{6,2661 - 1,3026}{7,3588 - 1,3026} = 0,8196 \text{ ή } 82\%$$

Επίσης,

$$h_7 = h_1 + X_7 \cdot (h_8 - h_1) = 417,436 + 0,8196 \cdot (2.674,95 - 417,436) = 2.267,62 \text{ kJ/kg}$$

$$V_7 = V_1 + X_7 \cdot (V_8 - V_1) = 0,00104315 + 0,8196 \cdot (1,69402 - 0,00104315) = 1,388 \text{ m}^3/\text{kg}$$

| | | |
|------------------|--|---|
| Σημείο 7: | $P_7 = 1 \text{ bar}$ | $S_7 = 6,2661 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}}$ $h_7 = 2.267,62 \text{ kJ/kg}$ |
| | $T_7 = 99,6 \text{ }^\circ\text{C}$ | |
| | $V_7 = 1,388 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$ | |

Σημείο 8: Το σημείο 8 βρίσκεται πάνω στην κωδωνοειδή καμπύλη και χαρακτηρίζεται ως **κορεσμένος ατμός**. Βρίσκεται στην ίδια οριζόντια με το σημείο 1 και ισχύει $P_8 = P_1 = 1 \text{ bar}$ και $T_8 = T_1 = 99,6 \text{ }^\circ\text{C}$
Από τους πίνακες των κορεσμένων ατμών έχω:

| | | |
|------------------|--|--|
| Σημείο 8: | $P_8 = 1 \text{ bar}$ | $S_8 = 7,3588 \frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{K}}$ $h_8 = 2.674,95 \text{ kJ/kg}$ |
| | $T_8 = 99,6 \text{ }^\circ\text{C}$ | |
| | $V_8 = 1,69402 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$ | |

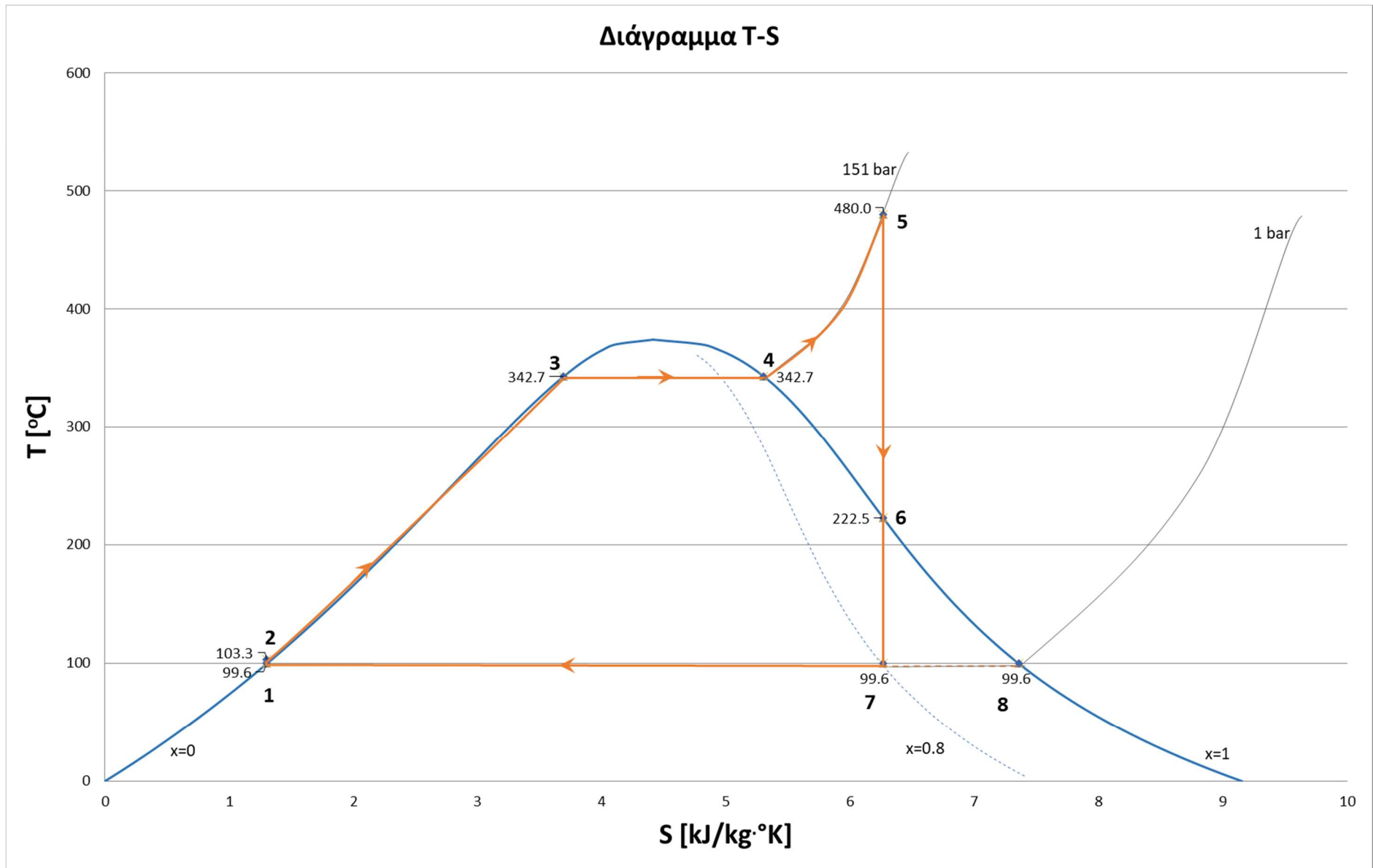
Παρατήρηση: συγκρίνοντας τις τιμές $S_7 = 6,27 \frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{K}}$ και $S_8 = 7,36 \frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{K}}$

παρατηρούμε ό τι ισχύει $S_7 < S_8$. Συνεπώς το σημείο 7 βρίσκεται αριστερά του σημείου 8 δηλαδή μέσα στην κωδωνοειδή καμπύλη του σχήματος 7-4.

7.3.2 ΣΧΕΔΙΑΣΗ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΟΥ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE

Για τον σχεδιασμό του θερμοδυναμικού κύκλου Rankine θα ακολουθήσουμε τα παρακάτω βήματα:

- Στο σημείο 1, ο ατμός εκτονώνεται στο στρόβιλο και στη συνέχεια συμπυκνώνεται, επιστρέφει στον λέβητα υπό ατμοσφαιρική πίεση 1bar και θερμοκρασία $\sim 100 \text{ }^\circ\text{C}$
- Με την καύση στο λέβητα έχουμε θέρμανση του νερού, ατμοποίηση μέχρι τον κορεσμό και υπερθέρμανση του ατμού στους $480 \text{ }^\circ\text{C}$
- Τέλος, έχουμε ισεντροπική εκτόνωση του ατμού μέχρι την πίεση 1bar έως ότου μετατραπεί όλος ο ατμός σε θερμό νερό.



Σχήμα 7-4: Σχεδίαση θερμοδυναμικού κύκλου Rankine

Πίνακας 7-1: Συγκεντρωτικός πίνακας κατάστασης σημείων

| Σημείο | Πίεση P [bar] | Θερμοκρασία T [°C] | Ενθαλπία H [$\frac{kJ}{kg}$] | Εντροπία S [$\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}$] | Όγκος V [$\frac{dcm^3}{kg}$] | Ξηρότητα X | Κατάσταση |
|--------|---------------------|--------------------------|--------------------------------------|---|--------------------------------------|---------------|------------------|
| 1 | 1 | 99,6 | 417,43 | 1,3026 | 1,043 | 0 | κορεσμένο νερό |
| 2 | 151 | 103,34 | 433,08 | 1,3026 | 1,043 | 0 | νερό υπό πίεση |
| 3 | 151 | 342,68 | 1.614,65 | 3,6905 | 1,662 | 0 | κορεσμένο νερό |
| 4 | 151 | 342,68 | 2.607,93 | 5,3044 | 10,234 | 1 | κορεσμένος ατμός |
| 5 | 151 | 480,00 | 3.250,25 | 6,2661 | 19,777 | 1 | υπέρθερμος ατμός |
| 6 | 24,34 | 222,54 | 2.801,71 | 6,2661 | 82,090 | 1 | κορεσμένος ατμός |
| 7 | 1 | 99,60 | 2.267,62 | 6,2661 | 1.388,548 | 0,8196 | υγρός ατμός |
| 8 | 1 | 99,60 | 2.674,95 | 7,3588 | 1.694,020 | 1 | κορεσμένος ατμός |

7.4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ - ΘΕΡΜΙΚΗΣ ΙΣΧΥΟΣ

7.4.1. ΠΑΡΑΔΟΧΕΣ

Με βάση την ανάλυση της παραγράφου (7.1) θεωρούμε στην συγκεκριμένη μελέτη τις εξής παραδοχές:

Pinch Point: PP= 13 °C

Approach Point: AP= 5 °C

Η θερμοκρασία κορεσμένου ατμού στην πίεση τυμπάνου των 150 atü ή 151 bar είναι: $t_s = 342,68 \text{ }^\circ\text{C} \sim 343 \text{ }^\circ\text{C}$.

