

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

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΜΕΛΕΤΗ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΥΠΕΡΘΕΡΜΟΥ ΝΕΡΟΥ, ΙΣΧΥΟΣ 500 kW, ΓΙΑ ΠΑΡΑΓΩΓΗ ΘΕΡΜΟΥ ΝΕΡΟΥ ΓΙΑ ΒΙΟΜΗΧΑΝΙΚΗ ΧΡΗΣΗ



ΣΠΟΥΔΑΣΤΗΣ: ΣΥΡΙΓΟΣ ΑΝΤΩΝΙΟΣ του ΔΗΜΗΤΡΙΟΥ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: ΓΙΑΝΝΟΠΟΥΛΟΣ ΑΝΔΡΕΑΣ
ΑΝΑΠΛΗΡΩΤΗΣ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ

ΠΑΤΡΑ 2014

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 μεθοδολογία διαστασιολόγησης ενός εναλλάκτη θερμότητας συγκεκριμένης ισχύος, ο οποίος πρόκειται να χρησιμοποιηθεί για βιομηχανική χρήση. Σε πολλές βιομηχανικές εφαρμογές απαιτείται η εναλλαγή θερμότητας μεταξύ δύο ρευστών. Οι διεργασίες αυτές λαμβάνουν χώρα σε μηχανολογικές διατάξεις που αποκαλούνται εναλλάκτες θερμότητας (heat exchangers). Ένας εναλλάκτης θερμότητας είναι μια μηχανολογική διάταξη που διευκολύνει την μετάδοση του θερμικού φορτίου από ένα ρευστό σε ένα άλλο ρευστό μικρότερης θερμοκρασίας και συναντάται σε συστήματα θέρμανσης, ψύξης και κλιματισμού, σε κύκλους παραγωγής ισχύος, σε συσκευές ανάκτησης θερμότητας, σε χημικές διεργασίες και αλλού. Για να περιγραφεί η μεταφορά ενέργειας σε έναν εναλλάκτη, χρησιμοποιούνται οι μηχανισμοί μεταφοράς της θερμότητας με αγωγή, συναγωγή και σπτανιότερα με ακτινοβολία.

Οι παράγοντες που υπεισέρχονται στον σχεδιασμό των εναλλακτών ποικίλουν. Μερικοί από αυτούς είναι: η θερμική ανάλυση, το μέγεθος, το βάρος, η κατασκευαστική αντοχή, η πτώση πίεσης και το κόστος. Στην παρούσα Πτυχιακή Εργασία ασχολούμαστε με την θερμική ανάλυση του εναλλάκτη καθώς και με την κατασκευαστική του διαμόρφωση. Επίσης, μελετάμε όλη την εγκατάσταση όπου θα τοποθετηθεί ο εναλλάκτης, υπολογίζεται το κόστος κατασκευής και γίνεται ηλεκτρολογική μελέτη των κινητήρων των αντλιών του κυκλώματος.

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 παρούσας Εργασίας.

Συρίγος Αντώνιος
Σεπτέμβριος 2014

ΥΠΕΥΘΥΝΗ ΔΗΛΩΣΗ ΣΠΟΥΔΑΣΤΗ:

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
(Ονοματεπώνυμο)

.....
(Υπογραφή)

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα Πτυχιακή Εργασία, αναφέρεται στην μελέτη ενός Εναλλάκτη Θερμότητας και του κυκλώματος όπου αυτός θα είναι τοποθετημένος. Για κάθε διαφορετική εφαρμογή μεταφοράς θερμότητας απαιτείται διαφορετικό είδος μηχανικού εξοπλισμού και διαφορετικές συνδεσμολογίες του εξοπλισμού μεταφοράς θερμότητας. Η προσπάθεια προσαρμογής του μηχανικού εξοπλισμού μεταφοράς θερμότητας, στις απαιτήσεις της μεταφοράς θερμότητας σύμφωνα με τους συγκεκριμένους περιορισμούς που υπάρχουν σε κάθε εγκατάσταση, έχει ως αποτέλεσμα μια πληθώρα πρωτοποριακών τύπων Εναλλακτών Θερμότητας. Για την εγκατάσταση που μελετάται στην παρούσα πτυχιακή, το είδος του εναλλάκτη που θα χρησιμοποιηθεί είναι δέσμης σωλήνων με διαφράγματα. Ο συγκεκριμένος τύπος εναλλάκτη είναι ο πιο συνηθισμένος για βιομηχανικές εφαρμογές, περιέχει μεγάλο αριθμό σωλήνων τοποθετημένους μέσα σε ένα κέλυφος με τους άξονές τους παράλληλα με τον άξονα του κελύφους. Η μεταφορά θερμότητας πραγματοποιείται καθώς το ένα ρευστό εισέρχεται στους σωλήνες ενώ το άλλο ρέει στο εξωτερικό τους, διαμέσου του διαφράγματος. Πιο συγκεκριμένα, στην περίπτωση μας έχουμε εναλλάκτη νερού – νερού, όπου το ένα ρευστό είναι υπέρθερμο νερό θερμοκρασίας εισόδου στον εναλλάκτη 180°C και το άλλο είναι θερμό νερό επιθυμητής θερμοκρασίας εξόδου από τον εναλλάκτη 90°C και ογκομετρικής παροχής $V_y=15 \text{ m}^3/\text{h}$.

Η ανάπτυξη του θέματος γίνεται σε έξι Κεφάλαια. Στο πρώτο Κεφάλαιο αναφερόμαστε στην αρχή λειτουργίας και στα βασικότερα είδη των εναλλακτών θερμότητας.

Στο δεύτερο Κεφάλαιο υπολογίζονται οι θερμικές παράμετροι του εναλλάκτη με δύο μεθόδους, την Κλασική Μέθοδο και την νεότερη μέθοδο NTU (αριθμός μεταφερομένων μονάδων θερμότητας). Συγκεκριμένα γίνεται υπολογισμός των “θερμικών ισοδύναμων” των ροών με την βοήθεια της δεδομένης θερμικής ισχύος που πρέπει να έχει ο εναλλάκτης. Ακολουθεί, ο υπολογισμός της θερμοκρασίας που πρέπει να έχει στην είσοδο του εναλλάκτη το θερμό νερό και της ογκομετρικής παροχής του υπέρθερμου νερού, ώστε να έχουμε την κατάλληλη θερμοκρασία εξόδου από τον εναλλάκτη του θερμού νερού καθώς και την κατάλληλη ογκομετρική του παροχή. Τέλος, υπολογίζεται η επιφάνεια εναλλαγής που πρέπει να έχει ο εναλλάκτης και με τις δύο μεθόδους.

Στο τρίτο Κεφάλαιο αναπτύσσεται ο υπολογισμός του μεγέθους του εναλλάκτη, του οποίου η κατασκευαστική διαμόρφωση θα είναι τύπου αντιροής μιας διαδρομής. Οι αυλοί εντός του εναλλάκτη καθώς επίσης και τα φλαντζωτά στόμια του υπέρθερμου και του θερμού νερού, θα είναι κατασκευασμένα από χαλυβδοσωλήνα άνευ ραφής ενώ το κέλυφος του εναλλάκτη θα είναι κατασκευασμένο από χαλυβδοσωλήνα με ραφή. Ακολουθεί η εύρεση του αριθμού, της διαμέτρου και του μήκους των αυλών εντός του εναλλάκτη και επιλέγεται η τυποποιημένη τους διάμετρος κατά DIN ή ISO. Με τον ίδιο τρόπο, υπολογίζεται η διάμετρος των φλαντζωτών στομιών εισόδου και εξόδου του υπέρθερμου και θερμού νερού και επιλέγεται τυποποιημένη διάμετρος κατά DIN ή ISO. Στην συνέχεια, βρίσκουμε το συνολικό μήκος του εναλλάκτη. Τέλος, υπολογίζεται η διάμετρος του κελύφους του εναλλάκτη και ελέγχεται εάν είναι ικανοποιητική η ταχύτητα ροής του κυκλοφορούντος ρευστού εξωτερικά των αυλών (και εντός του κελύφους).

Στο τέταρτο Κεφάλαιο μελετάται το κύκλωμα υπέρθερμου νερού από τον παρασκευαστήρα, που βρίσκεται αμέσως μετά τον λέβητα, έως τον εναλλάκτη. Στον παρασκευαστήρα ο κορεσμένος ατμός (που έχει δημιουργήσει ο λέβητας) μετατρέπεται σε υπέρθερμο νερό και έτσι τροφοδοτείται το κύκλωμα με υπέρθερμο νερό. Υπολογίζεται η διάμετρος του σωλήνα του κυκλώματος και επιλέγεται τυποποιημένος χαλυβδοσωλήνας άνευ ραφής κατά DIN ή ISO. Στην συνέχεια, για να μπορέσουμε να βρούμε το μανομετρικό του κυκλοφορητή του κυκλώματος, υπολογίζονται οι απώλειες λόγω τριβών. Έπειτα, υπολογίζεται η ισχύς του ηλεκτροκινητήρα του κυκλοφορητή του υπέρθερμου νερού. Εν συνεχεία, γίνεται έλεγχος του πάχους του σωλήνα του κυκλώματος βάση της μέγιστης πίεσης λειτουργίας αυτού, και ελέγχεται αν η τυποποιημένη διάμετρος που επιλέξαμε ικανοποιεί το πάχος αυτό. Τέλος, για καλύτερη κατανόηση του ρόλου του κυκλοφορητή, σχεδιάζεται διάγραμμα μεταβολής της πίεσης του κλειστού αυτού κυκλώματος, χωρίς και με την λειτουργία του κυκλοφορητή.

Στο πέμπτο Κεφάλαιο γίνεται η ανάλυση της θερμοδυναμικής συμπεριφοράς του κλειστού κυκλώματος από τον λέβητα έως τον εναλλάκτη, με εργαζόμενο μέσο το υπέρθερμο νερό. Για τον σκοπό αυτό, σχεδιάζεται θερμοδυναμικός κύκλος Rankine σε διάγραμμα υδρατμών T-s (θερμοκρασίας –εντροπίας). Στην συνέχεια υπολογίζεται η ποσότητα του παραγόμενου κορεσμένου ατμού από τον λέβητα και η ωριαία κατανάλωση καυσίμου από τον λέβητα, το οποίο είναι βαρύ πετρέλαιο (μαζούτ 3500° Red) και προθερμαίνεται. Έπειτα, μελετάται η θερμοδυναμική συμπεριφορά ενός εναλλακτικού κυκλώματος, από τον λέβητα έως τον εναλλάκτη, το οποίο ως εργαζόμενο μέσο έχει απευθείας τον κορεσμένο ατμό από τον λέβητα. Για τον σκοπό αυτό, σχεδιάζεται και αναλύεται θερμοδυναμικός κύκλος Rankine σε διάγραμμα T-s. Όπως και στην πρώτη περίπτωση, υπολογίζεται η ποσότητα του παραγόμενου κορεσμένου ατμού από τον λέβητα και η κατανάλωση του καυσίμου. Στην συνέχεια, υπολογίζεται η διάμετρος του σωλήνα του κορεσμένου ατμού και των συμπυκνωμάτων αυτού και επιλέγονται τυποποιημένοι χαλυβδοσωλήνες άνευ ραφής. Τέλος, υλοποιείται οικονομική σύγκριση μεταξύ των δύο αυτών εναλλακτικών κλειστών κυκλωμάτων (λέβητας –εναλλάκτης).

Στο έκτο Κεφάλαιο μελετάμε την ηλεκτρική συνδεσμολογία, του κινητήρα του κυκλοφορητή του κυκλώματος του υπέρθερμου νερού (κλειστό κύκλωμα παρασκευαστήρας – εναλλάκτης). Υπολογίζεται, η διατομή των καλωδίων ασφαλούς λειτουργίας και ο τριπολικός ασφαλειοαποζεύκτης. Στην συνέχεια, υπολογίζεται ο ηλεκτρονόμος ισχύος (ρελαί) και το θερμικό προστασίας (υπερεντάσεως). Τέλος, υπολογίζεται ο σωλήνας προστασίας των καλωδίων του δικτύου και σχεδιάζεται το κύκλωμα “ισχύος” και το κύκλωμα “εντολών”.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΡΟΛΟΓΟΣ ΠΕΡΙΛΗΨΗ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

| | |
|--|---|
| E1.Εφαρμογές Εναλλακτών Θερμότητας | 1 |
| E2.Η έννοια της μεταφοράς θερμότητας | 1 |
| E3.Τρόποι μεταφοράς θερμότητας | 3 |

1. ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

| | |
|---|----|
| 1.1 Εναλλάκτες Θερμότητας | 9 |
| 1.1.1 Αρχή Λειτουργίας Εναλλακτών Θερμότητας..... | 9 |
| 1.2 Βασικά είδη Εναλλακτών Θερμότητας..... | 10 |

2. ΔΙΑΡΘΡΩΣΗ ΜΕΛΕΤΗΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ ΠΟΥ ΣΧΕΔΙΑΖΕΤΑΙ ΓΙΑ ΒΙΟΜΗΧΑΝΙΚΗ ΧΡΗΣΗ – ΘΕΡΜΙΚΕΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΤΟΥ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ

| | |
|--|----|
| 2.1 Διάρθρωση μελέτης – κατάστρωση δεδομένων | 15 |
| 2.2 Δεδομένα υπολογισμών για τον εναλλάκτη θερμότητας | 15 |
| 2.3 Κλασική μέθοδος | 16 |
| 2.3.1 Συμβολισμός και τιμές θερμοκρασιακών διαφορών | 17 |
| 2.3.2 “Θερμικά ισοδύναμα ροών” | 17 |
| 2.3.3 Θερμική ισχύς εναλλάκτη..... | 17 |
| 2.3.4 Μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας | 20 |
| 2.3.5 Λοιπά θερμικά χαρακτηριστικά εναλλάκτη | 20 |
| 2.3.6 Επιφάνεια εναλλαγής | 21 |
| 2.4 Μέθοδος NTU | 22 |
| 2.4.1 Θερμικά χαρακτηριστικά υπέρθερμου νερού (“hot” ή ρευστό 1) | 22 |
| 2.4.2 Εύρεση θερμοχωρητικότητας του υπέρθερμου νερού | 22 |
| 2.4.3 Παροχή υπέρθερμου νερού | 22 |
| 2.4.4 Θερμικά χαρακτηριστικά θερμού νερού (“cold” ή ρευστό 2) | 23 |
| 2.4.4.1 Εύρεση της θερμοκρασίας εισόδου του θερμού νερού | 23 |
| 2.4.5 Εύρεση θερμοχωρητικότητας του θερμού νερού | 24 |
| 2.4.6 Συντελεστής C^* | 24 |
| 2.4.7 Αποδοτικότητα εναλλάκτη | 25 |
| 2.4.8 Αριθμός μεταφερόμενων μονάδων (NTU) | 25 |
| 2.4.9 Επιφάνεια εναλλαγής | 26 |

3. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΜΕΓΕΘΟΥΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ

| | |
|--|----|
| 3.1 Κατασκευαστική διαμόρφωση εναλλάκτη | 27 |
| 3.2 Αυλοί εναλλάκτη | 27 |
| 3.2.1 Αριθμός αυλών | 28 |
| 3.2.2 Μήκος αυλών | 28 |
| 3.3 Μήκος εναλλάκτη | 28 |
| 3.4 Διάμετρος κελύφους..... | 29 |
| 3.5 Κυκλοφορία ρευστού εξωτερικά των αυλών | 30 |

| | | |
|-----------|--|----|
| 3.6 | Διάμετρος στομίων εναλλάκτη | 31 |
| 4. | ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΚΥΚΛΩΜΑΤΟΣ ΥΠΕΡΘΕΡΜΟΥ ΝΕΡΟΥ - ΑΠΟ ΤΟΝ ΠΑΡΑΣΚΕΥΑΣΤΗΡΑ ΕΩΣ ΤΟΝ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ | |
| 4.1 | Δεδομένα | 35 |
| 4.2 | Διάμετρος σωλήνα του κυκλώματος υπέρθερμου νερού | 35 |
| 4.3 | Υπολογισμός απωλειών λόγω τριβής ανά κλάδο | 38 |
| 4.3.1 | Άνω κλάδος | 38 |
| 4.3.2 | Κάτω κλάδος | 41 |
| 4.4 | Υπολογισμός μανομετρικού κυκλοφορητή | 42 |
| 4.5 | Ισχύς κινητήρα του κυκλοφορητή υπέρθερμου νερού | 43 |
| 4.6 | Έλεγχος πάχους σωλήνα υπέρθερμου νερού | 43 |
| 4.7 | Μεταβολή της πίεσης του υπέρθερμου νερού χωρίς και με την λειτουργία του κυκλοφορητή | 46 |
| 5. | ΑΝΑΛΥΣΗ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑΣ ΚΥΚΛΩΜΑΤΟΣ ΛΕΒΗΤΑΣ - ΕΝΑΛΛΑΚΤΗΣ | |
| 5.1 | Ανάλυση θερμοδυναμικής συμπεριφοράς κυκλώματος λέβητας – εναλλάκτης με χρήση υπέρθερμου νερού | 49 |
| 5.1.1 | Διάγραμμα υδρατμών T-s | 49 |
| 5.1.2 | Ποσότητα παραγόμενου ατμού (από τον λέβητα) | 54 |
| 5.1.3 | Θερμότητα για παραγωγή 1 kg ατμού | 54 |
| 5.1.4 | Σύσταση πετρελαίου | 54 |
| 5.1.5 | Θερμογόνος δύναμη πετρελαίου | 55 |
| 5.1.6 | Θερμότητα για προθέρμανση καυσίμου | 55 |
| 5.1.7 | Ωριαία κατανάλωση καυσίμου | 56 |
| 5.2 | Ανάλυση θερμοδυναμικής συμπεριφοράς κυκλώματος λέβητας – εναλλάκτης με χρήση κορεσμένου ατμού | 56 |
| 5.2.1 | Διάγραμμα υδρατμών T-s | 57 |
| 5.2.2 | Ποσότητα παραγόμενου ατμού (από τον λέβητα) | 60 |
| 5.2.3 | Θερμότητα για παραγωγή 1 kg ατμού | 60 |
| 5.2.4 | Ωριαία κατανάλωση καυσίμου | 61 |
| 5.3 | Υπολογισμός διαμέτρου σωλήνα κορεσμένου ατμού | 61 |
| 5.4 | Υπολογισμός διαμέτρου σωλήνα συμπυκνωμάτων | 62 |
| 5.5 | Υπολογισμός κόστους κυκλωμάτων με υπέρθερμο νερό και με κορεσμένο ατμό και σύγκριση αυτών | 63 |
| 6. | ΜΕΛΕΤΗ ΗΛΕΚΤΡΙΚΗΣ ΣΥΝΔΕΣΜΟΛΟΓΙΑΣ ΚΙΝΗΤΗΡΑ ΤΟΥ ΚΥΚΛΟΦΟΡΗΤΗ ΤΟΥ ΥΠΕΡΘΕΡΜΟΥ ΝΕΡΟΥ | |
| 6.1 | Δεδομένα υπολογισμών | 69 |
| 6.2 | Διατομή καλωδίων ασφαλούς λειτουργίας | 70 |
| 6.3 | Τριπολικός ασφαλειοαποζεύκτης | 70 |
| 6.4 | Ηλεκτρονόμος ισχύος | 70 |
| 6.5 | Θερμικό υπερεντάσεως | 70 |
| 6.6 | Τοποθέτηση σωλήνα προστασίας των καλωδίων | 71 |
| | ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ | 79 |
| | ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ | 80 |

ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ

- α = Συντελεστής θερμικής διαχυτότητας
 A = Επιφάνεια διατομής σωλήνα
 Φ = Βαθμός θερμοκρασιακής μεταβολής
 ΔT = Διαφορά θερμοκρασίας
 ε = (α) Συντελεστής εκπομπής ακτινοβολίας
(β) Αποδοτικότητα εναλλάκτη
 T = Θερμοκρασία
 k = Συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας
 μ = Δυναμικό ιξώδες
 ν = Κινηματικό ιξώδες
 ρ = Πυκνότητα
 σ = Σταθερά Stefan – Boltzmann για ακτινοβολία
 f = Συντελεστής τριβής
 g = Επιτάχυνση της βαρύτητας
 Gr = Αριθμός Grashof
 h = (α) Συντελεστής συναγωγής θερμότητας
(β) Ενθαλπία
 U = Ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας
 m = Μάζα
 P = Πίεση
 Re = Αριθμός Reynolds
 t = (α) Βήμα τοποθέτησης αυλών
(β) Πάχος σωλήνων
 u = Ταχύτητα
 \dot{Q} = Ρυθμός ροής θερμότητας
 q'' = Ρυθμός ροής θερμότητας ανά μονάδα επιφανείας
 l = Μήκος αυλών
 L = Χαρακτηριστική διάσταση μήκους, μήκος εναλλάκτη
 n = Αριθμός υποδιαιρέσεων
 D = (α) Χαρακτηριστική διάσταση μήκους, διάμετρος
(β) Ατμοπαραγωγή
 $(\Delta T_m)_{log}$ = Μέση λογαριθμική θερμοκρασία
 x = Συντελεστής απόδοσης εναλλάκτη
 Φ = Βαθμός θερμοκρασιακής μεταβολής
 F = Επιφάνεια εναλλαγής εναλλάκτη
 c_p = Ειδική θερμοχωρητικότητα
 D_i = Διάμετρος κελύφους εναλλάκτη
 V = Ογκομετρική παροχή ρευστών
 Q = Ογκομετρική παροχή ρευστών (στον νόμο συνέχειας)
 F_s = Ελεύθερη επιφάνεια εναλλάκτη

d_f = Διάμετρος στομίων
 d = Διάμετρος σωληνώσεων κορεσμένου ατμού
 Δh_f = Απώλειες σωληνογραμμών
 N = Ισχύς ηλεκτροκινητήρα
 B = Ωριαία κατανάλωση καυσίμου
 \dot{m} = Μαζική παροχή
 C^* = Λόγος θερμοχωρητικοτήτων
 τ = Λόγος “θερμικών ισοδύναμων ροών”
 H = Μανομετρικό κυκλοφορητή
 η = Βαθμός απόδοσης
 Δh = Διαφορά ενθαλπίας
 D_s = Ποσότητα ατμού που εξέρχεται από το εκτονωτικό δοχείο
 I_{ov} = Ονομαστικό ρεύμα κινητήρα
 $I'_{grammhV}$ = Ένταση του ρεύματος με σύνδεση απ' ευθείας στο δίκτυο
 d_a = Εξωτερική διάμετρος χαλυβδοσωλήνων άνευ ραφής
 d_i = Εσωτερική διάμετρος χαλυβδοσωλήνων άνευ ραφής
 S = Συντελεστής ασφαλείας για σωλήνες άνευ ραφής
 \hat{v} = Ειδικός όγκος
 s = (α) Εντροπία
 (β) Πάχος σωλήνων
 ζ = Συντελεστής απωλειών εξαρτημάτων
 K = Χαρακτηριστική αντοχή χάλυβα
 q_B = Θερμότητα για προθέρμανση καυσίμου
 H_u = Θερμογόνος δύναμη καυσίμου
 T_1 = Θερμοκρασία περιβάλλοντος

ΣΥΝΤΟΜΟΓΡΑΦΙΕΣ

NTU = αριθμός μεταφερομένων μονάδων θερμότητας
DIN = Τυποποίηση χαλυβδοσωλήνων με / άνευ ραφής κατά DIN
ISO = Τυποποίηση χαλυβδοσωλήνων με / άνευ ραφής κατά ISO

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Ε1. ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Μια ιδιαίτερα διαδεδομένη διεργασία με ευρύ πεδίο εφαρμογών είναι αυτή της ανταλλαγής θερμότητας μεταξύ δύο ρευστών. Για το σκοπό αυτό χρησιμοποιούνται εναλλάκτες θερμότητας με μεγάλη ποικιλία χαρακτηριστικών.

Η κατανόηση της λειτουργίας των εναλλακτών θερμότητας προϋποθέτει την κατανόηση των μηχανισμών της Μεταφοράς Θερμότητας η οποία γίνεται ολοένα και πιο σημαντική, δεδομένου ότι διαδραματίζει σημαντικότατο ρόλο στον ενεργειακό σχεδιασμό εργοστασίων, κτιρίων αλλά και πλήθος άλλων χρηστικών συσκευών. Πέρα από την χρησιμότητα της κατανόησης των μηχανισμών μεταφοράς θερμότητας, σημασία πρέπει να δίνεται και στον βέλτιστο τρόπο εφαρμογής τους, ο οποίος επιβάλλεται από το έντονο ενδιαφέρον του σύγχρονου κόσμου για μείωση της καταναλισκόμενης ενέργειας και ορθολογικότερη διαχείριση της.

Σπουδαίο ρόλο για την επίτευξη του παραπάνω στόχου, διαδραματίζουν οι συσκευές εναλλαγής θερμότητας ή εναλλάκτες θερμότητας. Οι εναλλάκτες θερμότητας αποτελούν αναπόσπαστο μέρος πολλών ενεργειακών συστημάτων, με πολυάριθμες εφαρμογές σε όλους σχεδόν τους βιομηχανικούς τομείς. Ορισμένοι από τους τομείς αυτούς είναι η παραγωγή ενέργειας, η χημική βιομηχανία, η μεταλλουργία, η ναυτιλία και κυρίως η θέρμανση, η ψύξη και ο κλιματισμός.

Για κάθε διαφορετική εφαρμογή μεταφοράς θερμότητας, απαιτείται και το ανάλογο είδος εξοπλισμού μεταφοράς θερμότητας. Η προσπάθεια προσαρμογής του μηχανικού εξοπλισμού μεταφοράς θερμότητας, ανάλογα με τις απαιτήσεις και τους περιορισμούς της εκάστοτε εφαρμογής, είχε ως αποτέλεσμα μια πληθώρα τύπων εναλλακτών θερμότητας με μεγάλη ποικιλία σε συνδυασμούς των χαρακτηριστικών τους.

Στην εισαγωγή της παρούσας εργασίας, γίνεται αναφορά στην έννοια της μεταφοράς θερμότητας και στους τρεις βασικούς μηχανισμούς μεταφοράς θερμότητας.

Ε2. Η ΕΝΝΟΙΑ ΤΗΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Όπως είναι γνωστό από τη θερμοδυναμική, θερμότητα είναι η ενέργεια που ανταλλάσσεται μεταξύ ενός συστήματος και του περιβάλλοντος όταν υπάρχει μεταξύ τους θερμοκρασιακή διαφορά. Επομένως, σε κάθε περίπτωση που υπάρχει διαφορά θερμοκρασίας εμφανίζεται η τάση για μεταφορά θερμικής ενέργειας από τη θερμότερη προς την ψυχρότερη περιοχή που τείνει να φέρει το σύστημα σε (θερμική) ισορροπία, με αποκατάσταση ομοιόμορφης θερμοκρασίας σε όλες τις περιοχές.

Προβλήματα μεταφοράς θερμότητας μας απασχολούν και στην θερμοδυναμική, αλλά το αντικείμενο μελέτης εκεί είναι οι μεταβολές στην κατάσταση του συστήματος που προκαλεί η ανταλλαγή θερμικής ενέργειας και οι σχέσεις μεταξύ θερμότητας, έργου και θερμοδυναμικής κατάστασης – δηλαδή των ιδιοτήτων του συστήματος.

Στη μετάδοση θερμότητας, ενδιαφέρει κυρίως ο “ρυθμός ροής θερμότητας” δηλαδή το ποσόν θερμότητας που μεταφέρεται στη μονάδα του χρόνου. Έτσι, η λύση προβλημάτων, όπως π.χ. ο υπολογισμός της επιφάνειας ενός εναλλάκτη ώστε να μεταφέρεται η επιθυμητή θερμότητα ή η επιλογή της κατάλληλης μόνωσης ώστε να περιορίζονται οι θερμικές απώλειες, βασίζεται κατά κύριο λόγο στη γνώση του ρυθμού μεταφοράς θερμότητας.

Στην επίλυση των προβλημάτων αυτών, χρησιμοποιούμε τα δύο θερμοδυναμικά αξιώματα – δηλαδή την αρχή διατήρησης της ενέργειας και την αρχή αύξησης της εντροπίας. Χρησιμοποιούμε ακόμη τις αρχές της θερμοδυναμικής για τον καθορισμό των ιδιοτήτων των υλικών, παρόλο που η κλασική θερμοδυναμική ασχολείται κατά βάση με συστήματα που βρίσκονται σε ισορροπία, δηλαδή συστήματα που έχουν ομοιόμορφες ιδιότητες σε όλη την έκτασή τους.

Στην πράξη ο μηχανικός δεν συναντάει συνήθως στατικά φαινόμενα. Για παράδειγμα, μετράει και προσδιορίζει την πίεση ή την θερμοκρασία σε ορισμένη θέση σε ένα σύστημα ροής, γνωρίζοντας ότι στη διπλανή θέση οι ιδιότητες αυτές μπορεί να είναι διαφορετικές.

Για τη μελέτη των φαινομένων μεταφοράς, που παρατηρούνται πάντα σε συστήματα τα οποία δεν βρίσκονται σε ισορροπία** χρησιμοποιείται η έννοια του συνεχούς μέσου και του πεδίου των ιδιοτήτων (πίεσης, θερμοκρασίας, πυκνότητας κλπ.). Δεχόμαστε δηλαδή, ότι η ύλη ενός συστήματος είναι συνεχώς κατανομημένη στο χώρο και ότι κάθε ιδιότητα – φυσική, θερμοδυναμική ή άλλη – έχει νόημα και τιμή σε κάθε θέση του χώρου. Έτσι, η θερμοκρασία, η πίεση κ.ο.κ, μπορούν να είναι συγκεκριμένες συναρτήσεις του χώρου (x, y, z) και του χρόνου (t):

$$F = f(x, y, z, t)$$

Οι συναρτήσεις αυτές είναι μονοσήμαντες και συνεχείς για το υλικό που εξετάζουμε (ασυνέχειες για πολλές ιδιότητες μπορούν να παρουσιάζονται σε ορισμένες οριακές επιφάνειες, π.χ. σε μια διεπιφάνεια αλλαγής φάσεως). Μπορεί δηλαδή να προσδιοριστεί η τιμή της ιδιότητας σε κάθε θέση καθώς και η μεταβολή της από μια θέση σε μια γειτονική, απειροστή ή πεπερασμένη (dF ή δF).

Η θερμοκρασία λοιπόν – ή και οποιαδήποτε άλλη ιδιότητα του υλικού – προσδιορίζονται στην θέση x, y, z, t παρόλο ότι το υλικό στη θέση αυτή μπορεί να μη βρίσκεται σε ισορροπία με γειτονικές περιοχές. Δεχόμαστε με άλλα λόγια ότι σε κάθε θέση του χώρου είναι δυνατό να αποκατασταθεί θερμοδυναμική ισορροπία, έτσι ώστε να ισχύουν για αυτήν οι σχέσεις μεταξύ ιδιοτήτων που απαιτεί η θερμοδυναμική.

Το σύνολο των τιμών που παίρνει η θερμοκρασία σε κάθε σημείο του χώρου, για μια συγκεκριμένη χρονική στιγμή, λέγεται πεδίο θερμοκρασίας. Η θερμοκρασία είναι βαθμωτό μέγεθος (τανυστής μηδενικής τάξης) και το πεδίο θερμοκρασιών είναι βαθμωτό πεδίο.

Η ροή θερμότητας έχει πάντοτε κατεύθυνση – από τη θέση υψηλότερης θερμοκρασίας στη θέση χαμηλότερης θερμοκρασίας – είναι επομένως διανυσματικό μέγεθος. Σε κάθε σημείο του χώρου αντιστοιχεί ορισμένη τιμή και διεύθυνση του διανύσματος της ροής θερμότητας. Έτσι, το πεδίο θερμότητας είναι ένα διανυσματικό πεδίο.

****** Δεν πρέπει να συγχέεται η έννοια της μόνιμης κατάστασης και της ισορροπίας. Σε όλες τις διεργασίες μεταφοράς δεν υπάρχει ισορροπία. Μόνιμη κατάσταση σημαίνει δεν υπάρχει μεταβολή ιδιοτήτων με το χρόνο σε δεδομένο σημείο, υπάρχει όμως διαφορά από σημείο σε σημείο του συστήματος που προκαλεί και τη μεταφορά, δηλαδή στη μόνιμη κατάσταση δεν υπάρχει ισορροπία.

Οπότε, παρόλο που η θερμότητα και η θερμοκρασία συνδέονται στενά ως έννοιες, αξίζει να τονιστεί ότι η φύση τους είναι διαφορετική. Σε αντίθεση με τη θερμοκρασία που είναι βαθμωτό μέγεθος, η θερμότητα αποτελεί διανυσματική ποσότητα. Επομένως, για την πλήρη περιγραφή της μεταφοράς θερμότητας, πρέπει να προσδιορίζεται το μέγεθος και η διεύθυνσή της.

E3. ΤΡΟΠΟΙ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Η θερμότητα μπορεί να μεταφερθεί από μία πηγή σε έναν δέκτη με τρεις κύριους μηχανισμούς. Αυτοί οι μηχανισμοί είναι η αγωγή (conduction), η συναγωγή (convection) και η ακτινοβολία (radiation). Σε πολλές περιπτώσεις η θερμότητα μεταφέρεται με συνδυασμό δύο ή τριών από τους παραπάνω τρόπους.

(α) Μεταφορά με αγωγή, όταν αυτή γίνεται από το ένα μόριο της ύλης σε γειτονικό του, χωρίς να παρατηρείται (μακροσκοπικά) μετακίνηση υλικού από την μια θέση του χώρου στην άλλη. Ο μηχανισμός αυτός, ισχύει κατά βάση στα στερεά ή σε ακινητοποιημένα ρευστά όπως για παράδειγμα στα πρώτα στρώματα ρευστού που βρίσκονται σε επαφή με μια θερμή επιφάνεια.

Ο ρυθμός μεταφοράς με αγωγή μέσα από ένα σώμα εξαρτάται από τη γεωμετρία του, το πάχος του, το υλικό του και τη διαφορά θερμοκρασίας στις δύο πλευρές του σώματος. Η αγωγή περιγράφεται από **το Νόμο του Fourier**.