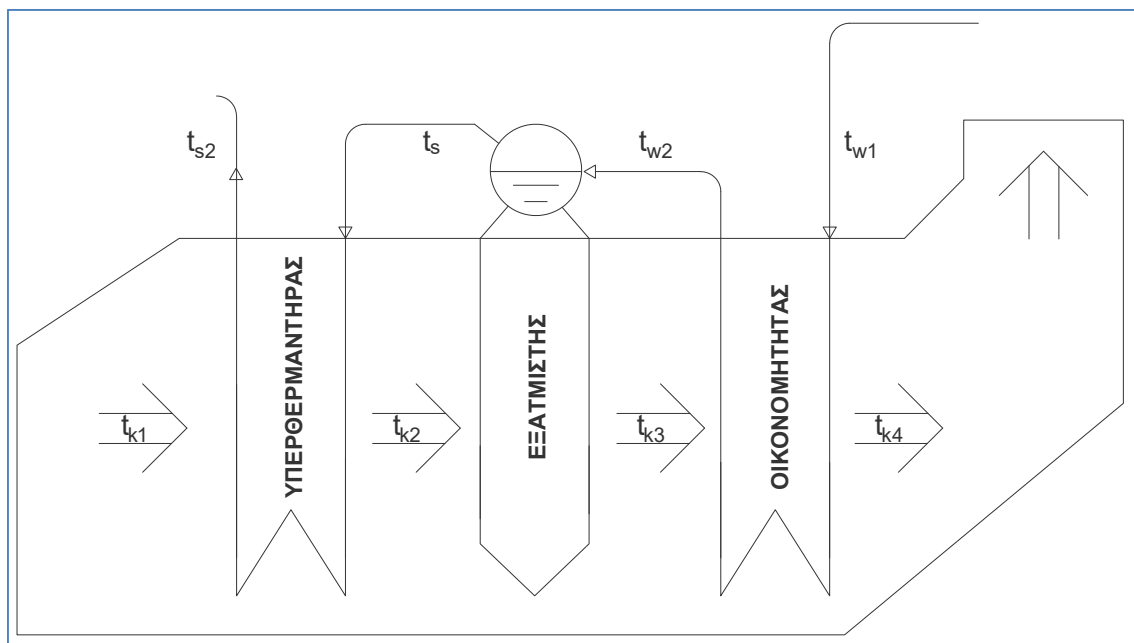
Η ενθαλπία του κορεσμένου νερού στην θερμοκρασία 342,68 °C είναι: $h_{w3} = 1.614,66 \text{ kJ/kg}$. (σημείο 3 στο διάγραμμα T-S).

Η ενθαλπία του υπέρθερμου ατμού στην έξοδο του υπερθερμαντήρα, σε πίεση 151 bar και θερμοκρασία $t_{s2} = 480 \text{ }^\circ\text{C}$ είναι: $h_{s2} = 3.250,25 \text{ kJ/kg}$ (σημείο 5 στο διάγραμμα T-S).

Στον παρακάτω πίνακα και το σχήμα που ακολουθεί, εμφανίζονται οι θερμοκρασίες καπναερίων και νερού-ατμού με τα αντίστοιχα σύμβολα που χρησιμοποιούνται στους υπολογισμούς που ακολουθούν:

Πίνακας 7-2: Συμβολισμοί θερμοκρασιών καπναερίων και νερού-ατμού

| | καπναέρια | | Νερό-ατμός | |
|-----------------|-----------|----------|------------|----------|
| | είσοδος | έξοδος | είσοδος | έξοδος |
| Οικονομητήρας | t_{k3} | t_{k4} | t_{w1} | t_{w2} |
| Εξατμιστής | t_{k2} | t_{k3} | t_{w2} | t_s |
| Υπερθερμαντήρας | t_{k1} | t_{k2} | t_s | t_{s2} |



Σχήμα 7-5: Σχηματική αναπαράσταση θερμοκρασιών καπναερίων και νερού-ατμού

7.4.2 ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΚΗ ΚΑΤΑΝΟΜΗ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ

Η θερμοκρασία των καπναερίων στην έξοδο του εξατμιστή είναι:

$$t_{k3} = t_s + PP = 342,68 + 13 = \mathbf{355,68 \text{ } ^\circ\text{C}} \text{ ή } t_{k3} = \mathbf{356 \text{ } ^\circ\text{C}} \quad (7.2)$$

(σχήμα 7-1, σελ. 76 και σελ. 107)

Η θερμοκρασία των καπναερίων στην είσοδο του καπνοδόχου, είναι: $t_{k1} = 590,1 \text{ } ^\circ\text{C}$

Η θερμοκρασία του νερού στην έξοδο του οικονομητήρα είναι:

$$t_{w2} = t_s - AP = 342,68 - 5 = \mathbf{337,68 \text{ } ^\circ\text{C}} \text{ ή } t_{w2} = \mathbf{338 \text{ } ^\circ\text{C}} \quad (7.3)$$

Η ενθαλπία του κορεσμένου νερού στην θερμοκρασία $337,68 \text{ } ^\circ\text{C}$ είναι $h_{w2} = 1.578,16 \text{ kJ/kg}$. Η θερμοκρασία του νερού τροφοδοσίας λέβητα στην είσοδο του οικονομητήρα είναι: $t_{w1} = 100 \text{ } ^\circ\text{C}$

7.5 ΕΝΕΡΓΕΙΑ ΠΟΥ ΑΠΟΡΡΟΦΑΤΑΙ ΣΥΝΟΛΙΚΑ ΑΠΟ ΕΞΑΤΜΙΣΤΗ ΚΑΙ ΥΠΕΡΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑ

Η ενέργεια που απορροφάται συνολικά στον εξατμιστή και υπερθερμαντήρα υπολογίζεται με την Σχ. (7.4).

$$Q_{r1} = Q_{up} + Q_{ex} = m_k \cdot c_{pk} \cdot (t_{k1} - t_{k3}) \cdot 3.600 \cdot f_1 = \quad (7.4)$$
$$= 467,28 \cdot 1,155 (590,10 - 355,68) \cdot 3.600 (1-0,01) = 450,89 \cdot 10^6 \text{ kJ/h ή}$$

$$Q_{r1} = \mathbf{450,89 \cdot 10^6 \text{ kJ/h}}$$

όπου:

$f =$ συντελεστής απώλειας θερμικού φορτίου $1\% = 0,01$

$f_1 = 1 - f$.

7.6 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 $t_{k1} = 590 \text{ } ^\circ\text{C}$ και στην έξοδο θερμοκρασία t_{k2} άγνωστη.

Ο υπερθερμαντήρας παίρνει θερμότητα από τα καπναέρια και μεταβάλλει την θερμοκρασία του ατμού από την τιμή $t_s = 343 \text{ } ^\circ\text{C}$ την οποία έχει μέσα στο δοχείο υψηλής πίεσης στην τιμή $t_{s2} = 480 \text{ } ^\circ\text{C}$, 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:

$$h_x = h_3 + X \cdot (h_4 - h_3) = 1.614,66 + 0,98 \cdot (2.607,93 - 1.614,66) = 2.588,07 \text{ kJ/kg}$$

Η ενθαλπία του παραγόμενου υπέρθερμου ατμού είναι από τους πίνακες υπέρθερμου

ατμού $h_{s2} = 3.250,25 \text{ kJ/kg}$ για πίεση 151 bar και θερμοκρασία 480 °C. Η ενέργεια Q_{up} που απορροφά ο υπερθερμαντήρας από τα καπναέρια υπολογίζεται με την Σχ. (7.5).

$$Q_{up} = m_{st} \cdot (h_{s2} - h_x) = 269.630,1 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot (3.250,25 - 2.588,07) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad \text{ή} \quad (7.5)$$

$$Q_{up} = 178,55 \cdot 10^6 \text{ kJ/h}$$

όπου:

h_x : η πραγματική ενθαλπία του ατμού με ξηρότητα $X=0,98$.

$m_{st} = 269.630,10 \text{ kg/h}$ η παροχή ατμού οποία υπολογίζεται πιο κάτω (σχ. 7.7).

7.7 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. (7.6).

$$Q_{r1} = m_k \cdot c_{pk} \cdot (t_{k1} - t_{k3}) \cdot 3.600 \cdot f_1 = m_{st} \cdot (h_{s2} - h_{w2}) \quad (7.6)$$

Όπου:

m_k = ροή καπναερίων

c_{pk} = ειδική θερμοχωρητικότητα καπναερίων.

m_{st} = παραγωγή ατμού.

$f_1 = 1 - f$

f = 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 $t_{k1} = 590 \text{ °C}$ με αντικατάσταση των σχετικών τιμών στην 7.6 υπολογίζουμε την παραγωγή ατμού m_{st} με την επίλυση της (7.7).

$$m_{st} = \frac{m_k \cdot c_{pk} \cdot (t_{k1} - t_{k3}) \cdot 3.600 \cdot f_1}{(h_{s2} - h_{w2})} \Rightarrow$$

$$m_{st} = \frac{Q_{r1}}{\Delta h} = \frac{Q_{r1}}{(h_{s2} - h_{w2})} = \frac{450,89 \cdot 10^6}{(3.250,25 - 1.578,16)} = 269.630,1 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \Rightarrow \quad (7.7)$$

$$m_{st} = 269,63 \text{ t/h} \quad \text{ή} \quad m_{st} = 270 \text{ t/h}$$

7.8 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ ΣΤΗΝ ΕΞΟΔΟ ΥΠΕΡΘΕΜΑΝΤΗΡΑ

Η πτώση της θερμοκρασίας των καπναερίων ΔT_k (είσοδο-έξοδο) στον υπερθεμαντήρα είναι $\Delta T_{k1,2} = (t_{k2} - t_{k1})$. Υπολογίζεται με βάση ενεργειακό ισοζύγιο στο τμήμα αυτό σύμφωνα με την Σχ. (7.8).

$$Q_{up} = m_k \cdot c_{pk} \cdot (\Delta T_{k1,2}) \cdot 3.600 \cdot f_1 \Rightarrow \Delta T_{k1,2} = \frac{Q_{up}}{m_k \cdot c_{pk} \cdot 3.600 \cdot f_1}$$

$$= \frac{178,55 \cdot 10^6}{467,28 \cdot 1,155 \cdot 3.600 (1 - 0,01)} \Rightarrow \Delta T_{k1,2} = 92,82 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{k1,2} = t_{k1} - t_{k2} \Rightarrow t_{k2} = t_{k1} - \Delta T_{k1,2} = 590,1 - 92,82 \text{ ή} \quad (7.8)$$

$$t_{k2} = 497,27 \text{ } ^\circ\text{C} \sim 497 \text{ } ^\circ\text{C}$$

7.9 ΕΝΕΡΓΕΙΑ ΠΟΥ ΑΠΟΡΡΟΦΑΤΑΙ ΣΤΟΝ ΕΞΑΤΜΙΣΤΗ (ΕΝΑΡΟΡΑΤΟΡ)

Η ενέργεια που απορροφάται από τον εξατμιστή είναι:

Θέτοντας: $Q_{r1} = 450,89 \cdot 10^6 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$ και $Q_{up} = 178,55 \cdot 10^6 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$ έχουμε:

$$Q_{ex} = Q_{r1} - Q_{up} = 450,89 \cdot 10^6 - 178,55 \cdot 10^6 \quad (7.9)$$

$$Q_{ex} = 272,35 \cdot 10^6 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$$

Η θερμοκρασία καπναερίων στην έξοδο του εξατμιστή υπολογίστηκε στην παράγραφο (7.4.2) και είναι $t_{k3} = 355,68 \text{ } ^\circ\text{C}$ ή $t_{k3} = 356 \text{ } ^\circ\text{C}$.

7.10 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:

$$Q_{oik} = m_k \cdot c_{pk} \cdot (t_{k3} - t_{k4}) \quad (7.10)$$

Το ποσό αυτό Q_{oik} (kJ/kg) της θερμότητας είναι εκείνο που δίνει την αύξηση της θερμοκρασίας νερού από $t_{w1} = 100 \text{ } ^\circ\text{C}$ σε $t_{w2} = 338 \text{ } ^\circ\text{C}$ με αντίστοιχες ενθαλπίες: $h_{w1} = 417,43 \text{ kJ/kg}$ και $h_{w2} = 1.577,98 \text{ kJ/kg}$, ήτοι:

$$Q_{oik} = m_{bfw} \cdot (h_{w2} - h_{w1}) = m_{st} \cdot 1,05 \cdot (h_{w2} - h_{w1}) =$$

$$= m_k \cdot c_{pk} \cdot (t_{k3} - t_{k4}) \cdot 3600 \cdot f_1 \quad (7.11)$$

$$Q_{oik} = m_{st} \cdot 1,05 \cdot (h_{w2} - h_{w1}) = 269,63 \cdot 1,05 \cdot (1.577,98 - 417,43)$$

$$Q_{oik} = 328,56 \cdot 10^6 \text{ kJ/h}$$

Η παροχή τροφοδοσίας του λέβητα είναι ίση με την παροχή ατμού m_{st} προσαυξημένη κατά 5 % που είναι το ποσοστό στρατσώνας, ήτοι:

$$m_{bfw} = m_{st} \cdot 1,05$$

Η πτώση της θερμοκρασίας των καπναερίων στο οικονομητήρα είναι $\Delta T_{k3,4} = (t_{k3} - t_{k4})$ και υπολογίζεται με την Σχ. (7.12):

$$Q_{oik} = m_k \cdot c_{pk} \cdot (\Delta T_{k3,4}) \cdot 3600 \cdot f_1 \Rightarrow \Delta T_{k3,4} = \frac{Q_{oik}}{m_k \cdot c_{pk} \cdot 3600 \cdot f_1}$$

$$= \frac{328,56 \cdot 10^6}{467,28 \cdot 1,155 \cdot 3.600 (1 - 0,01)} \Rightarrow \Delta T_{k3,4} = 170,81 \text{ } ^\circ\text{C} \sim 171 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.12)$$

$$\Delta T_{k3,4} = t_{k3} - t_{k4} \Rightarrow t_{k4} = t_{k3} - \Delta T_{k3,4} = 355,7 - 170,81 = 184,87 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{k4} = \mathbf{185 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Με βάση τα αποτελέσματα της θερμοκρασιακής κατανομής των καπναερίων στην διαδρομή τους στον καπνοδόχο προκύπτει ότι ισχύουν οι περιορισμοί:

$$t_{k3} > t_s \text{ και } t_{k4} > t_{w1} \text{ ήτοι}$$

$$356 \text{ } ^\circ\text{C} > 343 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ και } 185 \text{ } ^\circ\text{C} > 100 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Πίνακας 7-3: Αποτελέσματα συστήματος ανάκτησης θερμότητας.

| | Θερμοκρασία Καπναερίων είσοδος-έξοδος $^\circ\text{C}$ | | Θερμοκρασία Νερού/ατμού είσοδος- έξοδος $^\circ\text{C}$ | | Θερμικό φορτίο $\cdot 10^6 \text{ kJ/h}$ | Παραγωγή Ατμού/νερού kg/h | Pinch Point $^\circ\text{C}$ | Approach Point $^\circ\text{C}$ |
|-----------------|--|-----|--|-----|---|---------------------------------------|---------------------------------|------------------------------------|
| Οικονομητήρας | 356 | 185 | 100 | 338 | 328,56 | 283.112 | | |
| Εξατμιστής | 497 | 356 | 338 | 343 | 272,35 | 269.630 | 13 | 5 |
| Υπερθερμαντήρας | 590 | 497 | 343 | 480 | 178,55 | 269.630 | | |

7.11 ΘΕΡΜΙΚΟ ΙΣΟΖΥΓΙΟ ΣΤΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Ενέργεια καπναερίων Q_k στην είσοδο του συστήματος ανάκτησης θερμότητας (είσοδος καπνοδόχου - λέβητα) υπολογίζεται με την Σχ. (7.13).