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{\partial T}{\partial x} \quad (W) \quad (E1)$$

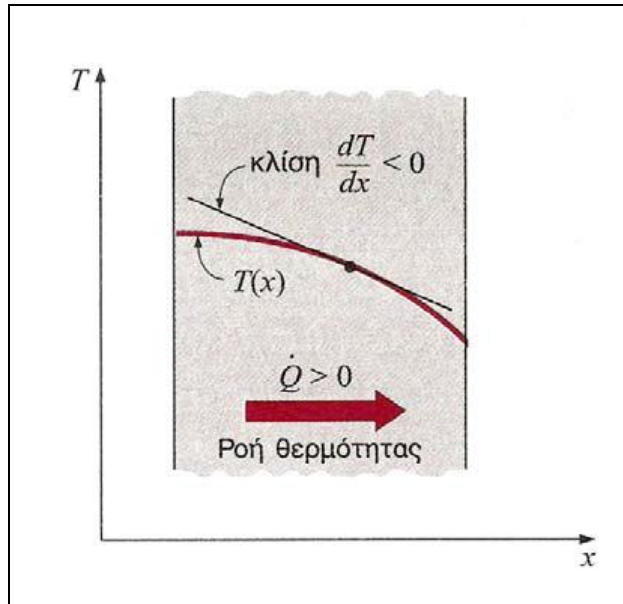
όπου, k: η θερμική αγωγιμότητα του υλικού σε $\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

A: το εμβαδόν επιφάνειας σε m^2

T: η σημειακή θερμοκρασία του υλικού σε $^\circ C$

x: το πάχος του υλικού σε m

$\frac{\partial T}{\partial x}$: η θερμοκρασιακή κλίση, η οποία αποτελεί την κλίση της καμπύλης σε ένα διάγραμμα T-x (Σχήμα E1).



Σχήμα E1: Η θερμοκρασιακή βαθμίδα $\frac{\partial T}{\partial x}$ αποτελεί την κλίση της καμπύλης θερμοκρασίας στο διάγραμμα T-x.

Το αρνητικό πρόσημο στην Σχέση E1 υπεισέρχεται, επειδή η θερμότητα άγεται από την περιοχή των υψηλών θερμοκρασιών στην περιοχή χαμηλών θερμοκρασιών δηλαδή κατά τη διεύθυνση της αρνητικής θερμοκρασιακής βαθμίδας ($\partial T/\partial x$).

Ο νόμος του Fourier – όπως και ο αντίστοιχος νόμος για το ιξώδες του Newton, που συναντάμε στην μεταφορά ορμής και ο νόμος του Fick που αναφέρεται στην μεταφορά μάζας με διάχυση – συνδέουν τον ρυθμό ροής με τη βαθμίδα του αντίστοιχου δυναμικού και είναι νόμοι φαινομενολογικοί. Βασίζονται δηλαδή στην παρατήρηση των φυσικών φαινομένων και όχι σε κάποια θεωρία για τη συμπεριφορά της ύλης.

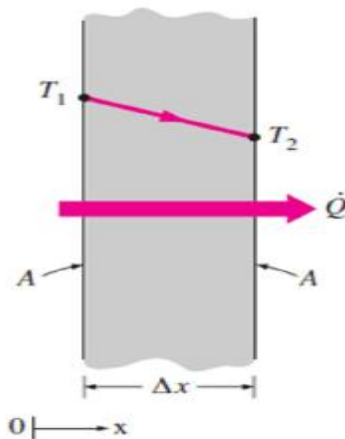
Σε μόνιμη κατάσταση, χωρίς ταυτόχρονη παραγωγή θερμότητας στο εσωτερικό ενός ομοιογενούς τοιχώματος, ο ρυθμός ροής θερμότητας \dot{Q} είναι σταθερός. Σταθερός ρυθμός ροής θερμότητας, συνεπάγεται και σταθερή βαθμίδα θερμοκρασίας ($\partial T/\partial x$) που σημαίνει γραμμική κατανομή της θερμοκρασίας στο τοίχωμα.

Η εξίσωση (E1) γίνεται τότε:

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{\partial T}{\partial x} = \text{σταθερό} \quad (E1\alpha)$$

Και αφού το πεδίο θερμοκρασιών είναι μονοδιάστατο (1-D), έχουμε δηλαδή ροή θερμότητας μόνο κατά τη διεύθυνση x, τότε μπορεί να φύγει η μερική παράγωγος και η εξίσωση (E1α) να γραφτεί:

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (W) \quad (E1\beta)$$



Σχήμα Ε2: Γραμμική κατανομή θερμοκρασίας σε τοίχωμα.

Σε ένα τρισδιάστατο πεδίο (3-D) θερμοκρασιών για ένα ισότροπο μέσο**, η εξίσωση Fourier έχει την μορφή:

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \nabla T = -kA \left[i \frac{\partial T}{\partial x} + j \frac{\partial T}{\partial y} + k \frac{\partial T}{\partial z} \right] \quad (E2)$$

Δηλαδή, το διάνυσμα του ρυθμού ροής \dot{Q} είναι κάθετο σε κάθε θέση στην ισοθερμοκρασιακή επιφάνεια και έχει συνιστώσες:

$$\dot{Q}_{cond(x)} = -kA \frac{\partial T}{\partial x}, \quad \dot{Q}_{cond(y)} = -kA \frac{\partial T}{\partial y} \quad \text{και} \quad \dot{Q}_{cond(z)} = -kA \frac{\partial T}{\partial z} \quad (E2\alpha)$$

Με το σύμβολο ∇T - εναλλακτικά gradT – παριστάνουμε τη μέγιστη κλίση (βαθμίδα) της θερμοκρασίας στο χώρο.

** Ισότροπο λέγεται το υλικό που έχει την ίδια αγωγιμότητα προς όλες τις διευθύνσεις στον χώρο. Υπάρχουν υλικά όπως, π.χ. το ξύλο ή ορισμένοι κρύσταλλοι με μη συμμετρική διάταξη των ατόμων τα οποία παρουσιάζουν συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας που εξαρτάται από την διεύθυνση. Τα υλικά αυτά ονομάζονται ανισότροπα.

Η εξίσωση E2, εκφράζει την αναλογία μεταξύ διαφοράς δυναμικού και ρυθμού ροής θερμότητας, αν ως δυναμικό θεωρηθεί η θερμοκρασία. Αν ως δυναμικό για τη ροή θερμότητας θεωρηθεί η συγκέντρωση θερμικής ενέργειας που είναι:

$$c_T = \frac{mc_p T}{V} = rc_p T \quad (E2\beta)$$

όπου, c_T : συγκέντρωση θερμικής ενέργειας σε J/m^3
 m : η μάζα σε kg
 c_p : ειδική θερμότητα υπό σταθερή πίεση σε $J/(kg \cdot ^\circ C)$

T: η θερμοκρασία σε °C
V: ο όγκος σε m³
ρ: η πυκνότητα σε kg/m³.

τότε ο ρυθμός ροής θερμότητας με αγωγή δίνεται από την σχέση:

$$\dot{Q}_{cond} = -aA \nabla c_T \quad (E2\gamma)$$

Ο συντελεστής αναλογίας α ονομάζεται “συντελεστής θερμικής διαχυτότητας”, είναι αντίστοιχος με το κινηματικό ιξώδες (ν) στη ροή ρευστών και με το συντελεστή διάχυσης (D) στη μεταφορά μάζας.

Με σύγκριση των Σχέσεων E2 και E2γ, προκύπτει ότι ο συντελεστής θερμικής διαχυτότητας συνδέεται με τον συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας από την σχέση:

$$a = \frac{k}{\rho c_p} \quad (E2\delta)$$

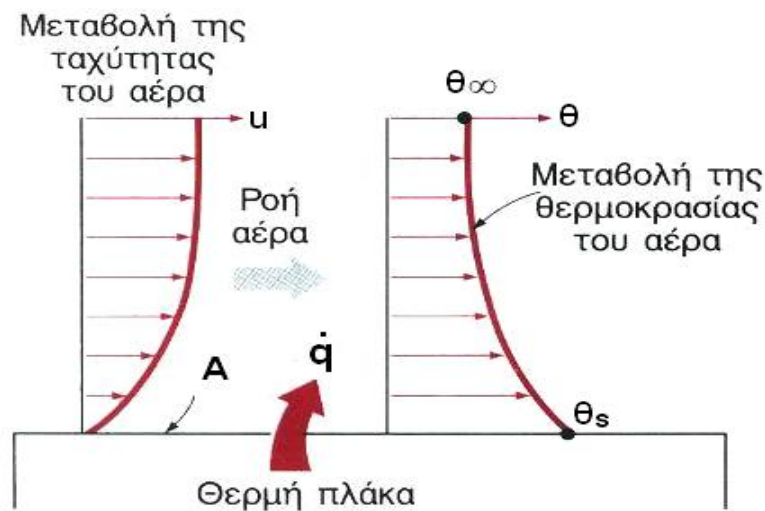
Η παραπάνω σχέση ορίζει μια ακόμη ιδιότητα των υλικών που – όπως και ο k – είναι συνάρτηση της θερμοκρασίας και της πίεσης.

(β) Μεταφορά με συναγωγή**, όταν αυτή οφείλεται σε (ή συνοδεύεται με) μετακίνηση μάζας ρευστού από μια θέση του χώρου σε άλλη. Το ρευστό που μετακινείται φέρει μαζί του και την ενέργεια που περιέχει, επηρεάζοντας έτσι το ενεργειακό περιεχόμενο και τη θερμοκρασία στο χώρο όπου καταλήγει.

Οι δύο αυτοί μηχανισμοί μεταφοράς θερμότητας (αγωγή και συναγωγή), είναι αντίστοιχοι με τους μηχανισμούς μεταφοράς ορμής και μάζας. Η μεταφορά θερμότητας με αγωγή αντιστοιχεί με τη μεταφορά ορμής κατά τη στρωτή ροή και τη μεταφορά μάζας με διάχυση. Η μεταφορά θερμότητας με συναγωγή αντιστοιχεί με τη μεταφορά ορμής κατά την τυρβώδη ροή και τη μεταφορά μάζας με συναγωγή.

Υπάρχουν δύο ειδών προβλήματα αναφορικά με τη συναγωγή. Τα προβλήματα όπου η συναγωγή συντελείται με φυσικό τρόπο και αυτά στα οποία ασκούνται εξωτερικές δυνάμεις, οπότε χαρακτηρίζεται ως εξαναγκασμένη συναγωγή (Σχήμα E3).

** Με τον όρο συναγωγή αποδίδεται ο ξενικός όρος “convection”. Σε πολλά ελληνικά συγγράμματα ο όρος αυτός έχει αποδοθεί ως “μεταφορά θερμότητας” ή “μετάδοση θερμότητας με μεταφορά”.



Σχήμα Ε3: Περίπτωση ρευστού που κινείται κοντά σε επιφάνεια με διαφορετική θερμοκρασία.

Η εξίσωση που περιγράφει τον ρυθμό μεταφοράς της θερμότητας με συναγωγή, ο οποίος είναι ανάλογος με τη διαφορά θερμοκρασίας, εκφράζεται με το **Νόμο Ψύξης του Newton**, ως εξής:

$$\dot{Q}_{conv} = hA(T_s - T_\infty) \quad (W) \quad (E3)$$

όπου: h : ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή σε $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$

A : η επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας σε m^2

T_s : η θερμοκρασία της επιφάνειας σε $^\circ C$

T_∞ : η θερμοκρασία του ρευστού αρκετά μακριά από την επιφάνεια σε $^\circ C$ (Σχήμα Ε3).

Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή h , είναι ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας μεταξύ μίας στερεής επιφάνειας και ενός ρευστού ανά μονάδα εμβαδού και ανά μονάδα διαφοράς θερμοκρασίας.

(γ) Μεταφορά με ακτινοβολία, έχουμε όταν η ενέργεια μεταφέρεται με ηλεκτρομαγνητικά κύματα. Ο μηχανισμός αυτός, δεν παρουσιάζει καμιά αντιστοιχία με άλλα φαινόμενα μεταφοράς. Είναι όμως πολύ σημαντικός μηχανισμός και σε πολλές περιπτώσεις, στην πράξη οι τρεις μηχανισμοί δρουν παράλληλα. Θερμική ακτινοβολία εκπέμπεται και απορροφάται από όλα τα στερεά σώματα σε όποια θερμοκρασία και αν αυτά βρίσκονται. Ακτινοβολία εκπέμπουν και απορροφούν επίσης τα υγρά και ορισμένα αέρια. Η μέγιστη ισχύς που είναι δυνατό να ακτινοβολεί ένα σώμα, ανά μονάδα επιφανείας, δίνεται από το **Νόμο των Stefan – Boltzmann**:

$$q''_{rad} = \epsilon \sigma T_s^4 \quad \left(\frac{W}{m^2} \right) \quad (E4)$$

και η ολική ισχύς που η επιφάνεια με εμβαδόν A εκπέμπει:

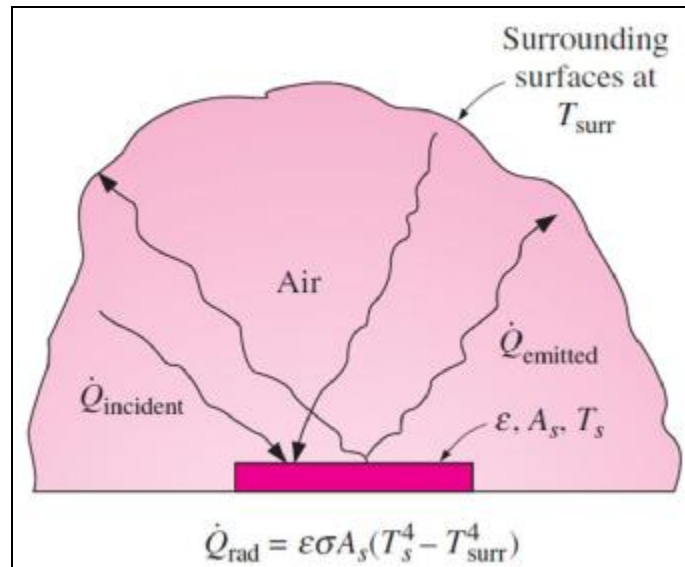
$$q''_{rad} = \epsilon A \sigma T_s^4 \quad (W) \quad (E5)$$

όπου, σ : η σταθερά Stefan – Boltzmann ίση με $5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$

T_s : η απόλυτη θερμοκρασία της επιφάνειας σε K

ϵ : η ικανότητα εκπομπής της επιφάνειας με $0 \leq \epsilon \leq 1$ ($\epsilon=1$ για το μέλαν σώμα)

A: η επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας σε m^2



Σχήμα Ε4: Ανταλλαγή θερμότητας με ακτινοβολία μεταξύ μιας επιφάνειας και του περιβάλλοντος χώρου.

Συνήθως, στις εφαρμογές δεν μας ενδιαφέρει ο ρυθμός εκπομπής αλλά ο ρυθμός ανταλλαγής θερμότητας, δηλαδή η διαφορά μεταξύ της ακτινοβολίας που εκπέμπει ένα σώμα και εκείνης που απορροφά.

Σε αυτή την περίπτωση, ο ρυθμός ανταλλαγής θερμότητας δίνεται από τη σχέση:

$$\dot{Q}_{rad} = \epsilon A \sigma (T_s^4 - T_{surr}^4) \quad (W) \quad (E6)$$

όπου, σ : η σταθερά Stefan – Boltzmann ίση με $5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$

T_s : η απόλυτη θερμοκρασία της επιφάνειας σε K

T_{surr} : η θερμοκρασία του περιβάλλοντος σε K

ϵ : η ικανότητα εκπομπής της επιφάνειας με $0 \leq \epsilon \leq 1$ ($\epsilon=1$ για το μέλαν σώμα)

A: το εμβαδόν της επιφάνειας σε m^2

1. ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

1.1 ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Σε πολλές εφαρμογές απαιτείται η μετάδοση θερμότητας μεταξύ δυο ρευστών. Όπως είδαμε και στην Εισαγωγή, οι διεργασίες αυτές λαμβάνουν χώρα σε συσκευές που καλούνται εναλλάκτες θερμότητας (heat exchangers). Ως εναλλάκτης θερμότητας, ορίζεται μια συσκευή που διευκολύνει την μετάδοση του θερμικού φορτίου από ένα ρευστό σε ένα άλλο και συναντάται σε συστήματα θέρμανσης, ψύξης και κλιματισμού, σε κύκλους παραγωγής ισχύος, σε συσκευές ανάκτησης θερμότητας, σε χημικές διεργασίες και αλλού.

Στους πιο απλούς εναλλάκτες, το θερμό και το ψυχρό ρευστό αναμιγνύονται απευθείας. Πιο συνηθισμένοι ωστόσο, είναι οι εναλλάκτες στους οποίους τα δυο ρευστά δεν έρχονται σε επαφή εξαιτίας της ύπαρξης κάποιου παρεμβαλλόμενου τοιχώματος. Αυτός ο τύπος εναλλάκτη μπορεί να φέρει είτε ένα απλό επίπεδο τοίχωμα, ώστε να επιτυγχάνεται η απομόνωση των δυο ρευστών, είτε πιο πολύπλοκες γεωμετρίες με πολλαπλές διαδρομές, όπως πτερύγια (fins) και ανακλαστήρες (baffles). Σε αυτήν την περίπτωση, για την περιγραφή της μεταφοράς ενέργειας χρησιμοποιούνται οι αρχές μετάδοσης της θερμότητας με αγωγή, συναγωγή και σπανιότερα με ακτινοβολία. Πολλοί παράγοντες υπεισέρχονται στον σχεδιασμό των εναλλακτών, όπως η θερμική ανάλυση, το μέγεθος, το βάρος, η κατασκευαστική αντοχή, η πτώση πίεσης και το κόστος.

Στο κεφάλαιο αυτό θα περιοριστούμε, στην αρχή λειτουργίας των εναλλακτών θερμότητας και στα βασικότερα είδη αυτών.