$$Q_k = m_k \cdot c_{pk} \cdot (t_{k1} - T_1) \cdot 3.600 = 467,28 \cdot 1,155 \cdot (590,1 - 15) \cdot 3.600 \Rightarrow$$

$$Q_k = \mathbf{1.117,38 \cdot 10^6 \text{ kJ/h}} \quad (7.13)$$

Η ενέργεια που απορροφάται στον λέβητα από τα στοιχεία παραγωγής ατμού είναι:

$$Q_T = Q_{oik} + Q_{ex} + Q_{up} = (328,56 + 272,35 + 178,55) \cdot 10^6 \text{ kJ/h}$$

$$Q_T = \mathbf{779,46 \cdot 10^6 \text{ kJ/h}} \quad (7.14)$$

Η ενέργεια που αποβάλλεται στο περιβάλλον με τα καπναέρια εξερχόμενα της καπνοδόχου υπολογίζεται με την Σχ. (7.26).

$$Q_{KL} = m_k \cdot c_{pk} \cdot (t_{k4} - T_1) \cdot 3600 = 467,28 \cdot 1,155 \cdot (184,87 - 15) \cdot 3.600 \Rightarrow \quad (7.15)$$

$$Q_{KL} = 330,05 \cdot 10^6 \text{ kJ/h}$$

Η διαφορά

$$\Delta Q = Q_k - (Q_T + Q_{KL}) = (1.117,38 - (779,46 + 330,05)) \cdot 10^6 = 7,87 \cdot 10^6 \text{ kJ/h}$$

αντιστοιχεί σε απώλεια θερμικού φορτίου από ακτινοβολία και αγωγιμότητα, δηλ.

$$Q_{epif} = 7,87 \cdot 10^6 \text{ kJ/h.}$$

7.12 ΘΕΡΜΙΚΗ ΑΠΟΔΟΣΗ (ΜΟΝΟ) ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ (Σ.Η.Θ)

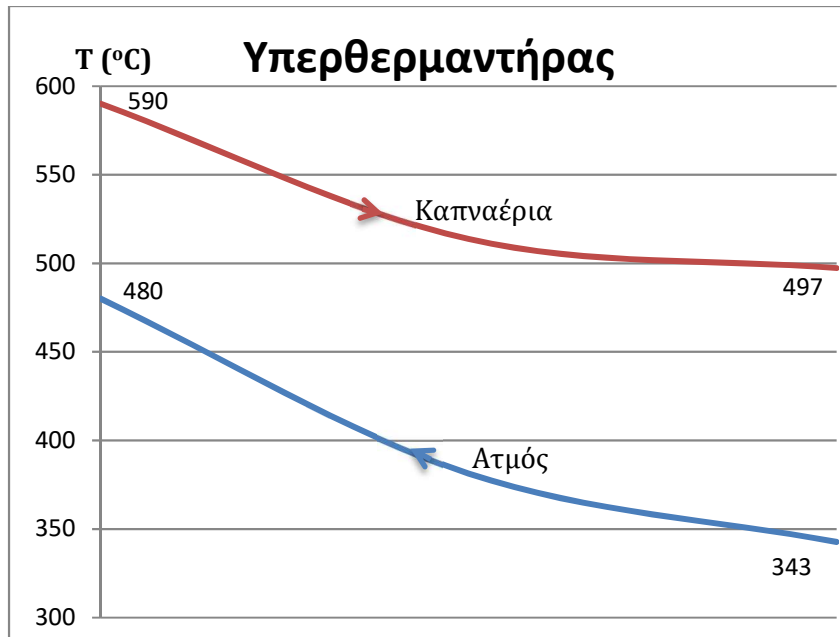
Η απόδοση του συστήματος ανάκτησης θερμότητας υπολογίζεται με την Σχ. (7.16).

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_{KL} + \Delta Q}{Q_k} = 1 - \frac{(330,05 + 7,87) \cdot 10^6}{1.117,38 \cdot 10^6} = 0,6976 \sim 70\% \quad (7.16)$$

7.13 ΘΕΡΜΑΙΝΟΜΕΝΕΣ ΕΠΙΦΑΝΕΙΕΣ

7.13.1 ΥΠΕΡΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑΣ

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. 7-5. Για τα καπναέρια η θερμοκρασία μειώνεται από $t_{k1} = 590^\circ\text{C}$ σε $t_{k2} = 497^\circ\text{C}$. Ο ατμός προέρχεται από το δοχείο υψηλής πίεσης, όπου εκεί βρίσκεται σε κατάσταση κορεσμού με θερμοκρασία $T_s = 343^\circ\text{C}$ που αντιστοιχεί στην πίεση του Δοχείου P₁ (Σημείο 4 του Σχ. 7-4 κύκλος Rankine), και έχει υπολογιστεί σε προηγούμενο βήμα, ενώ στην έξοδο έχει υπερθερμανθεί σε θερμοκρασία $T_{s2} = 480^\circ\text{C}$.



Σχήμα 7 -5: Υπερθερμαντήρας

Για τον υπολογισμό της θερμαινόμενης επιφάνειας του υπερθερμαντήρα εφαρμόζουμε την βασική σχέση μεταβίβασης θερμότητας (7.17).

$$Q_{up} = U_{up} \cdot A_{up} \cdot (\Delta T_m)_{log} \cdot F$$

$$(\Delta T_m)_{log} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}} \right)} \quad (^\circ C) \quad (7.17)$$

Όπου:

Q_{up} = ενέργεια που απορροφάται από τον υπερθερμαντήρα έχει υπολογιστεί σε προηγούμενο βήμα (Σχ. 7.5).

$(\Delta T_m)_{log}$ είναι η μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας των δύο ρευστών και υπολογίζεται κατά Grashof με την Σχ. 7.28.

$F = 0,9$: συντελεστής διόρθωσης λόγω εγκάρσιας ροής των ρευστών.

U_{up} = ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας ($\text{kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$)

Για τον υπερθερμαντήρα θεωρούμε τιμή : $U_{up} = 40 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ ή

$U_{up} = 167 \text{ kJ/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$

Υπολογίζουμε τις διαφορές θερμοκρασίας στα δύο άκρα του εναλλάκτη:

$$\Delta T_{max} = t_{k2} - t_{s1} = 497,27 - 342,68 = 154,59 \quad ^\circ\text{C} \quad (7.18)$$

$$\Delta T_{min} = t_{k1} - t_{s2} = 590,1 - 480 = 110,1 \quad ^\circ\text{C} \quad (7.19)$$

Με αντικατάσταση στην 7.17 έχουμε:

$$(\Delta T_m)_{log} = \frac{154,59 - 110,1}{\ln \frac{154,59}{110,1}} = 131,09 \quad ^\circ\text{C}$$

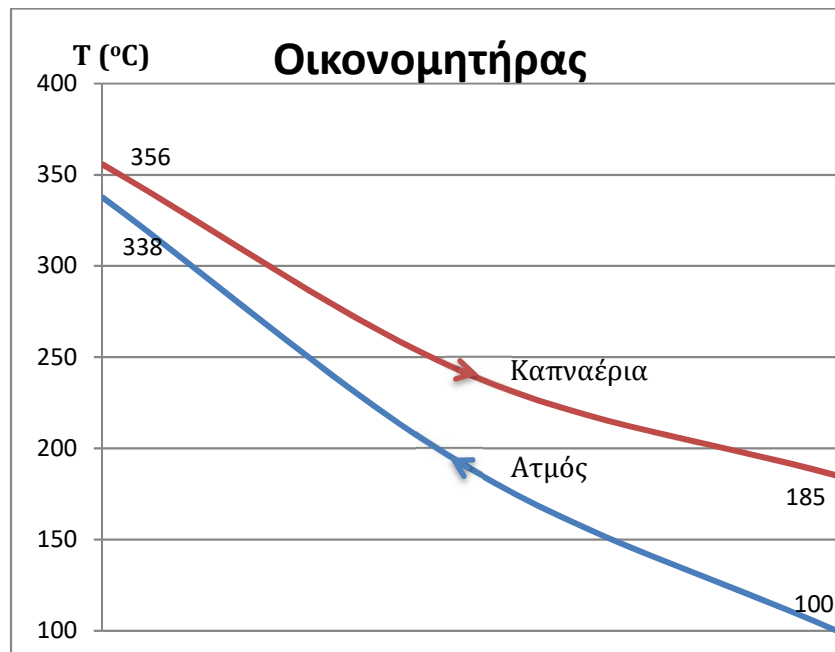
Η επιφάνεια του υπερθεμαντήρα είναι:

$$A_{up} = \frac{Q_{up}}{U_{up} \cdot (\Delta T_m)_{log} \cdot F} = \frac{178,53 \cdot 10^6}{167 \cdot 131,09 \cdot 0,90} = 2.162,8 \text{ m}^2 \quad (7.20)$$

7.13.2 ΟΙΚΟΝΟΜΗΤΗΡΑΣ

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.7-6. Για τα καπναέρια η θερμοκρασία μειώνεται από $t_{k3} = 356 \text{ }^\circ\text{C}$ σε $t_{k4} = 185 \text{ }^\circ\text{C}$. Για το νερό η θερμοκρασία αυξάνεται από $t_{w1} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ (θερμοκρασία τροφοδοσίας νερού) σε $t_{w2} = 338 \text{ }^\circ\text{C}$ και έχει υπολογιστεί σε προηγούμενο βήμα (σελ. 88 σχέση 7.3).