1.1.1 ΑΡΧΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Η αρχή λειτουργίας των εναλλακτών θερμότητας φαίνεται παραστατικά στο Σχήμα 1.1. Εξαιτίας της θερμοκρασιακής διαφοράς ανάμεσα στα δυο ρευστά, υπάρχει ωθούσα δύναμη για μεταφορά ενέργειας υπό μορφή θερμότητας από το ρευστό υψηλής θερμοκρασίας προς το ρευστό χαμηλής θερμοκρασίας, σύμφωνα με το 2^ο Θερμοδυναμικό Αξίωμα.

Σε έναν εναλλάκτη η μεταφορά της θερμότητας πραγματοποιείται, από το θερμό ρευστό στο τοίχωμα μέσω συναγωγής, διαμέσου του τοιχώματος με αγωγή και από το τοίχωμα στο ψυχρό ρευστό και πάλι μέσω συναγωγής. Οι επιδράσεις της ακτινοβολίας συμπεριλαμβάνονται συνήθως στους συντελεστές μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή.

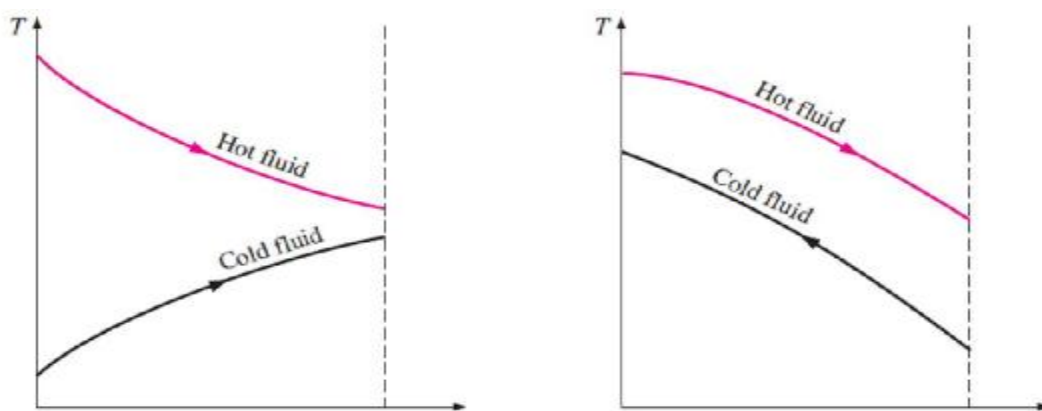
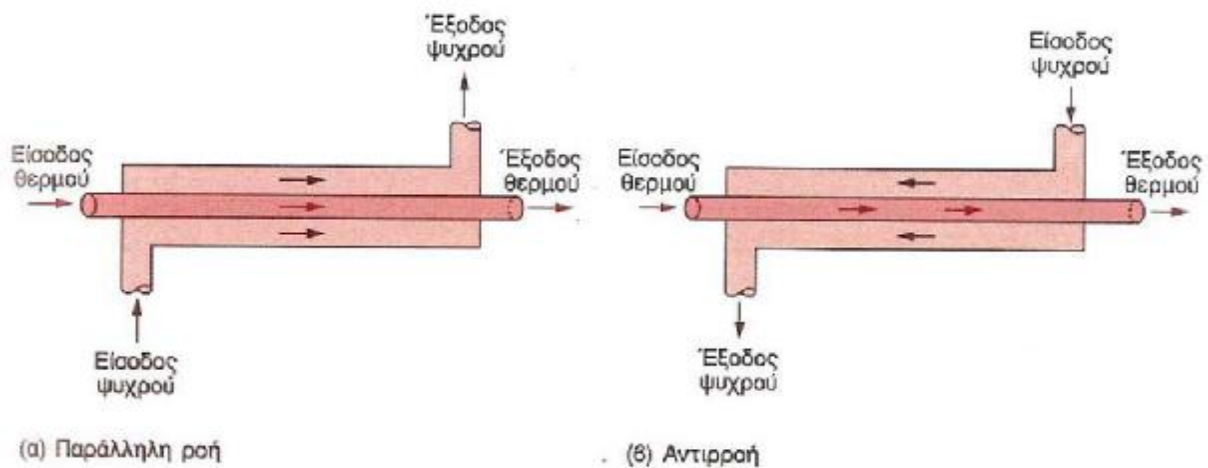


Σχήμα 1.1: Αρχή λειτουργίας εναλλακτών θερμότητας.

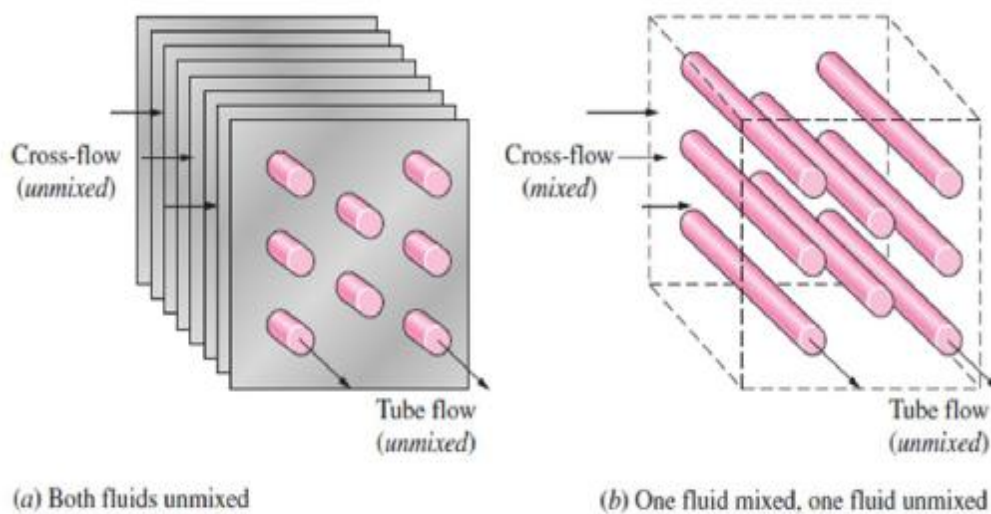
1.2 ΒΑΣΙΚΑ ΕΙΔΗ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Οι εναλλάκτες θερμότητας, αποτελούν μία μεγάλη οικογένεια και τα χαρακτηριστικά τους ποικίλουν ανάλογα με το είδος της εκάστοτε εφαρμογής.

- Ένα πρώτο κριτήριο διαχωρισμού των εναλλακτών, σχετίζεται με το είδος της ροής και ανάλογα με αυτό διακρίνονται ως εξής:
 - Εναλλάκτες Παράλληλης ροής ή ομοροής (parallel flow), όπου τα δύο ρευστά ρέουν παράλληλα (Σχήμα 1.2).
 - Εναλλάκτες Αντιροής (counter flow), όπου τα ρευστά ρέουν στην ίδια διεύθυνση αλλά με αντίθετη φορά (Σχήμα 1.2).
 - Εναλλάκτες Σταυρωτής ροής ή σταυροροής (cross flow), στους οποίους τα δύο ρευστά ρέουν σε κάθετες διευθύνσεις (Σχήμα 1.3).
 - Σύνθετους Εναλλάκτες, όταν συνδυάζουν κάποια από τα παραπάνω είδη ροής.



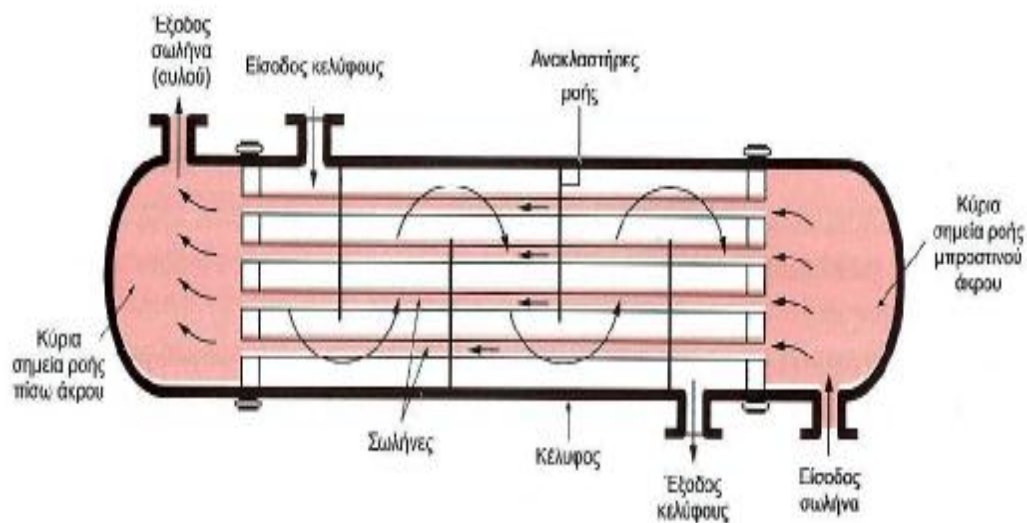
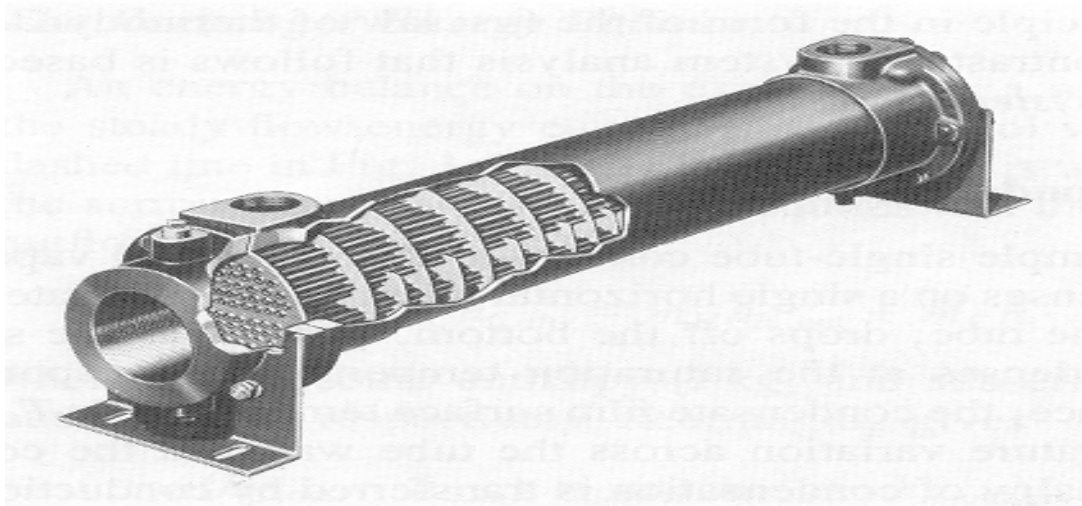
Σχήμα 1.2: Παράλληλη και αντιπαράλληλη ροή και σχετικές θερμοκρασιακές κατανομές σε εναλλάκτη θερμότητας διπλού σωλήνα.



Σχήμα 1.3: Εναλλάκτες σταυρωτής ροής: (α) με πτερύγια και χωρίς ανάμιξη, (β) χωρίς πτερύγια και με ανάμιξη του ρευστού εκτός σωλήνα.

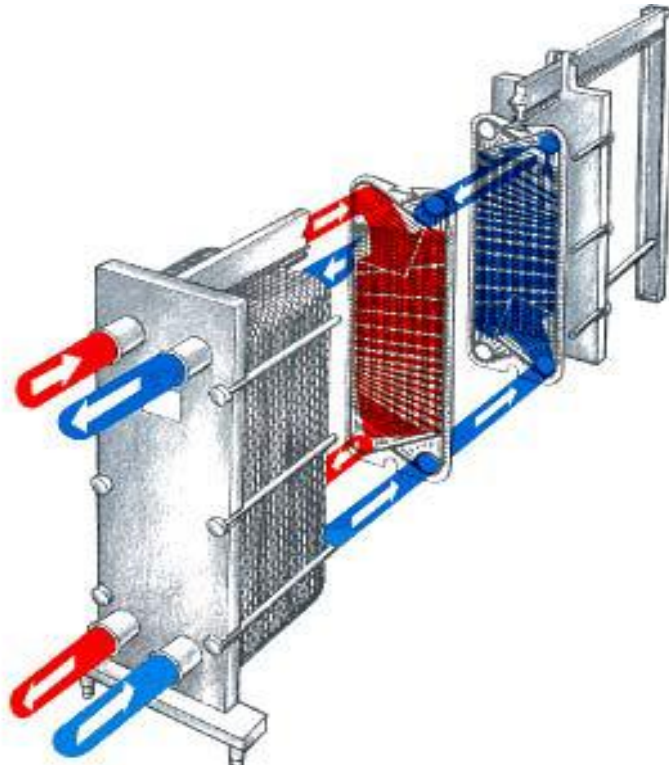
Στην πράξη έχει αποδειχθεί, ότι οι εναλλάκτες αντιρροής παρουσιάζουν την μεγαλύτερη αποτελεσματικότητα μεταφοράς θερμότητας συγκριτικά με τα άλλα είδη ροής και για το λόγο αυτό χρησιμοποιούνται στις περισσότερες εφαρμογές.

- Το δεύτερο κριτήριο, αναφέρεται στη διάταξη του εναλλάκτη και ανάλογα προκύπτει ο παρακάτω διαχωρισμός για ορισμένα από τα πιο γνωστά είδη εναλλακτών:
 - Εναλλάκτες κελύφους και αυλών ή δέσμης σωλήνων με διαφράγματα (shell-and-tube heat exchangers), είναι ο συχνότερα χρησιμοποιούμενος εναλλάκτης στη βιομηχανία διεργασιών και αντιπροσωπεύει τουλάχιστον το 60% των εναλλακτών που χρησιμοποιούνται σήμερα. Ο εναλλάκτης αυτός απεικονίζεται στο Σχήμα 1.4



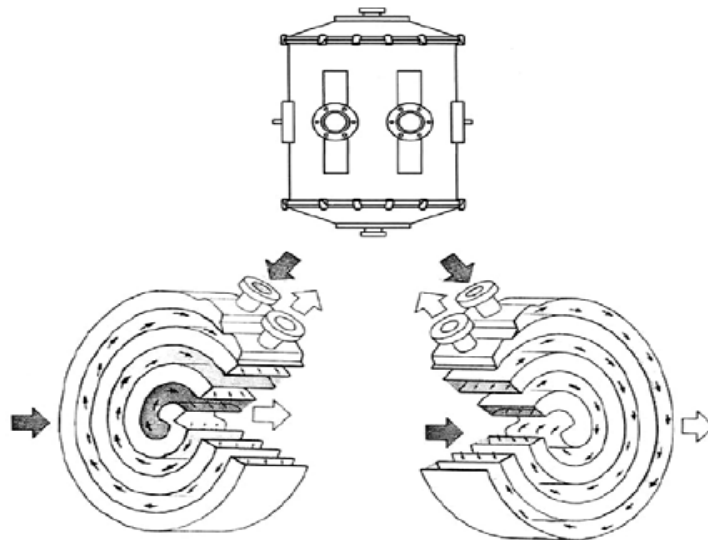
Σχήμα 1.4: Εναλλάκτης θερμότητας δέσμης σωλήνων με διαφράγματα (ή κελύφη).

- Εναλλάκτες διπλού αυλού ή διπλού σωλήνα (double pipe heat exchangers). Ο τύπος αυτός είναι ο απλούστερος τύπος εναλλάκτη (Σχήμα 1.2) και αποτελείται από δύο ομόκεντρους σωλήνες με το ένα ρευστό να ρέει διαμέσου του μικρότερου σωλήνα και το δεύτερο στο χώρο που παρεμβάλλεται μεταξύ των σωλήνων.
- Πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας (plate heat exchangers), οι οποίοι αποτελούνται από μία συστοιχία αυλακωτών μεταλλικών πλακών πιεσμένες μέσα σε ένα πλαίσιο (Σχήμα 1.5).



Σχήμα 1.5: Πλακοειδής εναλλάκτης όπου διακρίνονται τα ρέοντα ρευστά.

- Σπειροειδείς εναλλάκτες (spiral heat exchangers), στους οποίους τα ρευστά ρέουν σε σπειροειδείς επιφάνειες, οι οποίες διαχωρίζονται από υπερυψωμένες προεξοχές και σφραγίζονται με δύο πλάκες άκρων (Σχήμα 1.6).



Σχήμα 1.6: Σπειροειδής εναλλάκτης

- Συμπαγείς εναλλάκτες (compact heat exchangers), οι οποίοι χρησιμοποιούνται ευρύτατα σε εφαρμογές με αυστηρούς περιορισμούς βάρους και όγκου διότι επιτυγχάνουν υψηλούς ρυθμούς μεταφοράς θερμότητας μεταξύ δύο ρευστών σε έναν μικρό όγκο.

Ανάλογα με τη φύση της εκάστοτε εφαρμογής, χρησιμοποιούνται και άλλου είδους εναλλάκτες όπως οι εναλλάκτες προεκτεταμένης επιφάνειας με πτερύγια, οι εναλλάκτες αερίου-αερίου, οι αερόψυκτοι εναλλάκτες, οι συμπυκνωτές (condensers), οι εξατμιστήρες (evaporators) και οι αναγεννητές (regenerators). Επιπροσθέτως, υπάρχουν εναλλάκτες που εντοπίζονται στην καθημερινότητα, όπως οι λέβητες (boilers), οι βραστήρες, τα κλιματιστικά ή τα σώματα καλοριφέρ.

2. ΔΙΑΡΘΡΩΣΗ ΜΕΛΕΤΗΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ ΠΟΥ ΣΧΕΔΙΑΖΕΤΑΙ ΓΙΑ ΒΙΟΜΗΧΑΝΙΚΗ ΧΡΗΣΗ - ΘΕΡΜΙΚΕΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΤΟΥ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ

2.1 ΔΙΑΡΘΡΩΣΗ ΜΕΛΕΤΗΣ – ΚΑΤΑΣΤΡΩΣΗ ΔΕΔΟΜΕΝΩΝ

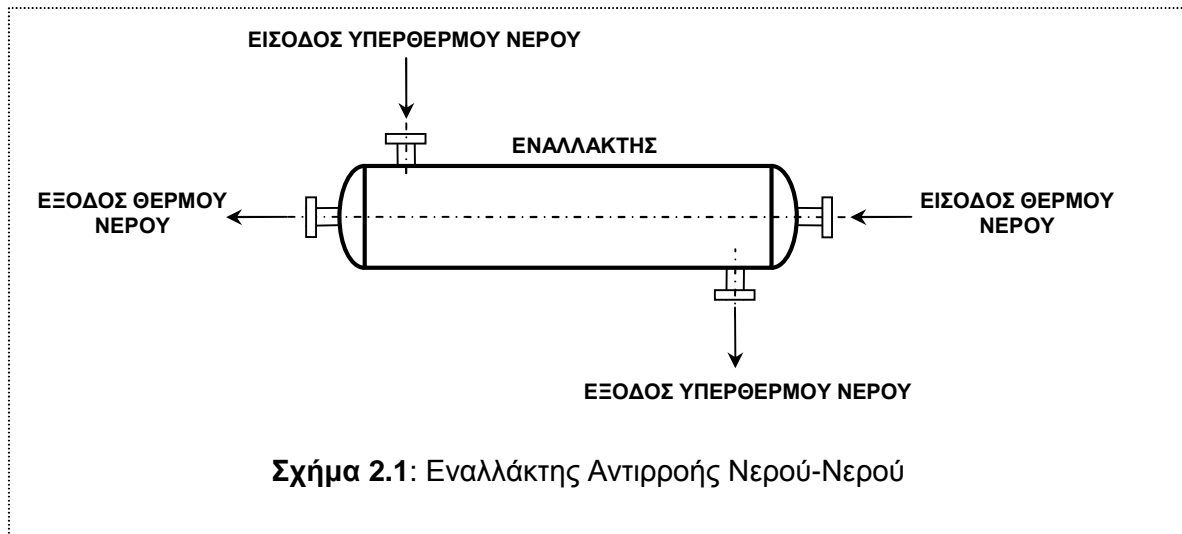
Θα μελετηθεί ο εναλλάκτης θερμότητας του Σχήματος 2.1, ισχύος 500 kW, ο οποίος θα χρησιμοποιεί υπέρθερμο νερό θερμοκρασίας 180°C και θα παράγει θερμό νερό με θερμοκρασία 90°C για βιομηχανική χρήση. Το μηχανοστάσιο του εναλλάκτη βρίσκεται σε μακρινή απόσταση από το λεβητοστάσιο όπου παράγεται το υπέρθερμο νερό και οι σωληνώσεις οδεύουν σε διαδρομή μήκους 200 μέτρων (από τον παρασκευαστήρα έως τον εναλλάκτη). Θα υπολογιστεί η παροχή του υπέρθερμου νερού, η θερμοκρασία εισόδου στον εναλλάκτη του θερμού νερού, οι σωληνώσεις, οι αντλίες, η ισχύς των κινητήρων κ.λ.π. Θα σχεδιαστεί το μηχανοστάσιο, δηλαδή ο εναλλάκτης, οι αντλίες, οι βάνες, οι σωληνώσεις κ.λ.π. Θα υπολογιστεί η εσωτερική διαμόρφωση του εναλλάκτη, ο αριθμός αυλών, το μήκος και η διάμετρος του κελύφους. Θα γίνει οικονομική σύγκριση μεταξύ σωληνώσεων υπέρθερμου νερού και αντίστοιχων σωληνώσεων κορεσμένου ατμού ίδιας πίεσης, για το κλειστό κύκλωμα από τον λέβητα έως τον εναλλάκτη (βλέπε Σχήμα 4.1). Θα μελετηθεί η ηλεκτρική συνδεσμολογία παροχής ρεύματος του τριφασικού ηλεκτροκινητήρα της αντλίας του κλειστού κυκλώματος του υπέρθερμου νερού (κύκλωμα λέβητας έως εναλλάκτης) και θα σχεδιαστούν οι ηλεκτρικοί πίνακες και οι καλωδιώσεις του μηχανοστασίου. Η ανάπτυξη των παραπάνω θεμάτων, γίνεται στα παρακάτω κεφάλαια της παρούσας εργασίας. Στο συγκεκριμένο κεφάλαιο, ασχολούμαστε με τα θερμικά χαρακτηριστικά του εναλλάκτη θερμότητας.

2.2 ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΩΝ ΓΙΑ ΤΟΝ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Ο εναλλάκτης του Σχήματος 2.1, πρόκειται να τοποθετηθεί για την παραγωγή θερμού νερού θερμοκρασίας 90°C και ογκομετρικής παροχής 15 m³/h για τις ανάγκες ενός εργοστασίου, αξιοποιώντας την θερμότητα που θα προσφέρεται από υπέρθερμο νερό με θερμοκρασία εισόδου στον εναλλάκτη 180°C και θερμοκρασία εξόδου από αυτόν ίση με 120°C. Είναι γνωστά τα εξής στοιχεία:

- $T_{h,in}$ = θερμοκρασία εισόδου στον εναλλάκτη του διαθέσιμου υπέρθερμου νερού.
- $T_{h,out}$ = θερμοκρασία εξόδου από τον εναλλάκτη του υπέρθερμου νερού.
- $T_{c,out}$ = θερμοκρασία εξόδου από τον εναλλάκτη του επιθυμητού θερμού νερού.
- V_y = επιθυμητή παροχή θερμού νερού.
- q = ισχύς του εναλλάκτη.
- k = συντελεστής μεταφοράς θερμότητας μεταξύ των ρευστών.

Ο εναλλάκτης θα έχει, χαλύβδινο κέλυφος κατασκευασμένο από χαλυβδοσωλήνα με ραφή και ευθύγραμμους αυλούς από χαλυβδοσωλήνα άνευ ραφής. Θα λειτουργεί σε αντιρροή, καθώς έτσι επιτυγχάνεται η μεγαλύτερη απόδοση του. Η κυκλοφορία του θερμού νερού θα γίνεται εντός των αυλών και του υπέρθερμου νερού εξωτερικά των αυλών και εντός του κυλινδρικού κελύφους του εναλλάκτη. Ακολουθεί, η σχηματική απεικόνιση του εναλλάκτη και η κατεύθυνση των ροών των δύο ρευστών.

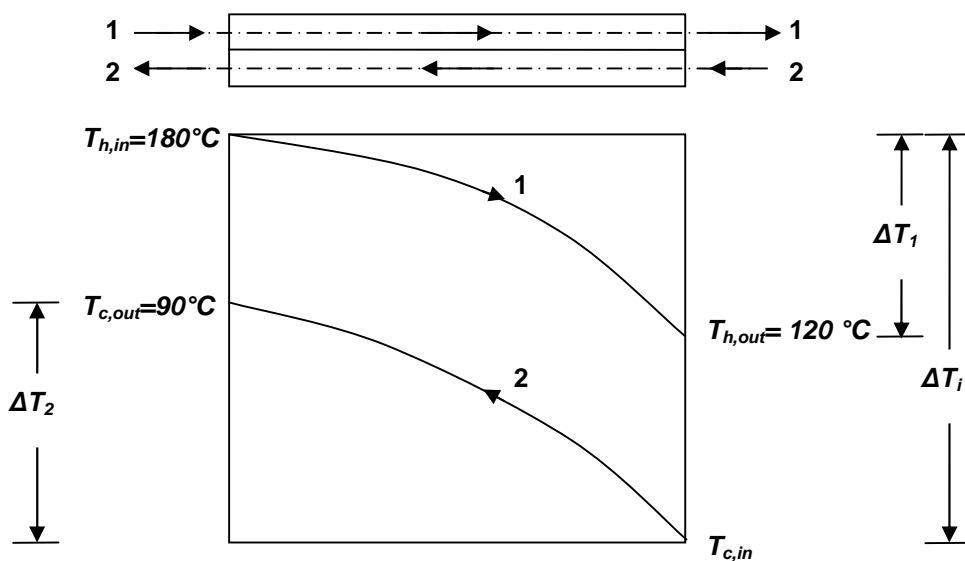


- $T_{h,in} = 180 \text{ } ^\circ\text{C}$
- $T_{h,out} = 120 \text{ } ^\circ\text{C}$
- $T_{c,out} = 90 \text{ } ^\circ\text{C}$
- $V_y = 15 \text{ m}^3/\text{h}$
- $q = 500 \text{ kW} = 430.000 \text{ kcal/h}$
- $k = 800 \text{ kcal}/(\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C})$, γνωστός από την βιβλιογραφία.

Σημείωση: Το 1 W αντιστοιχεί σε 0,86 kcal/h ή 1 kcal/h αντιστοιχεί σε 1,163 W.

- Θα υπολογισθούν οι **θερμικές παράμετροι** του εναλλάκτη με δύο μεθόδους, την Κλασική Μέθοδο και την νεότερη μέθοδο NTU.

2.3 ΚΛΑΣΙΚΗ ΜΕΘΟΔΟΣ



Σχήμα 2.2: Εναλλάκτης αντιρροής

2.3.1 ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΣ ΚΑΙ ΤΙΜΕΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΚΩΝ ΔΙΑΦΟΡΩΝ

- Διαφορά θερμοκρασίας υπέρθερμου νερού (ρευστό 1):
 $\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{h,out} = 180 - 120 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$
- Διαφορά θερμοκρασίας θερμού νερού (ρευστό 2):
 $\Delta T_2 = T_{c,out} - T_{c,in} = 90 - T_{c,in}$
- Διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ ρευστών στα άκρα εισόδου:
 $\Delta T_i = T_{h,in} - T_{c,in} = 180 - T_{c,in}$
- Διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ ρευστών στα άκρα εξόδου:
 $\Delta T_o = T_{h,out} - T_{c,out} = 120 - 90 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$

2.3.2 “ΘΕΡΜΙΚΑ ΙΣΟΔΥΝΑΜΑ” ΡΟΩΝ

Για τον υπολογισμό των “θερμικών ισοδύναμων” καθενός ρευστού, χρειαζόμαστε την πυκνότητα και την ειδική θερμότητα των ρευστών στην μέση θερμοκρασία λειτουργίας. Για το ρευστό 1 (υπέρθερμο νερό) η μέση θερμοκρασία είναι:

$$T_{hm} = \left(\frac{T_{h,in} + T_{h,out}}{2} \right) = \left(\frac{180 + 120}{2} \right) = 150 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.1)$$

Στη συνέχεια, από πίνακες ιδιοτήτων νερού (Πίνακας 3.3) βρίσκουμε κατά προσέγγιση:

- Υπέρθερμο νερό, για $T_{hm} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\rho_1 = 921 \text{ kg/m}^3 \quad c_{p1} = 4311 \text{ J/kg}^\circ\text{C} \quad \text{ή} \quad c_{p1} = \frac{4311}{4187} = 1,030 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C} \quad (2.2)$$

Σημείωση: Το 1 cal αντιστοιχεί σε 4,187 J.

2.3.3 ΘΕΡΜΙΚΗ ΙΣΧΥΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ

Ο εναλλάκτης που μελετάμε είναι “εναλλάκτης αντιρροής”. Στο Σχήμα 2.2 φαίνεται σχηματικά η μορφή του εναλλάκτη και το διάγραμμα μεταβολής των θερμοκρασιών των ρευστών.

Εμείς γνωρίζουμε την θερμική ισχύ του εναλλάκτη, οπότε μπορούμε να την χρησιμοποιήσουμε για να υπολογίσουμε τα υπόλοιπα άγνωστα μεγέθη.

Η θερμική ισχύς του εναλλάκτη υπολογίζεται με την παρακάτω σχέση και ανάλογα με την γνωστή θερμοκρασιακή διαφορά:

$$q = W_1 \cdot \Delta T_1 = W_2 \cdot \Delta T_2, \quad \text{όπου: } W = (\dot{m} \cdot c_p) = (\rho \cdot V \cdot c_p) \quad (2.3)$$

Στην περίπτωση μας, είναι γνωστά τα q , ρ_1 , c_{p1} και ΔT_1 , οπότε μπορούμε να υπολογίσουμε την παροχή του υπέρθερμου νερού V_x :

$$q = W_1 \cdot \Delta T_1 \Rightarrow q = (\dot{m}_1 \cdot c_{p1}) \cdot \Delta T_1 \Rightarrow q = (\rho_1 \cdot V_x \cdot c_{p1}) \cdot \Delta T_1 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow 430.000 \text{ kcal/h} = \left(921 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot V_x \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot 1,030 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \right) \cdot 60^\circ\text{C} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow V_x = 7,55 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (2.4)$$

Για το ρευστό 2 (θερμό νερό), έχουμε γνωστή την παροχή του V_y αλλά δεν είναι γνωστή η θερμοκρασία εισόδου στον εναλλάκτη $T_{c,in}$. Εφαρμόζοντας την μέθοδο “δοκιμή και σφάλμα”, μπορούμε να υπολογίσουμε την θερμοκρασία εισόδου:

Ισχύει ότι:

$$q = W_2 \cdot \Delta T_2 \Rightarrow 430.000 \text{ kcal/h} = (\rho_2 \cdot V_y \cdot c_{p2}) \cdot (90 - T_{c,in})$$

$$\Rightarrow 430.000 \text{ kcal/h} = (\rho_2 \cdot 15 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot c_{p2}) \cdot (90 - T_{c,in}) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow (r_2 \cdot c_{p2}) \cdot (90 - T_{c,in}) = 28.666,67 \quad (2.5)$$

“Δοκιμή και σφάλμα”:

1^η δοκιμή:

- Για $T_{c,in} = 60^\circ\text{C}$: Η μέση θερμοκρασία είναι: $T_{cm} = \left(\frac{T_{c,in} + T_{c,out}}{2} \right) = \left(\frac{60 + 90}{2} \right) = 75^\circ\text{C}$

Από πίνακα ιδιοτήτων νερού (Πίνακας 3.3) βρίσκουμε κατά προσέγγιση:

- Θερμό νερό, για $T_{cm} = 75^\circ\text{C}$:

$$\rho_2 = 975 \text{ kg/m}^3 \quad c_{p2} = 4191 \text{ J/kg}^\circ\text{C} \quad \text{ή} \quad c_{p2} = 1,001 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C} \quad (2.6)$$

Τώρα κάνουμε δοκιμή στην Σχέση 2.5, χρησιμοποιώντας τις Σχέσεις 2.6:

$$\left(975 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1,001 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \right) \cdot (90 - 60) = 29.279,25 > 28.666,67$$

Κάνουμε ακόμα μία δοκιμή για να βρούμε πιο ακριβές αποτέλεσμα:

2^η δοκιμή:

- Για $T_{c,in} = 60,5^\circ\text{C}$: Η μέση θερμοκρασία είναι:

$$T_{cm} = \left(\frac{T_{c,in} + T_{c,out}}{2} \right) = \left(\frac{60,5 + 90}{2} \right) = 75,25^\circ\text{C}$$

Από πίνακα ιδιοτήτων νερού (Πίνακας 3.3) βρίσκουμε κατά προσέγγιση:

- Θερμό νερό, για $T_{cm} = 75,25^\circ\text{C}$:

$$\rho_2=974,85 \text{ kg/m}^3 \quad c_{p2}=4191 \text{ J/kg}^\circ\text{C} \quad \text{ή} \quad c_{p2}= 1,001 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C} \quad (2.7)$$

Τώρα κάνουμε δοκιμή στην Σχέση 2.5, χρησιμοποιώντας τις Σχέσεις 2.7:

$$\left(974,85 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,001 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}\right) \cdot (90 - 60,5) = 28.786,83 \cong 28.666,67 \quad (2.8)$$

Η διαφορά είναι πολύ μικρή, οπότε δεχόμαστε ότι:

- Θερμοκρασία εισόδου στον εναλλάκτη $T_{c,in} = 60,5 \text{ }^\circ\text{C}$

Οπότε, υπολογίστηκαν τα δύο βασικά ζητούμενα (παροχή υπέρθερμου νερού και θερμοκρασία εισόδου θερμού νερού) της αρχικής διαστασιολόγησης του εναλλάκτη.

Σε αυτό το σημείο, για να ελέγξουμε την ορθότητα του Σχήματος 2.2 πρέπει να υπολογίσουμε τα γινόμενα $(\dot{m}_h \cdot c_{p,h})$ και $(\dot{m}_c \cdot c_{p,c})$ και να βρούμε την σχέση μεταξύ τους.