Σχήμα 7-6: Οικονομητήρας

Για τον υπολογισμό της θερμαινόμενης επιφάνειας εφαρμόζουμε την βασική σχέση μεταβίβασης θερμότητας εντός εναλλακτών η οποία είναι:

$$Q_{oik} = U_{oik} \cdot A_{oik} \cdot (\Delta T_m)_{log} \cdot F \quad (7.21)$$

Όπου:

Q_{oik} : η ενέργεια που απορροφάται από τον οικονομητήρα ($Q_{oik} = 328,56 \cdot 10^6 \text{ kJ/h}$) και έχει υπολογιστεί σε προηγούμενο βήμα (Σχ. 7.11).

U_{oik} : ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας.

Θεωρούμε τιμή $U_{oik} = 60 \text{ kcal/m}^2\text{h }^\circ\text{C}$ ή $U_{oik} = 251 \text{ kJ/m}^2\text{h }^\circ\text{C}$

$F = 0,9$: συντελεστής διόρθωσης λόγω εγκάρσιας ροής των ρευστών

Η $(\Delta T_m)_{\log}$ = μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας των δύο ρευστών υπολογίζεται, κατά Grashof με την Σχ. (7.33).

$$\Delta T_{max} = t_{k4} - t_{w1} = 184,87 - 100 = 84,87 \quad \text{ή} \quad \Delta T_{max} = 85 \quad ^\circ C \quad (7.22)$$

$$\Delta T_{min} = t_{k3} - t_{w2} = 355,68 - 337,68 = 18 \quad ^\circ C$$

$$(\Delta T_m)_{\log} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}\right)} \quad (^\circ C) = \frac{84,87 - 18}{\ln\frac{84,87}{18}} = 43,12 \quad ^\circ C \quad (7.23)$$

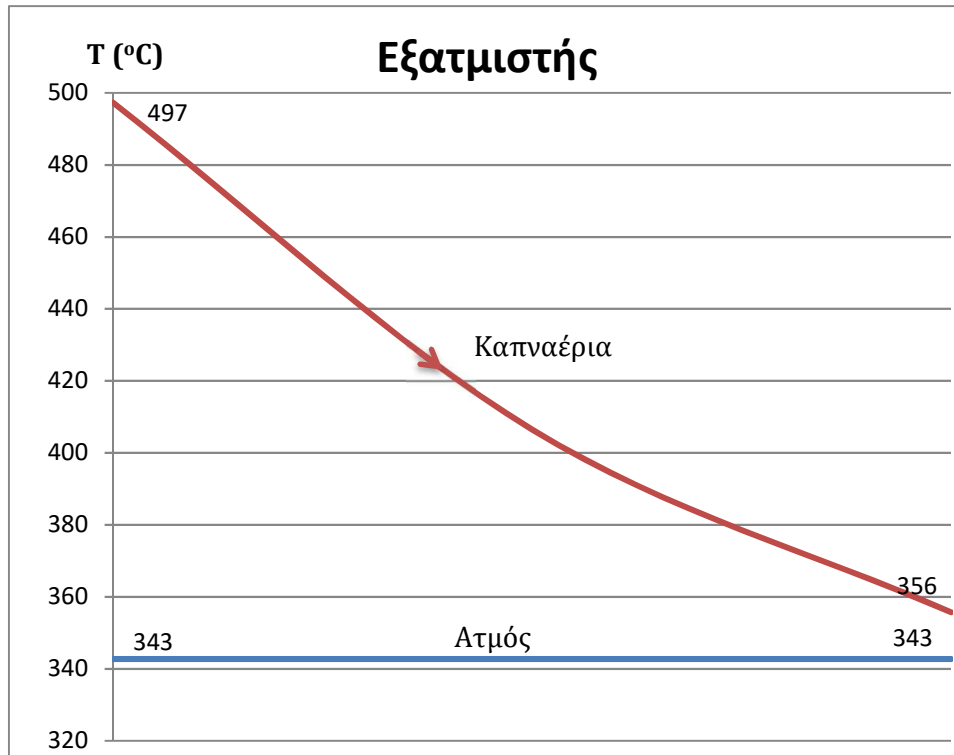
Στην συνέχεια χρησιμοποιούμε την βασική σχέση μεταβίβασης θερμότητας για να υπολογίσουμε την επιφάνεια του οικονομητήρα.

$$Q_{oik} = U_{oik} \cdot A_{oik} \cdot (\Delta T_m)_{\log} \cdot F \quad (7.24)$$

$$A_{oik} = \frac{Q_{oik}}{U_{oik} \cdot (\Delta T_m)_{\log} \cdot F} = \frac{328,56 \cdot 10^6}{251 \cdot 43,12 \cdot 0,90} = 8.066,1 \quad m^2 \quad (7.25)$$

7.13.3 ΕΞΑΤΜΙΣΤΗΣ

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. 7-7. Το νερό που ρέει στο εσωτερικό μέρος των αυλών είναι σε κατάσταση βρασμού και έχει θερμοκρασία $t_s = 343 \quad ^\circ C$ του δοχείου υψηλής πίεσης. Η θερμοκρασία των καπναερίων μειώνεται από $t_{k2}=497 \quad ^\circ C$ σε $t_{k3}= 356 \quad ^\circ C$.



Σχήμα 7-7: Εξατμιστής

Για τον υπολογισμό της θερμαινόμενης επιφάνειας του εξατμιστή A_{ex} αφού υπολογιστεί η μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας των δύο ρευστών κατά Grashof:

$$\Delta T_{max} = t_{k2} - t_s = 497,27 - 342,68 = 154,59 \text{ } ^\circ C \quad (7.26)$$

$$\Delta T_{min} = t_{k3} - t_{s1} = 355,7 - 342,7 = 13 \text{ } ^\circ C \quad (7.27)$$

$$(\Delta T_m)_{log} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}\right)} \text{ (} ^\circ C \text{)} = \frac{154,59 - 13}{\ln\frac{154,59}{13}} = 57,19 \text{ } ^\circ C \quad (7.28)$$

Ο υπολογισμός της θερμαινόμενης επιφάνειας γίνεται με την βασική σχέση μεταβίβασης θερμότητας 7.29.

$$Q_{ex} = U_{ex} \cdot A_{ex} \cdot (\Delta T_m)_{log} \cdot F \quad (7.29)$$

Όπου:

Q_{ex} = η ενέργεια που απορροφάται από τον οικονομητήρα

U_{ex} : ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας, θεωρούμε τιμή:

$U_{ex} = 50 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ C$ ή $U_{ex} = 209 \text{ kJ/m}^2\text{h}^\circ C$

Η επιφάνεια του εξατμιστή υπολογίζεται με την Σχ. (7.30)

$$A_{ex} = \frac{Q_{ex}}{U_{ex} \cdot (\Delta T_m)_{log} \cdot F} = \frac{272,35 \cdot 10^6}{209 \cdot 57,19 \cdot 0,90} = 6.049,7 \text{ m}^2 \quad (7.30)$$

7.13.4 ΑΘΡΟΙΣΤΙΚΗ ΘΕΡΜΑΙΝΟΜΕΝΗ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ

Με βάση τους υπολογισμούς των σχέσεων (7.20) (7.25) (7.30), η θερμαινόμενη επιφάνεια ξεχωριστά και αθροιστικά είναι:

Πίνακας 7-4: Συνολική θερμαινόμενη επιφάνεια

| Θερμαινόμενη επιφάνεια | m ² |
|------------------------|----------------|
| Υπερθερμαντήρας | 2.162,8 |
| Οικονομητήρας | 8.066,1 |
| Εξατμιστής | 6.049,7 |
| Σύνολο | 16.278,6 |

7.14 ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΟ ΙΣΟΖΥΓΙΟ ΣΤΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Η ανακτώμενη ενέργεια Q_R είναι ίση με την συνολική ενέργεια που αποδίδεται στον υπερθερμαντήρα, εξατμιστή και οικονομητήρα.