Θα είναι σωστό το Σχήμα 2.2 (τα κοίλα προς τα κάτω) αν ισχύει ότι:

$$(\dot{m}_h \cdot c_{p,h}) > (\dot{m}_c \cdot c_{p,c})$$

Στην αντίθετη περίπτωση θα πρέπει τα κοίλα να σχεδιασθούν αντίστροφα (προς τα πάνω). Οπότε έχουμε:

-Για το υπέρθερμο νερό:

$$(\dot{m}_h \cdot c_{p,h}) = V_x \cdot r_1 \cdot c_{p1} = \left(\frac{7,55}{3600}\right)^{m^3/s} \cdot 921 \text{ kg/m}^3 \cdot 4311 \text{ J/kg} = 8.326,9 \frac{\text{W}}{^\circ\text{C}} \quad \text{και}$$

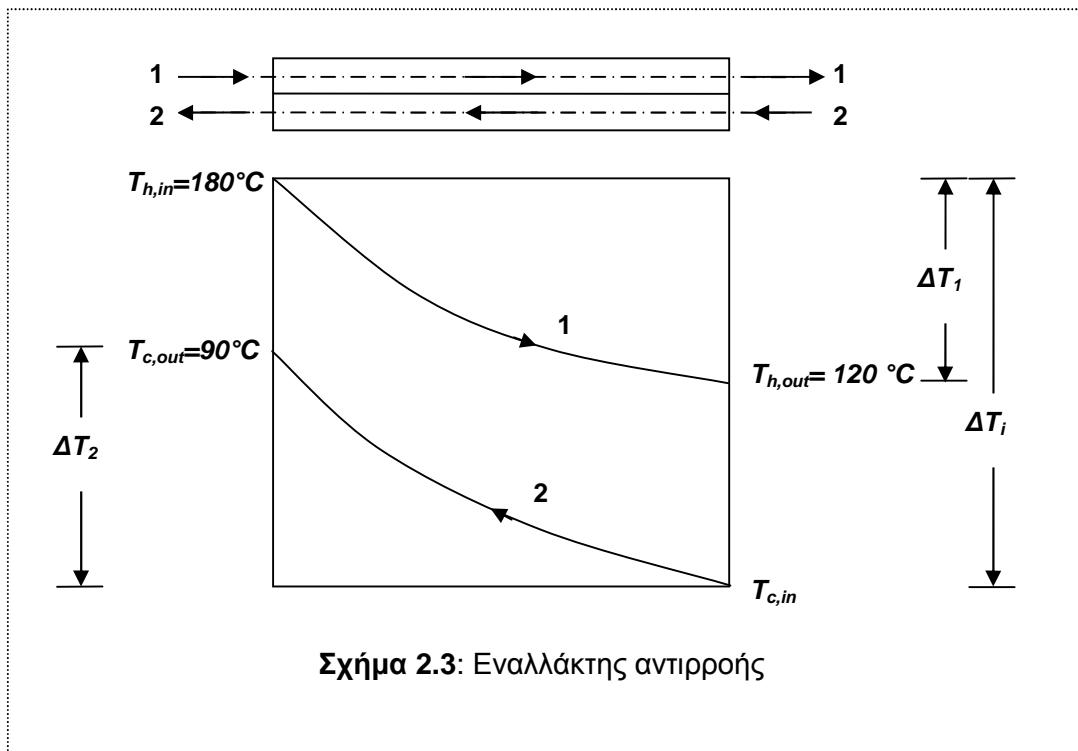
-Για το θερμό νερό:

$$(\dot{m}_c \cdot c_{p,c}) = V_y \cdot r_2 \cdot c_{p2} = \left(\frac{15}{3600}\right)^{m^3/s} \cdot 974,85 \text{ kg/m}^3 \cdot 4191 \text{ J/kg} = 17.023,3 \frac{\text{W}}{^\circ\text{C}} \quad (2.9)$$

Όπως βλέπουμε ισχύει ότι:

$$(\dot{m}_c \cdot c_{p,c}) = 17.023,3 \frac{\text{W}}{^\circ\text{C}} > (\dot{m}_h \cdot c_{p,h}) = 8.326,9 \frac{\text{W}}{^\circ\text{C}} \quad (2.10)$$

Έτσι το Σχήμα 2.2 είναι ορθότερο να σχεδιασθεί με τα κοίλα προς τα πάνω, ως εξής:



Σχήμα 2.3: Εναλλάκτης αντιρροής

2.3.4 ΜΕΣΗ ΛΟΓΑΡΙΘΜΙΚΗ ΔΙΑΦΟΡΑ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ

Για να υπολογίσουμε την μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας κατά Grashof, χρειαζόμαστε τις θερμοκρασιακές διαφορές μεταξύ των ρευστών στα δύο άκρα του εναλλάκτη. Αυτές διακρίνονται σε μέγιστη (max) και ελάχιστη (min), οπότε:

$$\Delta T_{\max} = T_{h,in} - T_{c,out} = 180 - 90 = 90 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{\min} = T_{h,out} - T_{c,in} = 120 - 60,5 = 59,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.11)$$

Κατόπιν αυτών η μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας υπολογίζεται με τον τύπο:

$$(\Delta T_m)_{log} = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}} = \frac{90 - 59,5}{\ln \frac{90}{59,5}} = 73,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.12)$$

2.3.5 ΛΟΙΠΑ ΘΕΡΜΙΚΑ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ

- (i) **Λόγος “θερμικών ισοδύναμων” ροών.** Σχηματίζουμε τον λόγο των “θερμικών ισοδύναμων” των δύο ρευστών θέτοντας την μικρότερη τιμή πάντοτε στον αριθμητή. Παρατηρούμε ότι ισχύει: $W_1 < W_2$, συνεπώς ο λόγος είναι:

-Εργαζόμαστε για μονάδες των W_1 και W_2 σε kcal/(h·°C), οπότε:

$$t = \frac{W_1}{W_2} = \frac{\dot{m}_1 \cdot c_{p1}}{\dot{m}_2 \cdot c_{p2}} = \frac{r_1 \cdot \dot{V}_x \cdot c_{p1}}{r_2 \cdot \dot{V}_y \cdot c_{p2}} = \frac{921 \text{ kg/m}^3 \cdot 7,55 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 1,030 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}}{974,85 \text{ kg/m}^3 \cdot 15,0 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 1,001 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow t = 0,4917 \quad (2.13)$$

- (ii) **Συντελεστής απόδοσης εναλλάκτη.** Ο συντελεστής απόδοσης του εναλλάκτη χαρακτηρίζει το ποσό της μεταβιβαζόμενης θερμότητας μεταξύ των ρευστών και δίνεται από την σχέση:

$$x = \frac{k \cdot F}{W_1} = \frac{\Delta T_1}{(\Delta T_m)_{\log}} = \frac{180 - 120}{73,7} = \frac{60^\circ\text{C}}{73,7^\circ\text{C}} = 0,814 \quad (2.14)$$

- (iii) **Βαθμός θερμοκρασιακής μεταβολής.** Ο βαθμός θερμοκρασιακής μεταβολής ορίζεται ως ο λόγος:

$$\Phi = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_i} = \frac{60^\circ\text{C}}{(180 - 60,5)^\circ\text{C}} = 0,502 \quad (2.15)$$

Για εναλλάκτες αντιρροής ο λόγος Φ μπορεί να υπολογιστεί και με άλλο τρόπο, δηλαδή με βάση τον συντελεστή απόδοσης x και τον λόγο t , με την σχέση:

$$\Phi = \frac{1 - e^{-x(1-t)}}{1 - \tau \cdot e^{-x(1-\tau)}} = \frac{1 - e^{-0,814 \cdot (1-0,4917)}}{1 - 0,4917 \cdot e^{-0,814 \cdot (1-0,4917)}} = 0,502 \quad (2.16)$$

2.3.6 ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ ΕΝΑΛΛΑΓΗΣ

Η επιφάνεια εναλλαγής του εναλλάκτη, υπολογίζεται με βάση τον γνωστό τύπο που συνδέει την θερμική ισχύ με την μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας και τον συντελεστή μεταβιβάσεως θερμότητας, ως εξής:

$$q = k \cdot F \cdot (\Delta T_m)_{\log} \Rightarrow F = \frac{q}{k \cdot (\Delta T_m)_{\log}} = \frac{430.000 \text{ kcal/h}}{800 \text{ kcal/(m}^2\text{h}^\circ\text{C)} \cdot 73,7^\circ\text{C}} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F = 7,29 \approx 7,3 \text{ m}^2 \quad (2.17)$$

2.4 ΜΕΘΟΔΟΣ NTU

Σύμφωνα με την μέθοδο NTU, πρέπει να βρούμε τις θερμοχωρητικότητες των δύο ρευστών (του υπέρθερμου και του θερμού νερού). Για τον σκοπό αυτό εργαζόμαστε ως εξής:

2.4.1 ΘΕΡΜΙΚΑ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΥΠΕΡΘΕΡΜΟΥ ΝΕΡΟΥ (“hot” ή ρευστό 1)

Για τον υπολογισμό της θερμοχωρητικότητας καθενός ρευστού, χρειαζόμαστε την πυκνότητα και την ειδική θερμότητα των ρευστών στην μέση θερμοκρασία λειτουργίας. Δουλεύοντας όπως και στην Κλασική Μέθοδο, έχουμε:

-Για το υπέρθερμο νερό (ρευστό 1 ή ρευστό “hot”), για $T_{hm} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$ από Πίνακα 3.3 βρίσκουμε:

$$\rho_1=921 \text{ kg/m}^3 \quad c_{p1}=4311 \text{ J/kg}^\circ\text{C} \quad \text{ή} \quad c_{p1}=\frac{4311}{4187}=1,030 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C} \quad (2.18)$$

2.4.2 ΕΥΡΕΣΗ ΘΕΡΜΟΧΩΡΗΤΙΚΟΤΗΤΑΣ ΤΟΥ ΥΠΕΡΘΕΡΜΟΥ ΝΕΡΟΥ $\left(\dot{m} \cdot c_p\right)_h$

Στο Σχήμα 2.3, φαίνεται η μορφή ενός “εναλλάκτη αντιρροής” και το διάγραμμα μεταβολής των θερμοκρασιών των ρευστών. Για το υπέρθερμο ρευστό είναι γνωστές οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου και επίσης έχουμε γνωστή την ισχύ του εναλλάκτη, όμως δεν είναι γνωστή η παροχή του. Συνεπώς, μπορούμε να υπολογίσουμε την θερμοχωρητικότητα του υπέρθερμου νερού ως εξής:

$$\begin{aligned} q &= \left(\dot{m} \cdot c_p\right)_h \cdot (T_{h,in} - T_{h,out}) \Rightarrow \left(\dot{m} \cdot c_p\right)_h = \frac{q}{(T_{h,in} - T_{h,out})} \Rightarrow \\ &\Rightarrow \left(\dot{m} \cdot c_p\right)_h = \frac{500.000 \text{ W}}{(180 - 120)^\circ\text{C}} = 8.333 \frac{\text{W}}{^\circ\text{C}} \end{aligned} \quad (2.19)$$

2.4.3 ΠΑΡΟΧΗ ΥΠΕΡΘΕΡΜΟΥ ΝΕΡΟΥ

Αφού υπολογίσαμε την θερμοχωρητικότητα του υπέρθερμου ρευστού, μπορούμε να υπολογίσουμε την παροχή του, ως εξής:

$$\begin{aligned} \left(\dot{m} \cdot c_p\right)_h &= \dot{V}_x \cdot \rho_1 \cdot c_{p1} \Rightarrow \dot{V}_x \cdot \rho_1 \cdot c_{p1} = 8.333 \text{ W/}^\circ\text{C} \Rightarrow \\ &\Rightarrow \dot{V}_x \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot \rho_1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot c_{p1} \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}} = (8.333 \times 3.600) \text{ J/h}^\circ\text{C} \Rightarrow \\ &\Rightarrow \dot{V}_x \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = \frac{(8.333 \times 3.600) \text{ J/h}^\circ\text{C}}{921 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 4.311 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}}} = 7,55 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \end{aligned} \quad (2.20)$$

2.4.4 ΘΕΡΜΙΚΑ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΘΕΡΜΟΥ ΝΕΡΟΥ (“cold” ή ρευστό 2)

-Για το θερμό ρευστό γνωρίζουμε την θερμοκρασία εξόδου, την παροχή του και την ισχύ του εναλλάκτη. Δεν γνωρίζουμε όμως την θερμοκρασία εισόδου. Για να μπορέσουμε να βρούμε την θερμοκρασία εισόδου και συνεπώς την θερμοχωρητικότητα του ρευστού 2, θα δουλέψουμε με δοκιμή και σφάλμα, ως εξής:

2.4.4.1 ΕΥΡΕΣΗ ΤΗΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΕΙΣΟΔΟΥ ΤΟΥ ΘΕΡΜΟΥ ΝΕΡΟΥ

Ισχύει ότι:

$$\begin{aligned} q &= \left(\dot{m} \cdot c_p \right)_c \cdot (T_{c,out} - T_{c,in}) \Rightarrow \\ \Rightarrow 500.000 \text{ W} &= \left(r_2 \cdot \dot{V}_y \cdot c_{p2} \right)^{W/^{\circ}C} \cdot (90 - T_{c,in})^{\circ}C \Rightarrow \\ \Rightarrow 500.000 \text{ W} &= \left(\frac{r_2^{kg/m^3} \cdot 15,0^{m^3/h} \cdot c_{p2}^{J/kg^{\circ}C}}{3.600^{s/h}} \right)^{W/^{\circ}C} \cdot (90 - T_{c,in})^{\circ}C \quad (2.21) \end{aligned}$$

-Εφαρμόζουμε στην Σχέση (2.21) την μέθοδο “δοκιμή και σφάλμα”, ώστε να επιτευχθεί ισότητα των δύο μελών της εξίσωσης.

-Δοκιμάζοντας απευθείας την τιμή θερμοκρασίας εισόδου που υπολογίσαμε με την Κλασική Μέθοδο, δηλαδή $T_{c,in} = 60,5 \text{ }^{\circ}C$, έχουμε:

- Για $T_{c,in} = 60,5 \text{ }^{\circ}C$, η μέση θερμοκρασία είναι:

$$T_{cm} = \left(\frac{T_{c,in} + T_{c,out}}{2} \right) = \left(\frac{60,5 + 90}{2} \right) = 75,25^{\circ}C$$

Από πίνακα ιδιοτήτων νερού (Πίνακας 3.3) βρίσκουμε κατά προσέγγιση:

- Θερμό νερό, για $T_{cm} = 75,25 \text{ }^{\circ}C$:

$$\rho_2 = 974,85 \text{ kg/m}^3 \quad c_{p2} = 4191 \text{ J/kg}^{\circ}C \quad \text{ή} \quad c_{p2} = 1,001 \text{ kcal/kg}^{\circ}C \quad (2.22)$$

Τοποθετώντας τα αποτελέσματα των Σχέσεων 2.22 στην Σχέση 2.21, έχουμε:

$$500.000 \text{ W} = \left(\frac{974,85^{kg/m^3} \cdot 15,0^{m^3/h} \cdot 4.191^{J/kg^{\circ}C}}{3.600^{s/h}} \right)^{W/^{\circ}C} \cdot (90 - 60,5)^{\circ}C \Rightarrow$$

$$500.000^W = \left(\frac{974,85 \text{ kg/m}^3 \cdot 15,0 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 4.191 \text{ J/kg}^\circ\text{C}}{3.600 \text{ s/h}} \right)^{W/^\circ\text{C}} \cdot (90 - 60,5)^\circ\text{C} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow 500.000^W \approx 502.188^W$$

Όπως βλέπουμε η απόκλιση είναι πολύ μικρή, της τάξης του:

$$\frac{502.188^W - 500.000^W}{500.000^W} \times 100 \% = 0,438\%$$

Σημείωση: 1 W είναι ισοδύναμο με 1 J/s.

Η απόκλιση αυτής της τάξης μεγέθους είναι πολύ ικανοποιητική, οπότε δεχόμαστε ότι η εξίσωση (2.22) ικανοποιείται για θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού ίση με: $T_{c,in} = 60,5^\circ\text{C}$.

2.4.5 ΕΥΡΕΣΗ ΘΕΡΜΟΧΩΡΗΤΙΚΟΤΗΤΑΣ ΤΟΥ ΘΕΡΜΟΥ ΝΕΡΟΥ

-Για το θερμό νερό ("cold" ή ρευστό 2), η θερμοχωρητικότητα είναι:

$$\left(\dot{m} \cdot c_p \right)_c = \dot{V}_y \cdot r_2 \cdot c_{p2} = \left(\frac{974,85 \text{ kg/m}^3 \cdot 15,0 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 4.191 \text{ J/kg}^\circ\text{C}}{3.600 \text{ s/h}} \right) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \left(\dot{m} \cdot c_p \right)_c = 17.023 \frac{W}{^\circ\text{C}} \quad (2.23)$$

Από τις ευρεθείσες τιμές των Σχέσεων 2.19 και 2.23, προκύπτει η μέγιστη και ελάχιστη τιμή των θερμοχωρητικότητων των δύο ρευστών, οπότε:

$$\left(\dot{m} \cdot c_p \right)_{\min} = 8.333 \frac{W}{^\circ\text{C}} \quad \text{και}$$

$$\left(\dot{m} \cdot c_p \right)_{\max} = 17.023 \frac{W}{^\circ\text{C}} \quad (2.24)$$

2.4.6 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ C*

Ο συντελεστής C* είναι ο λόγος των θερμοχωρητικότητων, όπου η μικρότερη θερμοχωρητικότητα τοποθετείται πάντοτε στον αριθμητή, και υπολογίζεται με την σχέση:

$$C^* = \frac{\left(\dot{m} \cdot c_p \right)_{\min}}{\left(\dot{m} \cdot c_p \right)_{\max}} = \frac{8.333^{W/^{\circ}C}}{17.023^{W/^{\circ}C}} = \mathbf{0,4895} \quad (2.25)$$

2.4.7 ΑΠΟΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ

Εφόσον η θερμική ισχύς του εναλλάκτη είναι γνωστή, μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε την σχέση που συνδέει την μεταβιβαζόμενη θερμότητα με την αποδοτικότητα (effectiveness) ϵ του εναλλάκτη και κατ' αυτόν τον τρόπο να υπολογίσουμε την αποδοτικότητα, οπότε:

Ισχύει ότι:

$$q_{\max} = (\dot{m} \cdot c_p)_{\text{cold}} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in}), \text{ όταν } (\dot{m} \cdot c_p)_{\text{cold}} < (\dot{m} \cdot c_p)_{\text{hot}} \quad (2.26\alpha)$$

και $q_{\max} = (\dot{m} \cdot c_p)_{\text{hot}} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in}), \text{ όταν } (\dot{m} \cdot c_p)_{\text{cold}} > (\dot{m} \cdot c_p)_{\text{hot}} \quad (2.26\beta)$

Εμείς ανήκουμε στην δεύτερη κατηγορία (βλέπε Σχέση 2.24), οπότε:

$$q = \epsilon \cdot (\dot{m} \cdot c_p)_{\min} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in}) \Rightarrow \epsilon = \frac{q}{(\dot{m} \cdot c_p)_{\min} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in})} \Rightarrow$$

$$\epsilon = \frac{500.000^W}{8.333^{W/^{\circ}C} \cdot (180 - 60,5)^{\circ}C} = \mathbf{0,502} \quad (2.27)$$

Σημείωση: Η αποδοτικότητα ϵ του εναλλάκτη καλείται επίσης και “βαθμός εκμετάλλευσης του εναλλάκτη”.

2.4.8 ΑΡΙΘΜΟΣ ΜΕΤΑΦΕΡΟΜΕΝΩΝ ΜΟΝΑΔΩΝ (NTU)

Ο αριθμός των μεταφερόμενων μονάδων θερμότητας (NTU=Number of Transfer Units), μπορεί να υπολογιστεί με την βοήθεια της σχέσης που ισχύει για εναλλάκτες αντιρροής και η οποία συνδέει την αποδοτικότητα του εναλλάκτη ϵ , τον λόγο C^* και τον αριθμό NTU, ως εξής:

$$\epsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1-C^*)}}{1 - C^* \cdot e^{-NTU(1-C^*)}} \Rightarrow NTU = \frac{\ln \frac{1 - \epsilon \cdot C^*}{1 - \epsilon}}{1 - C^*} = \frac{\ln \frac{1 - 0,502 \cdot 0,4895}{1 - 0,502}}{1 - 0,4895} = \mathbf{0,808} \quad (2.28)$$

2.4.9 ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ ΕΝΑΛΛΑΓΗΣ

Για τον υπολογισμό της επιφάνειας εναλλαγής, μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε την σχέση που συνδέει τον αριθμό NTU με την ελάχιστη θερμοχωρητικότητα και τον ολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας μεταξύ των ρευστών του εναλλάκτη. Ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας συμβολίζεται με U ή k , και οφείλει να έχει μονάδες στο SI, δηλαδή σε $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$.

Από την βιβλιογραφία, παίρνουμε ότι κατά προσέγγιση ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας μεταξύ των ρευστών είναι $k=800 \text{ kcal}/(m^2 \cdot h \cdot ^\circ C)$, τον οποίο τον μετατρέπουμε σε $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$, ως εξής:

$$U = 800 \frac{\text{kcal}}{(m^2 \cdot h \cdot ^\circ C)} \cdot 4,187 \frac{\text{kJ}}{\text{kcal}} = 3.349,6 \frac{\text{kJ}}{(m^2 \cdot h \cdot ^\circ C)} = \frac{3.349,6 \frac{\text{kJ}}{(m^2 \cdot h \cdot ^\circ C)} \times 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kJ}}}{3.600 \frac{\text{s}}{\text{h}}} \Rightarrow$$

$$U = 930,44 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \quad (2.29)$$

Σημείωση: Για την μετατροπή των μονάδων θέτουμε: $1 \text{ kcal} = 4,187 \text{ kJ}$.

Στην συνέχεια, εφαρμόζουμε την σχέση που προαναφέραμε και υπολογίζουμε:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{(\dot{m} \cdot c_p)_{\min}} \Rightarrow A = \frac{NTU \cdot (\dot{m} \cdot c_p)_{\min}}{U} = \frac{0,808 \cdot 8.333 \frac{W}{^\circ C}}{930,44 \frac{W}{(m^2 \cdot ^\circ C)}} \Rightarrow$$

$$A = 7,24 \approx 7,3 m^2 \quad (2.30)$$

Όπως βλέπουμε και με τις δύο μεθόδους, οδηγηθήκαμε ακριβώς στο ίδιο αποτέλεσμα για την απαιτούμενη επιφάνεια εναλλαγής.

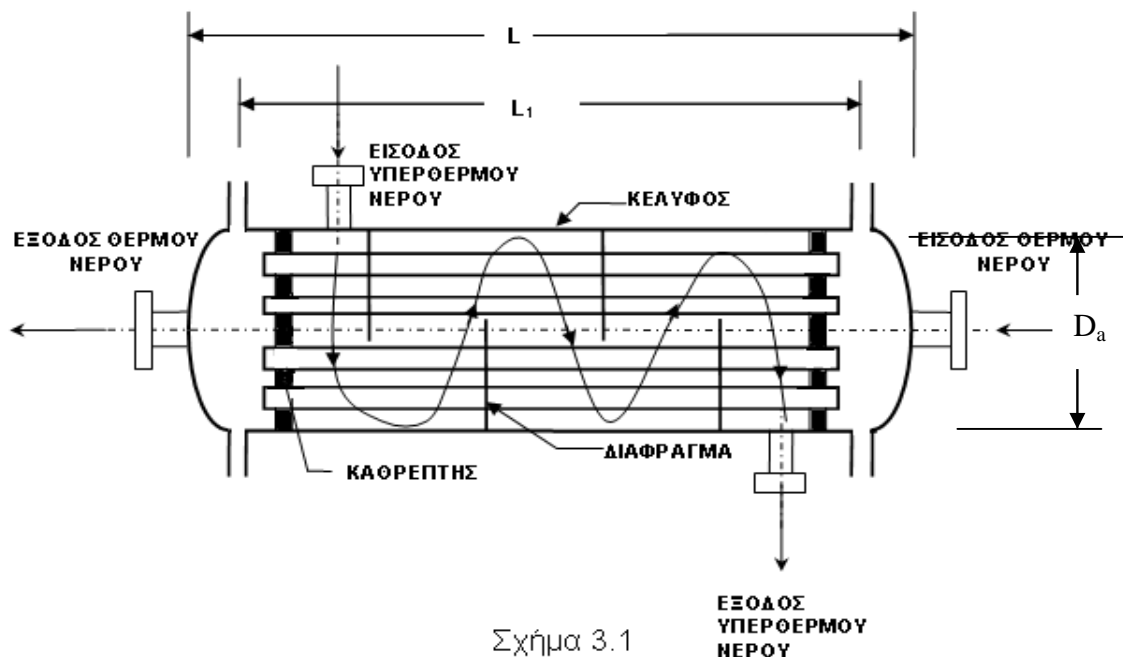
3. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΜΕΓΕΘΟΥΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ

Στο κεφάλαιο αυτό θα μελετηθεί η κατασκευαστική διαμόρφωση του εναλλάκτη, δηλαδή ο αριθμός και το μήκος των εσωτερικών αυλών, το συνολικό μήκος του εναλλάκτη και η διάμετρος του κελύφους του. Επίσης, μελετάται η διάμετρος των στομιών του θερμού και υπέρθερμου νερού.

3.1 ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΗ ΔΙΑΜΟΡΦΩΣΗ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ

Ο εναλλάκτης θα είναι τύπου “αντιρροής” μιας διαδρομής. Θα περιλαμβάνει κέλυφος από χαλυβδοσωλήνα με ραφή και ευθύγραμμους αυλούς από χαλυβδοσωλήνα άνευ ραφής, οι οποίοι θα στερεώνονται σε επίπεδους κυκλικούς “καθρέπτες” με εκτόνωση. Οι πυθμένες θα είναι κυρτοί με μικρή γόβωση και θα συνδέονται στο κέλυφος με φλάντζες. Η είσοδος του διαθέσιμου υπέρθερμου νερού, θα γίνεται από ένα φλαντζωτό στόμιο τοποθετημένο στο ένα άκρο του κελύφους, ενώ η έξοδος θα είναι στο άλλο άκρο αυτού. Επίσης, η είσοδος του θερμού νερού θα γίνεται από ένα φλαντζωτό στόμιο τοποθετημένο στον ένα πυθμένα και η έξοδος από τον άλλο πυθμένα. Η ανωτέρω περιγραφόμενη διάταξη φαίνεται στο Σχήμα 3.1.

Στο εσωτερικό του εναλλάκτη, θα τοποθετηθούν διαφράγματα για καλύτερη κατανομή της ροής του διαθέσιμου υπέρθερμου νερού.



Σχήμα 3.1

3.2 ΑΥΛΟΙ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ

Σε εναλλάκτες τέτοιου είδους, τοποθετούνται συνήθως αυλοί με εσωτερική διάμετρο από 10 έως 50mm. Στην περίπτωση μας, με βάση τον Πίνακα 3.1, επιλέγουμε αυλούς από τυποποιημένο χαλυβδοσωλήνα άνευ ραφής 17,2^φx1,8mm. Προς το παρόν, θεωρούμε ότι το πάχος του σωλήνα (1,8mm) είναι απολύτως επαρκές για την πίεση και την θερμοκρασία λειτουργίας του κυκλώματος/εναλλάκτη, αργότερα θα δειχτεί πως αυτό το πάχος είναι επαρκές (στην μελέτη του κυκλώματος του υπέρθερμου νερού).

Οι αυλοί αυτοί έχουν τα εξής στοιχεία:

- Εξωτερική διάμετρος: $d_a = 17,2 \text{ mm}$
- Εσωτερική διάμετρος: $d_i = 17,2 - 2 \cdot 1,8 = 13,6 \text{ mm}$
- Πάχος: $s = 1,8 \text{ mm}$

3.2.1 ΑΡΙΘΜΟΣ ΑΥΛΩΝ

Ο αριθμός των απαιτούμενων αυλών, θα προσδιοριστεί με βάση την παροχή του θερμού νερού, γιατί εντός των αυλών ρέει το θερμό νερό. Η παροχή αυτή είναι $V_y = 15 \text{ m}^3/\text{h}$. Η ταχύτητα του νερού u εντός των αυλών λαμβάνεται αρκετά χαμηλή, δηλαδή από $u = 0,1$ έως $0,5 \text{ m/s}$. Δεχόμαστε μια ενδιάμεση τιμή περίπου $0,4 \text{ m/s}$, κοντά στο άνω όριο επειδή έχουμε μια διαδρομή με ευθύγραμμους αυλούς. Ο αριθμός των αυλών μπορεί να υπολογιστεί με την σχέση που συνδέει την παροχή, την ταχύτητα και την διάμετρο του αυλού, οπότε:

$$n = 354 \frac{V_y}{u \cdot d_i^2} = 354 \cdot \frac{15,0 \text{ m}^3/\text{h}}{0,4 \text{ m/s} \cdot (13,6 \text{ mm})^2} \Rightarrow n = 71,77 \approx \mathbf{72 \text{ αυλούς}} \quad (3.1)$$

3.2.2 ΜΗΚΟΣ ΑΥΛΩΝ

Η εξωτερική επιφάνεια όλων των αυλών του εναλλάκτη, πρέπει να ισούται με την επιφάνεια εναλλαγής που ήδη έχουμε υπολογίσει στο προηγούμενο κεφάλαιο. Οπότε, το μήκος των αυλών θα προσδιοριστεί με βάση την επιφάνεια εναλλαγής, τον αριθμό και την εξωτερική επιφάνεια αυτών, χρησιμοποιώντας την σχέση:

$$\mathbf{l} = \frac{10^6 \cdot F}{p \cdot d_a \cdot n} = \frac{10^6 \cdot 7,3 \text{ m}^2}{p \cdot 17,2 \text{ mm} \cdot 72} = 1.877,3 \text{ mm} \approx 1.878 \text{ mm}$$

Το πραγματικό μήκος των αυλών, θα είναι αυξημένο κατά το πάχος των δύο “καθρέπτων” πάνω στους οποίους θα εκτονωθούν. Θεωρούμε για τους “καθρέπτες” πάχος 25 mm , οπότε το συνολικό μήκος των αυλών θα είναι:

$$\mathbf{l} = 1878 \text{ mm} + 2 \cdot 25 \text{ mm} = 1928 \text{ mm} \approx \mathbf{1.930 \text{ mm}} \quad (3.2)$$

3.3 ΜΗΚΟΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ

Σύμφωνα με το Σχήμα 3.1, το μήκος L_1 του εναλλάκτη από φλάντζα σε φλάντζα είναι περίπου ίσο με το μήκος των αυλών \mathbf{l} . Αυτό ισχύει όταν ο εναλλάκτης αποτελείται από ευθύγραμμους αυλούς εκτονωμένους επάνω στους “καθρέπτες”. Όμως, για πρακτικούς λόγους, για να είναι δυνατή η συγκόλληση των “καθρέπτων” το μήκος L_1 του κελύφους του εναλλάκτη γίνεται συνήθως λίγο μεγαλύτερο από το πραγματικό μήκος των αυλών. Εκτιμούμε, ότι το πρόσθετο μήκος που θα δοθεί στο κέλυφος για να επιτευχθεί αρτιότερη κατασκευή θα είναι για κάθε “καθρέπτη” περίπου 25 mm . Οπότε, το μήκος L_1 του εναλλάκτη από φλάντζα σε φλάντζα θα είναι:

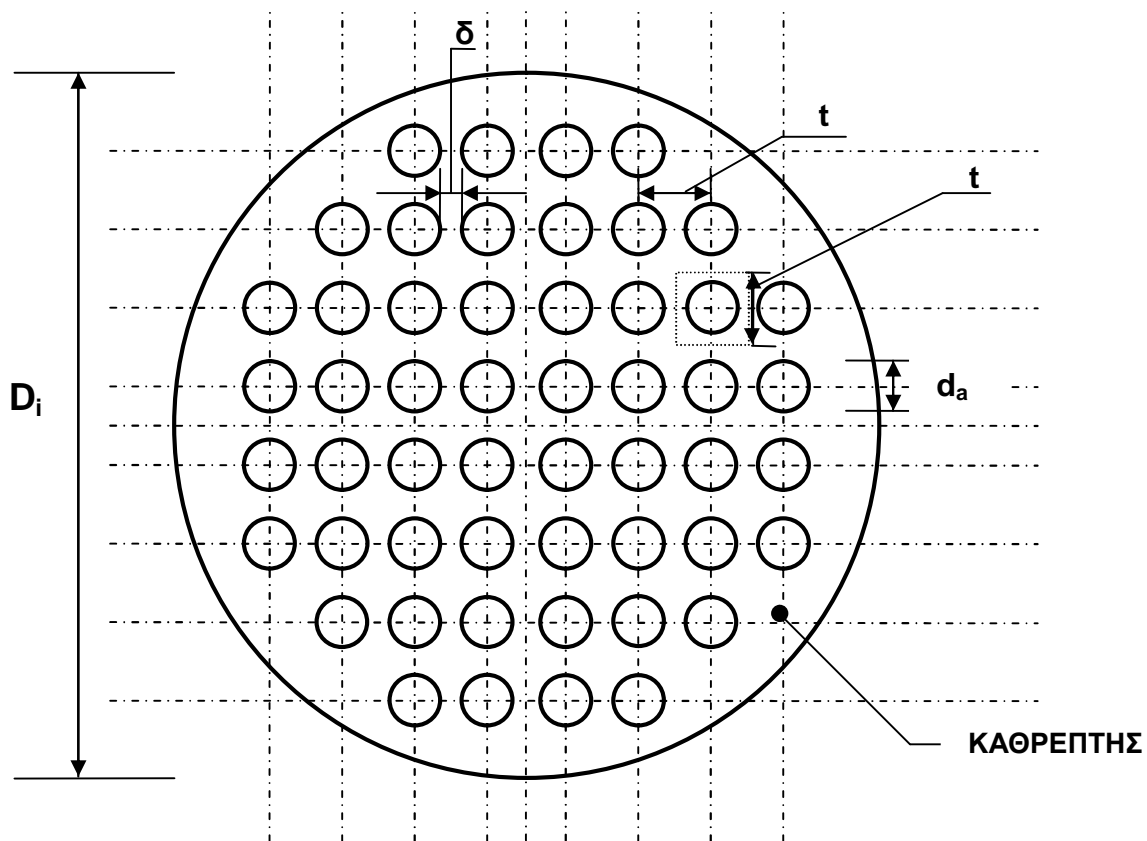
$$L_1 = \mathbf{l} + 2 \cdot 25 \text{ mm} = 1930 \text{ mm} + 2 \cdot 25 \text{ mm} = \mathbf{1.980 \text{ mm}} \quad (3.3)$$

Το συνολικό μήκος L του εναλλάκτη, προκύπτει εάν στο προηγούμενο μήκος προστεθεί και το πάχος (βαθούλωμα) των πυθμένων, το οποίο εκτιμάμε ότι θα είναι για τον καθένα περίπου 200mm. Οπότε, για το μήκος του εναλλάκτη έχουμε:

$$L = L_1 + 2 \cdot 200^{mm} = 1980^{mm} + 2 \cdot 200^{mm} = \mathbf{2.380 \text{ mm}} \quad (3.4)$$

3.4 ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ ΚΕΛΥΦΟΥΣ

Η διάμετρος του κελύφους, πρέπει να είναι κατάλληλη σε μέγεθος ώστε να χωράνε με αρκετή ευρυχωρία όλοι οι αυλοί. Θα υπολογιστεί πρώτα η εσωτερική διάμετρος του κελύφους η οποία είναι ίση με την διάμετρο των “καθρέπτων”. Πιο συγκεκριμένα, θα ανοιχθούν οπές πάνω στους “καθρέπτες” σε αριθμό ίσο με τον αριθμό των αυλών. Οι οπές, διατάσσονται σε ίσες αποστάσεις μεταξύ τους και σε απόλυτη ευθυγραμμία, όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.2. Μεταξύ των αυλών πρέπει να υπάρχει ικανοποιητικό διάκενο για την κυκλοφορία του ρευστού.