Πίνακας 7-5: Συγκεντρωτικός πίνακας θερμικής ισχύος

| Ενέργεια (θερμική ισχύς) | | x10 ⁶ kJ/h |
|--------------------------|-----------|-----------------------|
| Υπερθερμαντήρας | Q_{up} | 178,55 |
| Οικονομητήρας | $Q_{οικ}$ | 328,56 |
| Εξατμιστής | Q_{ex} | 272,35 |
| Σύνολο | Q_R | 779,46 |

Το ενεργειακό ισοζύγιο στο σύστημα ανάκτησης θερμότητας για παραγωγή ατμού είναι:

$$Q_k = Q_R + Q_{KL} + Q_{epif}$$

όπου:

$Q_k = 1.117,38 \cdot 10^6$ kJ/h, θερμική ισχύς προσδιδόμενη στο σύστημα,

$Q_R = 779,46 \cdot 10^6$ kJ/h, θερμική ισχύς ανακτώμενη στο σύστημα,

$Q_{KL} = 330,05 \cdot 10^6$ kJ/h, θερμική ισχύς απώλειας στο περιβάλλον με τα καπναέρια,

$Q_{epif} = 7,87 \cdot 10^6$ kJ/h, θερμική ισχύς απώλειας επιφανειών στο περιβάλλον (έχει υπολογιστεί στη σελ 90) .

7.15 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΑΤΜΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ

Ο υπέρθερμος ατμός που παράχθηκε στο Σύστημα Ανάκτησης Θερμότητας οδηγείται στον αμοστρόβιλο, ο οποίος είναι συνδεδεμένος με την ηλεκτρογεννήτρια.

Η μεταβολή 5→7 στον κύκλο του Rankine (Σχήμα 7-4) είναι ισεντροπική, που παραπέμπει σε αμοστρόβιλο ιδανικό (με υπερθέρμανση), η ισχύς του υπολογίζεται από την σχέση (7.31).

$$W'_T = m_{st} \cdot (h_5 - h_7) \quad (7.31)$$

Επιλύοντας την (7.31) έχουμε:

$$W'_T = 269,63 \cdot 10^6 \cdot (3.250,25 - 2.267,62) = 264,95 \cdot 10^6 \frac{kJ}{h} = 73,6 MW \quad \text{ή}$$
$$W'_T = 74 MW$$

Ο συντελεστής της ηλεκτρογεννήτριας είναι $\eta_G=0,98$, οπότε παράγεται ηλεκτρική ισχύς:

$$N_{est} = 264,95 \cdot 10^6 \frac{kJ}{h} \cdot 0,98 = 259,65 \cdot 10^6 \frac{kJ}{h} = 72,12 MW$$

Άρα, η ηλεκτρική ισχύς που παράγεται από τον αμοστρόβιλο είναι:

$$N_{est} = 72 MW$$

7.16 ΣΥΝΟΛΙΚΗ ΗΛΕΚΤΡΙΚΗ ΙΣΧΥΣ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ

Η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς στον σταθμό προκύπτει ως άθροισμα της ηλεκτρικής ισχύος από το αεριοστρόβιλο και αυτής από τον αμοστρόβιλο:

$$N_{ολ} = N_e + N_{est} = 140 MW + 72 MW$$
$$N_{ολ} = 212 MW$$

7.17 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΔΕΙΚΤΩΝ ΑΠΟΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑΣ ΤΗΣ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ

7.17.1 ΓΙΑ ΤΗΝ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗ ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ

Η καταναλισκόμενη ενέργεια προέρχεται από το καύσιμο Φυσικό Αέριο και υπολογίζεται:

$$Q_{FUEL} = m_f \cdot (L.H.V) = 9,16 \frac{kg}{s} \cdot 54.848 \frac{kJ}{kg} = 502.536 \frac{kJ}{s} \quad \text{ή} \quad (7.32)$$
$$Q_{FUEL} = 503 MW$$

Ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης του αεριοστρόβιλου, $\eta_{\eta\lambda}$ υπολογίζεται με την Σχ.(7.33)

$$\eta_{\eta\lambda} = \frac{N_e}{Q_{FUEL}} = \frac{140 \text{ MW}}{503 \text{ MW}} = 0,278 \text{ ή } \mathbf{28\%} \quad (7.33)$$

7.17.2 ΓΙΑ ΤΗΝ ΑΝΑΚΤΗΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ - ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΑΤΜΟΥ

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης η_{th} υπολογίζεται με την Σχ. (7.34)

$$\eta_{th} = \frac{Q_R}{Q_K} = \frac{779,46 \cdot 10^6 \text{ kJ/h}}{1.117,38 \cdot 10^6 \text{ kJ/h}} = 0,6976 \text{ ή } \mathbf{70\%} \quad (7.34)$$

7.18 ΣΥΝΟΛΙΚΟΣ ΒΑΘΜΟΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΤΗΣ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ

Στην περίπτωση μονάδας συνδυασμένου κύκλου με παραγωγή μόνο ηλεκτρικής ενέργειας ο συνολικός βαθμός απόδοσης της μονάδας, προκύπτει ως το πηλίκο της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας προς την καταναλισκόμενη ενέργεια.

$$(\eta_{\eta\lambda})_{ολ} = \frac{N_{ολ}}{Q_{FUEL}} \quad (7.35)$$

όπου:

Η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια είναι: $N_{ολ} = 212 \text{ MW}$

Η καταναλισκόμενη ενέργεια είναι: $Q_{FUEL} = 503 \text{ MW}$

Συνεπώς ο βαθμός απόδοσης της μονάδας είναι:

$$(\eta_{\eta\lambda})_{ολ} = \frac{N_{ολ}}{Q_{FUEL}} = \frac{212 \text{ MW}}{503 \text{ MW}} = 0,4215 \text{ ή} \quad (7.36)$$

$$(\eta_{\eta\lambda})_{ολ} = \mathbf{42\%}$$

8. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Οι σταθμοί παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, πρέπει να σχεδιάζονται και να λειτουργούν με ψηλούς βαθμούς απόδοσης ώστε να γίνεται εξοικονόμηση καυσίμου και να βελτιστοποιείται η χρήση των φυσικών πόρων, με σεβασμό προς το περιβάλλον και τον ίδιο τον άνθρωπο.

Από τις διαθέσιμες τεχνολογίες, αυτή της καύσης του φυσικού αερίου σε συνδυασμένο κύκλο, είναι συνεχώς βελτιούμενη και προτιμάται στον σχεδιασμό σταθμών παραγωγής, και υιοθετήθηκε στην παρούσα εργασία.

Ο βαθμός απόδοσης του αεριοστρόβιλου, για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας κρίνεται ικανοποιητικός (28%) και συνέβαλε σε αυτό η τιμή του λόγου αέρα προς καύσιμο ($f=50$).

Μέσω της παραμετροποίησης των αριθμητικών υπολογισμών, δόθηκε η δυνατότητα ελέγχου των αποτελεσμάτων με διαφορετικές τιμές δεδομένων εισόδου.

Γι' αυτό τον λόγο οι υπολογισμοί έγιναν πολλές φορές, με διαφορετικές τιμές στις αρχικές μεταβλητές όπως στον λόγο αέρα προς καύσιμο (f), στην πίεση των καπναερίων στην έξοδο του αεριογόνου στροβίλου (P_4), με ενδιαφέροντα αποτελέσματα.

Έτσι, αυξάνοντας τον λόγο αέρα προς καύσιμο (f) στον αεριοστρόβιλο είχαμε αύξηση της παραγόμενης ισχύος και της απόδοσής του, μείωση της θερμοκρασίας των καπναερίων και ανάγκη πρόσθετης καύσης.

Ενδεικτικά, αν αυξηθεί η τιμή σε $f=80$, για την παραγωγή αντίστοιχης ισχύος (140MW), η απόδοση κατεβαίνει στο 17%, με αντίστοιχη πτώση πίεσης των καπναερίων στην έξοδο του αεριογόνου στροβίλου ($P_4=2,1\text{bar}$).

Σε αυτή την περίπτωση, η θερμοκρασία των καπναερίων μειώνεται στους 404 °C και προκύπτει η ανάγκη πρόσθετης καύσης με κατανάλωση πρόσθετου καυσίμου $m'_f=1,7\text{kg/s}$.

Η θερμοκρασία εξόδου των καπναερίων από τον αεριοστρόβιλο είναι 185 °C και κρίνεται ικανοποιητική. Θα μπορούσε να μειωθεί περισσότερο (λαμβάνοντας υπόψη το σημείο δρόσου των καυσαερίων με την συγκεκριμένη σύσταση), με την προσθήκη ενός εναλλάκτη προθέρμανσης του εισερχόμενου αέρα, γεγονός που θα έδινε τη δυνατότητα της περαιτέρω εκμετάλλευσης του θερμικού φορτίου και ταυτόχρονα μείωση της θερμικής ρύπανσης.

9. ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. 1η ΕΚΘΕΣΗ ΓΙΑ ΤΟ ΜΑΚΡΟΧΡΟΝΙΟ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΟ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟ ΤΗΣ ΕΛΛΑΔΑΣ 2008-2020
http://portal.tee.gr/portal/page/portal/SCIENTIFIC_WORK/arxeia_diafora/energeia_ki%20apodosi%20ktiriwn/1st_Ekthesi_Makrochroniou_Energeiakou_Sxediasmou_Elladas.pdf
2. ΑΝΕΞΑΡΤΗΤΟΣ ΔΙΑΧΕΙΡΙΣΤΗΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ ΗΛΕΚΤΡΙΚΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ, Δεκαετής Πρόγραμμα Ανάπτυξης Συστήματος Μεταφοράς 2019-2028 (Προκαταρκτικό Σχέδιο)
http://www.admie.gr/uploads/media/DPA_2019-2028_Prokatarktiko_Schedio.pdf
3. Γιαννόπουλος Α., Ατμοηλεκτρικοί Σταθμοί, εκδόσεις ΙΩΝ, 2011.
4. Γιαννόπουλος Α., Τσινόπουλος Σ., ΚΑΝΟΝΙΣΜΟΣ ΠΤΥΧΙΑΚΩΝ ΕΡΓΑΣΙΩΝ, 2^η ΕΚΔΟΣΗ, ΤΕΙ ΔΥΤΙΚΗΣ ΕΛΛΑΔΑΣ, ΦΕΒ. 2014.
5. Λέφας Κ., ΕΙΣΑΓΩΓΗ ΣΤΗΝ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΑ ΤΟΥ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ, ΣΕΛΚΑ-4Μ, ΕΚΔΟΤΙΚΗ, 2004.
6. Νεοφυτιάδης Γεώργιος, ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ: μελέτη εγκατάστασης αεριοστρόβιλου και λέβητα ανάκτησης θερμότητας σε διυλιστήριο πετρελαίου, ΠΑΤΡΑ 2011.
7. Engaged in Thermodynamics
http://cset.mnsu.edu/engagethermo/systems_combinedcycle.html
8. Etude preparatoire du projet de construction de la centrale electrique a cycle combine a Rades en Tunisie, Rapport Final, Mars, 2014, Japan International Cooperation Agency (JICA), Tokyo Electric Power Services Co., LTD
9. Mitsubishi Hitachi Power Systems
<https://www.mhps.com/products/gasturbines/lineup/m701d/index.html>
<https://www.mhps.com/products/steamturbines/lineup/thermal-power/2500/index.html>
10. Gas Turbine Technical Data
<https://www.powerengineeringint.com/content/dam/pei/print-articles/2012/april/gas-steam-tech.pdf>
11. POWER GENERATION HANDBOOK, McGraw-Hill Professional; 1 edition (Aug 2002)
12. Rolf Kehlhofer, COMBINED-CYCLE GAS & STEAM TURBINE POWER PLANTS, Tulsa, Oklahoma 1997.

10. ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ

Πίνακας 10-1: Συγκεντρωτικός πίνακας συνθήκων

| Συγκεντρωτικός πίνακας συνθήκων | | Σύμβολο | Τιμή | Μονάδα |
|---------------------------------|---|---------------|-------|--------|
| Εναλλάκτης | Θερμοκρασία καυσίμου στην είσοδο εναλλάκτη | t_1 | 35 | °C |
| | Θερμοκρασία καυσίμου στην έξοδο εναλλάκτη | t_2 | 110 | °C |
| Συμπιεστής | Θερμοκρασία αέρα στην είσοδο του συμπιεστή | T_1 | 15 | °C |
| | Πίεση αέρα στην είσοδο του συμπιεστή | P_1 | 1,013 | bar |
| | Θερμοκρασία αέρα στην έξοδο του συμπιεστή (Θ) | $T_{2\theta}$ | 337 | °C |
| | Θερμοκρασία αέρα στην έξοδο του συμπιεστή (Π) | $T_{2\pi}$ | 386 | °C |
| | Πίεση αέρα στην έξοδο του συμπιεστή | P_2 | 14 | bar |
| Αεριογόνος στρόβιλος | Θερμοκρασία καπναερίων στην είσοδο του αεριογόνου στρόβιλου | T_3 | 1.244 | °C |
| | Πίεση καπναερίων στην είσοδο του αεριογόνου στρόβιλου | P_3 | 13,72 | bar |
| | Θερμοκρασία καπναερίων στην έξοδο του αεριογόνου στρόβιλου (Θ) | $T_{4\theta}$ | 811 | °C |
| | Θερμοκρασία καπναερίων στην έξοδο του αεριογόνου στρόβιλου (Π) | $T_{4\pi}$ | 860 | °C |
| | Πίεση καπναερίων στην έξοδο του αεριογόνου στρόβιλου | P_4 | 3,55 | bar |
| Στρόβιλος ισχύος | Θερμοκρασία καπναερίων στην έξοδο του στρόβιλου ισχύος (Θ) | $T_{5\theta}$ | 557 | °C |
| | Θερμοκρασία καπναερίων στην έξοδο του στρόβιλου ισχύος (Π) | $T_{5\pi}$ | 590 | °C |
| | Πίεση καπναερίων στην έξοδο του στρόβιλου ισχύος | P_5 | 1,013 | bar |

Πίνακας 10-2: Σύσταση καπναερίων στην καπνοδόχο

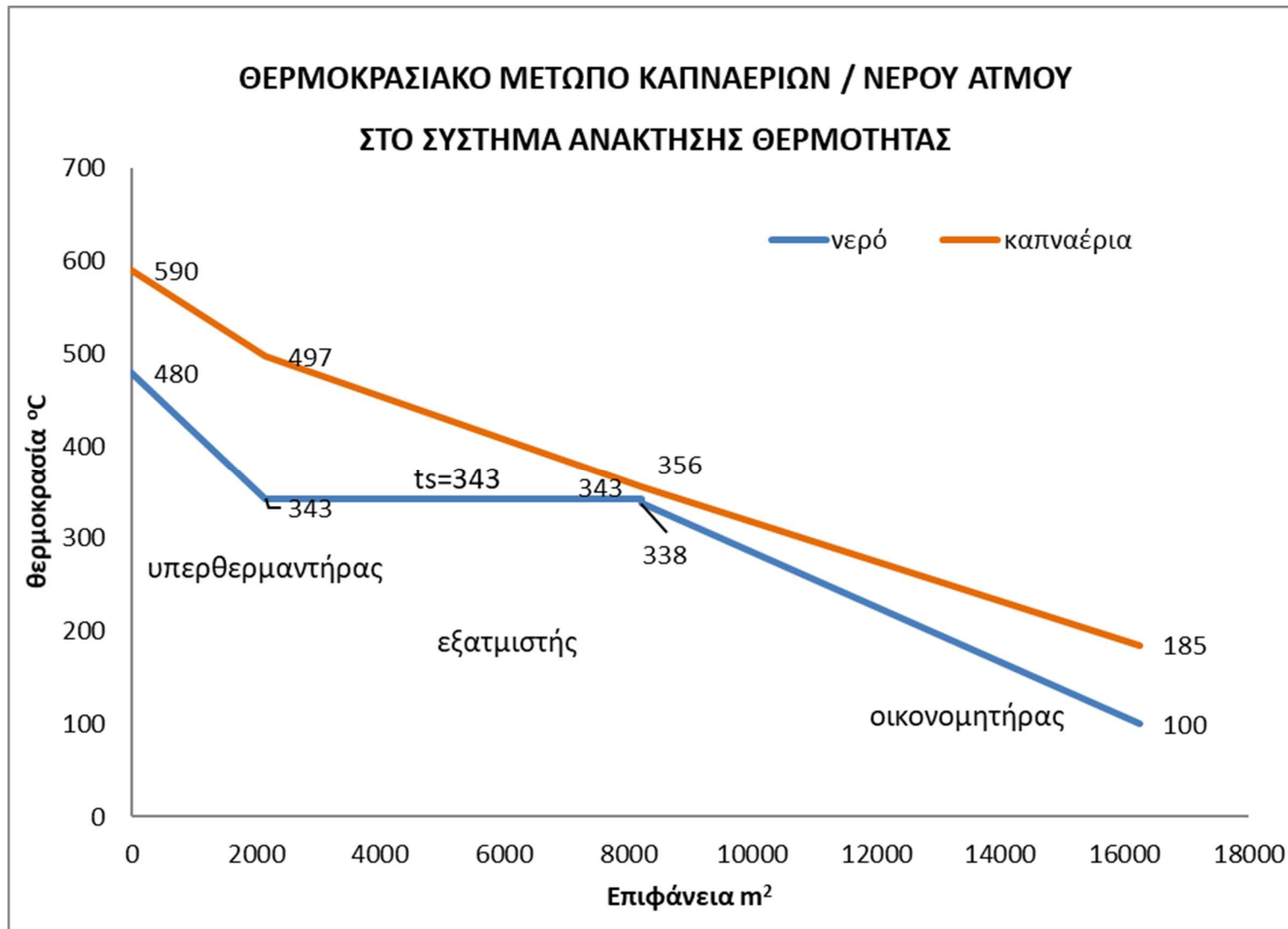
| Σύσταση καπναερίων στην καπνοδόχο | % κ. β. |
|-----------------------------------|---------------|
| Διοξείδιο του άνθρακα | 5,3% |
| Οξυγόνο | 15,1% |
| Υδρατμοί | 4,3% |
| Άζωτο | 75,3% |
| | 100,0% |

Πίνακας 10-3: Συγκεντρωτικά στοιχεία λειτουργίας του αεριοστρόβιλου

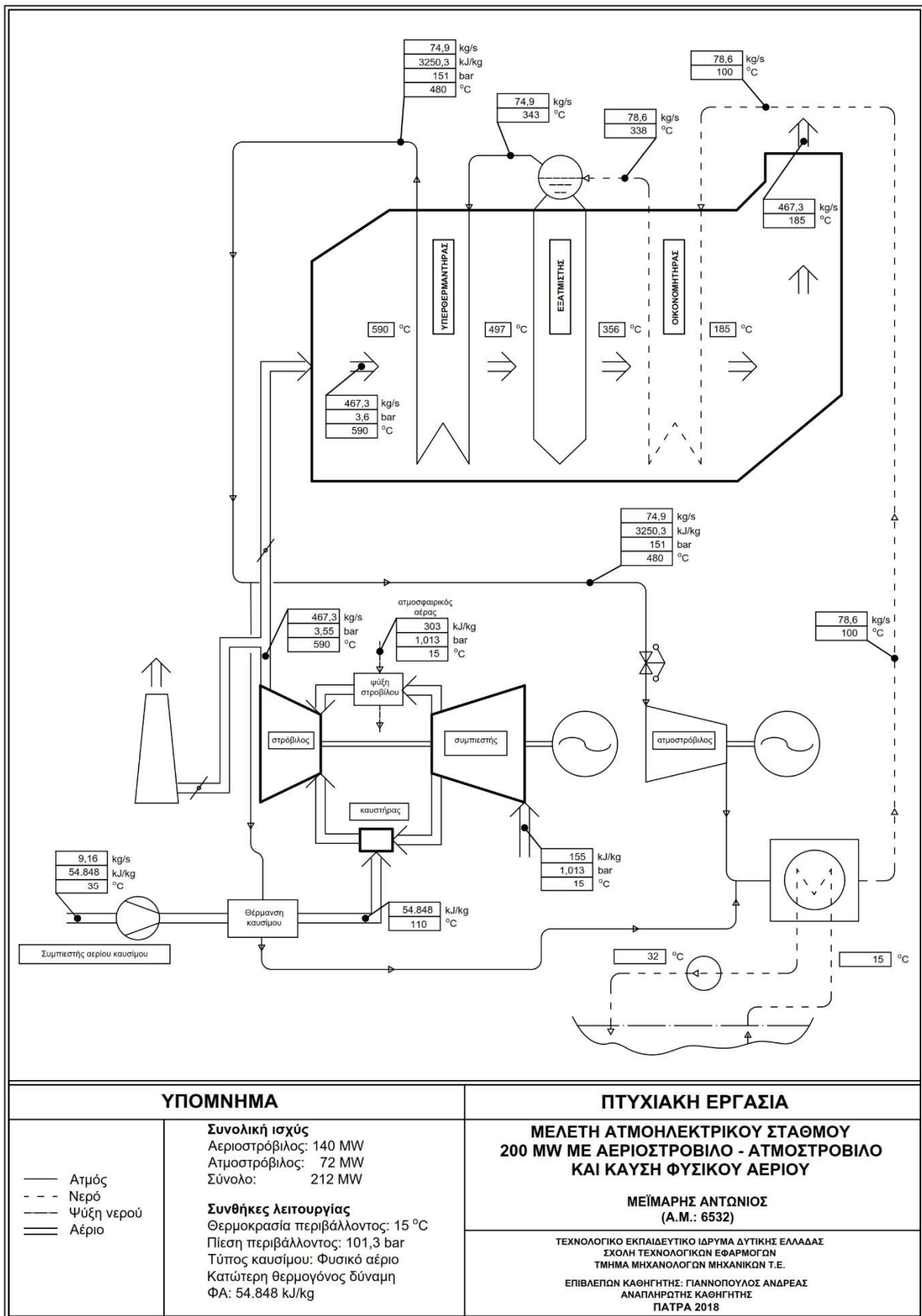
| Αποτελέσματα αεριοστρόβιλου | | |
|--|----------------------|--------|
| Παραγωγή ισχύος | 140 | MW |
| Εργαζόμενο ρευστό | Αέρας | |
| Πίεση αέρα εισόδου | 1,013 | bar |
| Θερμοκρασία αέρα εισόδου | 15 | °C |
| Λόγος Συμπύεσης | 13,82 | |
| Καπναέρια στην έξοδο αεριογόνου στροβίλου | 467 | kg/s |
| Θερμοκρασία καπναερίων στην έξοδο στροβίλου ισχύος | 590 | °C |
| Ειδική κατανάλωση ενέργειας (Ε.Κ.Ε) | 12.664 | kJ/kWh |
| Απόδοση Ηλεκτρική | 28% | |
| Καύσιμο | Φυσικό αέριο | |
| LHV (ΚΘΔ) | 54.848 | kJ/kg |
| Παροχή καυσίμου στον αεριοστρόβιλο | 9,16 | kg/s |
| Θεωρητικός βαθμός απόδοσης κύκλου | 53% | |
| Λόγος αέρα προς καύσιμο | 50:1 | |
| Αριθμός Βαθμίδων Συμπύεσης | 14 | |
| Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης | Συμπιεστή | 87% |
| | Αεριογόνου στροβίλου | 89% |
| | Στροβίλου ισχύος | 89% |

Πίνακας 10-4: Συγκεντρωτικά στοιχεία λειτουργίας του Ατμοπαραγωγού

| Αποτελέσματα ατμοπαραγωγού | | |
|--|---------|------|
| Παραγωγή Ατμού Υψηλής Πίεσης | 269.630 | kg/h |
| Πίεση ατμού | 150 | bar |
| Θερμοκρασία ατμού | 480 | °C |
| Θερμικός Βαθμός απόδοσης Ατμοπαραγωγού | 70 % | |
| Θερμική Ισχύς ατμοπαραγωγού | 217 | MW |
| Ηλεκτρική Ισχύς ατμοπαραγωγού | 72 | MW |



Σχήμα 10-1: Θερμοκρασιακό μέτωπο καπναερίων / νερού-ατμού στο σύστημα ανάκτησης θερμότητας



Σχήμα 10-2: Ροή ρευμάτων μονάδας παραγωγής συνδυασμένου κύκλου