Σχήμα 3.2: Τομή κελύφους εναλλάκτη

Σε εναλλάκτες αυτού του είδους, το διάκενο δ λαμβάνεται από 5 έως 20mm. Δεχόμαστε μια ενδιάμεση τιμή περίπου 10mm. Αφού οι αποστάσεις μεταξύ των αυλών διατηρούνται ίδιες κατά την οριζόντια διεύθυνση αλλά και κατά την κάθετη κατεύθυνση, τότε το βήμα t αυτών είναι:

$$t = d_a + d = 17,2^{mm} + 10^{mm} = 27,2mm \quad (3.5)$$

Ο χώρος που καταλαμβάνει κάθε αυλός, σχηματίζεται από ένα μικρό τετράγωνο πλευράς t και φαίνεται στο σχήμα με διακεκομμένη γραμμή. Μια προσεγγιστική μέθοδος για να υπολογίσουμε την απαιτούμενη διάμετρο του “καθρέπτη” είναι να λάβουμε την συνολική επιφάνεια των τετραγώνων $t \times t$ και αφού την αυξήσουμε κατά ~20% να την εξισώσουμε με την επιφάνεια του “καθρέπτη”. Η προσαύξηση αυτή, χρειάζεται για να καλύψει νεκρά τμήματα που μένουν κατά την περιφέρεια και όπου δεν χωράνε οπές, αλλά και σε μερικές άλλες περιπτώσεις για να χωράει κατάλληλο διάφραγμα στον ένα “καθρέπτη”, το οποίο να διαχωρίζει τις ροές εισόδου και εξόδου, όταν ο εναλλάκτης είναι δύο διαδρομών και έχει και τα δύο στόμια στον ίδιο πυθμένα. Εργαζόμενοι σύμφωνα με τα ανωτέρω, για τον υπολογισμό της εσωτερικής διαμέτρου D_i του κελύφους, ή αλλιώς της διαμέτρου του “καθρέπτη”, εφαρμόζεται η παρακάτω σχέση:

$$D_i = 1,24 \cdot t \cdot \sqrt{n} = 1,24 \cdot 27,2^{mm} \cdot \sqrt{72} = 286,2mm \quad (3.6)$$

όπου n =αριθμός οπών στον “καθρέπτη”.

Αναζητάμε χαλυβδοσωλήνα με ραφή, ο οποίος να έχει διάμετρο μεγαλύτερη ή ίση από την υπολογισθείσα. Από τον Πίνακα 3.2 επιλέγουμε τον χαλυβδοσωλήνα με ραφή:

DN300 ή 323,9^Φx5, με τα εξής στοιχεία:

| | |
|-----------------------|------------------------------------|
| -Εξωτερική διάμετρος: | $D_a=323,9mm$ |
| -Εσωτερική διάμετρος: | $D_i=323,9 - 2 \cdot 5 = 313,9 mm$ |
| -Πάχος: | $s=5 mm$ |

Θεωρούμε ότι το πάχος του σωλήνα που επιλέξαμε (5,0mm), είναι απόλυτα επαρκές για την πίεση λειτουργίας του κελύφους.

Ακόμα, παρατηρούμε ότι για την εσωτερική διάμετρο πράγματι ισχύει:

$D_i = 313,9mm > 286,2mm$. Οπότε, όλοι οι αυλοί θα χωρέσουν εντός του κελύφους.

3.5 ΚΥΚΛΟΦΟΡΙΑ ΡΕΥΣΤΟΥ ΕΞΩΤΕΡΙΚΑ ΤΩΝ ΑΥΛΩΝ

Όπως έχουμε προαναφέρει στην κατασκευαστική διαμόρφωση του εναλλάκτη, το υπέρθερμο νερό ρέει εξωτερικά των αυλών και έχει παροχή $V_x=7,55 m^3/h$. Για καλή κυκλοφορία του ρευστού εξωτερικά των αυλών, η ταχύτητα αυτή πρέπει να είναι αρκετά χαμηλή, δηλαδή από 0,03 έως 0,5 m/s. Είναι προφανές, ότι η χαμηλή ταχύτητα προσφέρει περισσότερο χρόνο στο ρευστό για την μεταφορά της θερμότητας. Η ταχύτητα που θα αποκτήσει το ρευστό στον ελεύθερο χώρο μεταξύ των αυλών, εξαρτάται από την συνολική ελεύθερη επιφάνεια αυτού του χώρου, όπως φαίνεται και στην εγκάρσια τομή του Σχήματος 3.2. Ο υπολογισμός της ελεύθερης επιφάνειας, την οποία συμβολίζουμε με F_s , μπορεί να υπολογιστεί από την σχέση:

$$F_s = \frac{P}{4} \cdot [D_i^2 - n \cdot d_a^2] = \frac{P}{4} [(0,3139^m)^2 - 72 \cdot (0,0172^m)^2] = 0,061 m^2 \quad (3.7)$$

όπου: D_i = εσωτερική διάμετρος κελύφους ή διάμετρος “καθρέπτη”, σε m
 d_a = εξωτερική διάμετρος αυλών, σε m.

Εν συνεχεία, υπολογίζεται η ταχύτητα του ρευστού στον ελεύθερο χώρο μεταξύ των αυλών, την οποία συμβολίζουμε με u_s , και ελέγχουμε εάν αυτή είναι ικανοποιητική. Για τον υπολογισμό της ταχύτητας χρησιμοποιούμε την σχέση:

$$u_s = \frac{V_x}{3600 \cdot F_s} = \frac{7,55^{m^3/h}}{3600 \cdot 0,061^{m^2}} = \mathbf{0,034 \text{ m/s}} \quad (3.8)$$

όπου: V_x = παροχή υπέρθερμου νερού, σε m^3/h .
 F_s =επιφάνεια, σε m^2 .

Σημείωση: Για την ελεύθερη επιφάνεια F_s και την ταχύτητα u_s χρησιμοποιείται ο δείκτης s από την Αγγλική λέξη space=χώρος.

Παρατηρούμε ότι η ταχύτητα που υπολογίσαμε είναι ικανοποιητική, γιατί είναι πολύ κοντά στο κάτω όριο που προαναφέρθηκε.

3.6 ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ ΣΤΟΜΙΩΝ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ

Τα στόμια εισόδου και εξόδου του υπέρθερμου νερού, καθώς και του θερμού νερού θα γίνουν από μικρά τεμάχια χαλυβδοσωλήνων άνευ ραφής και θα είναι φλαντζωτά. Για την επιλογή των χαλυβδοσωλήνων απαιτείται ο υπολογισμός της διαμέτρου αυτών. Η παροχή των ρευστών στην είσοδο κάθε στομίου είναι γνωστή. Δεχόμαστε ότι η ταχύτητα του υπέρθερμου ρευστού στην θέση του στομίου είναι 2,5 m/s ενώ του θερμού ρευστού είναι 2,0 m/s. Κατόπιν των ανωτέρω, οι διάμετροι των στομίων υπολογίζονται ως εξής:

(i) Στόμια υπέρθερμου νερού: Παροχή $V_x=7,55 \text{ m}^3/h$, ταχύτητα $u=2,5 \text{ m/s}$. Η απαιτούμενη εσωτερική διάμετρος είναι:

$$d_f = 18,8 \cdot \sqrt{\frac{V_x}{u}} = 18,8 \cdot \sqrt{\frac{7,55^{m^3/h}}{2,5^{m/s}}} = 32,7^{mm} \approx \mathbf{33 \text{ mm}} \quad (3.9)$$

Από τον Πίνακα 3.1 επιλέγουμε χαλυβδοσωλήνα άνευ ραφής DN32 ή 42,4^Φx2,6mm, με τα εξής στοιχεία:

-Εξωτερική διάμετρος: $d_a = 42,4\text{mm}$
-Εσωτερική διάμετρος: $d_i = 42,4^{mm} - 2 \cdot 2,6^{mm} = 37,2\text{mm}$
-Πάχος: $s = 2,6\text{mm}$

(ii) Στόμια θερμού νερού: Παροχή $V_y=15,0 \text{ m}^3/h$, ταχύτητα $u=2,0 \text{ m/s}$. Η απαιτούμενη εσωτερική διάμετρος είναι:

$$d_f = 18,8 \cdot \sqrt{\frac{V_y}{u}} = 18,8 \cdot \sqrt{\frac{15 \text{ m}^3/h}{2 \text{ m/s}}} = \mathbf{51,5 \text{ mm}} \quad (3.10)$$

Από τον Πίνακα 3.1 επιλέγουμε χαλυβδοσωλήνα άνευ ραφής DN50 ή 60,3^Φ×2,9mm, με τα εξής στοιχεία:

- Εξωτερική διάμετρος: $d_a = 60,3\text{mm}$
- Εσωτερική διάμετρος: $d_i = 60,3^{\text{mm}} - 2 \cdot 2,9^{\text{mm}} = 54,5\text{mm}$
- Πάχος: $s = 2,9\text{mm}$

ΠΙΝΑΚΑΣ 3.1: Χαλυβδοσωλήνες άνευ ραφής

Χαλυβδοσωλήνες άνευ ραφής

| Ονομαστική διάμετρος DN ή NW, σε mm | Εξωτ. διάμετρος και πάχος σωλήνων κατά ISO, σε mm | Ισχύοντα πάχη σωλήνων, σε mm |
|-------------------------------------|---|---|
| 10 | 17,2 ^φ x 1,8 | 1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5 |
| 15 | 21,3 ^φ x 2 | 2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5 |
| 20 | 26,9 ^φ x 2,3 | 2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1 |
| 25 | 33,7 ^φ x 2,6 | 2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8 |
| 32 | 42,4 ^φ x 2,6 | 2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11 |
| 40 | 48,3 ^φ x 2,6 | 2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5 |
| 50 | 60,3 ^φ x 2,9 | 2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16 |
| 65 | 76,1 ^φ x 2,9 | 2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20 |
| 80 | 88,9 ^φ x 3,2 | 3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2 |
| 100 | 114,3 ^φ x 3,6 | 3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25 |
| 125 | 139,7 ^φ x 4 | 4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25 |
| 150 | 168,3 ^φ x 4,5 | 4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25 |
| 200 | 219,1 ^φ x 5,9 | 5,9-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25 |
| 250 | 273 ^φ x 6,3 | 6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25 |
| 300 | 323,9 ^φ x 7,1 | 7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25 |
| 350 | 355,6 ^φ x 8 | 8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25 |
| 400 | 406,4 ^φ x 8,8 | 8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25 |
| 450 | 457,2 ^φ x 10 | 10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25 |
| 500 | 508 ^φ x 11 | 11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25 |
| 550 | 558,8 ^φ x 12,5 | 12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25 |

ΠΙΝΑΚΑΣ 3.2: Χαλυβδοσωλήνες με ραφή

Χαλυβδοσωλήνες με ραφή

| Ονομαστική διάμετρος DN ή NW, σε mm | Εξωτ. διάμετρος και πάχος σωλήνων κατά DIN 2458, σε mm | Ισχύοντα πάχη σωλήνων, σε mm |
|-------------------------------------|--|---|
| 10 | 17,2 ^φ x 1,8 | 1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9 |
| 15 | 21,3 ^φ x 2 | 1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5 |
| 20 | 26,9 ^φ x 2 | 1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5 |
| 25 | 33,7 ^φ x 2,3 | 1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5 |
| 32 | 42,4 ^φ x 2,3 | 1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5 |
| 40 | 48,3 ^φ x 2,3 | 1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5 |
| 50 | 60,3 ^φ x 2,6 | 1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5 |
| 65 | 76,1 ^φ x 2,6 | 1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5 |
| 80 | 88,9 ^φ x 2,9 | 1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6 |
| 100 | 114,3 ^φ x 3,2 | 2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1 |
| 125 | 139,7 ^φ x 3,6 | 2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1 |
| 150 | 168,3 ^φ x 4 | 2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8 |
| 200 | 219,1 ^φ x 4,5 | 3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5 |
| 250 | 273 ^φ x 4,5 | 3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5 |
| 300 | 323,9 ^φ x 5 | 3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5 |
| 350 | 355,6 ^φ x 5 | 3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5 |
| 400 | 406,4 ^φ x 5 | 3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5 |
| 450 | 457,2 ^φ x 5,6 | 3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5 |
| 500 | 508 ^φ x 5,6 | 3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5 |
| 550 | 558,8 ^φ x 6,3 | 4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20 |
| 600 | 609,6 ^φ x 6,3 | 4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20 |
| 650 | 660,4 ^φ x 7,1 | 4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-25 |
| 700 | 711,2 ^φ x 7,1 | 4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-25 |
| 750 | 762 ^φ x 8 | 4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-25 |
| 800 | 812,8 ^φ x 8 | 4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-25 |
| 850 | 863,6 ^φ x 8,8 | 4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-25 |
| 900 | 914,4 ^φ x 10 | 4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-25 |
| 1000 | 1016 ^φ x 10 | 4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-25 |

ΠΙΝΑΚΑΣ 3.3: Φυσικές Ιδιότητες Νερού

| Θερμοκρασία (°C) | Ιξώδες ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1} \times 10^{-5}$) | Θερμική Αγωγιμότητα ($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$) | Ειδική Θερμοχωρητικότητα ($\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$) | Pr | Πυκνότητα σε 1 atm (Kg/m^3) |
|------------------|--|---|---|-------|--|
| 0 | 170.2 | 0.5671 | 4227 | 12.69 | 1001 |
| 5 | 148.4 | 0.5756 | 4215 | 10.86 | 1000 |
| 10 | 130.2 | 0.5838 | 4205 | 9.38 | 999 |
| 15 | 115 | 0.5916 | 4196 | 8.16 | 998 |
| 20 | 102.1 | 0.5991 | 4190 | 7.14 | 996 |
| 25 | 91.25 | 0.6063 | 4185 | 6.30 | 995 |
| 30 | 81.96 | 0.6132 | 4181 | 5.59 | 994 |
| 35 | 73.99 | 0.6197 | 4178 | 4.99 | 992 |
| 40 | 67.11 | 0.6259 | 4177 | 4.48 | 991 |
| 45 | 61.15 | 0.6318 | 4176 | 4.04 | 990 |
| 50 | 55.96 | 0.6374 | 4177 | 3.67 | 988 |
| 55 | 51.41 | 0.6427 | 4178 | 3.34 | 987 |
| 60 | 47.42 | 0.6477 | 4180 | 3.06 | 985 |
| 65 | 43.90 | 0.6524 | 4183 | 2.82 | 982 |
| 70 | 40.78 | 0.6567 | 4187 | 2.60 | 979 |
| 75 | 38.01 | 0.6607 | 4191 | 2.41 | 975 |
| 80 | 35.54 | 0.6645 | 4196 | 2.24 | 972 |
| 85 | 33.33 | 0.6679 | 4201 | 2.10 | 968 |
| 100 | 27.95 | 0.6764 | 4219 | 1.74 | 958 |
| 110 | 25.17 | 0.6805 | 4234 | 1.57 | 951 |
| 120 | 22.87 | 0.6835 | 4250 | 1.42 | 943 |
| 130 | 20.94 | 0.6853 | 4268 | 1.30 | 936 |
| 140 | 19.32 | 0.6859 | 4288 | 1.21 | 932 |
| 150 | 17.95 | 0.6853 | 4311 | 1.13 | 921 |
| 160 | 16.77 | 0.6837 | 4336 | 1.06 | 910 |
| 170 | 15.75 | 0.6808 | 4365 | 1.01 | 899 |
| 180 | 14.87 | 0.6769 | 4399 | 0.97 | 887 |
| 190 | 14.09 | 0.6719 | 4438 | 0.93 | 875 |
| 200 | 13.40 | 0.6657 | 4484 | 0.90 | 862 |
| 220 | 12.23 | 0.6502 | 4598 | 0.86 | 837 |
| 240 | 11.25 | 0.6304 | 4754 | 0.85 | 809 |
| 260 | 10.37 | 0.6064 | 4962 | 0.85 | 779 |
| 280 | 9.537 | 0.5784 | 5239 | 0.86 | 747 |
| 300 | 8.695 | 0.5463 | 5600 | 0.89 | 710 |
| 320 | 7.799 | 0.5104 | 6065 | 0.93 | 668 |

4. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΚΥΚΛΩΜΑΤΟΣ ΥΠΕΡΘΕΡΜΟΥ ΝΕΡΟΥ - ΑΠΟ ΤΟΝ ΠΑΡΑΣΚΕΥΑΣΤΗΡΑ ΕΩΣ ΤΟΝ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

4.1 ΔΕΔΟΜΕΝΑ

Στο κεφάλαιο αυτό, μελετάται το κλειστό κύκλωμα υπέρθερμου νερού από τον παρασκευαστήρα που βρίσκεται αμέσως μετά τον λέβητα, έως τον εναλλάκτη (βλέπε Σχήμα 4.1). Στον παρασκευαστήρα, ο κορεσμένος ατμός (που έχει δημιουργήσει ο λέβητας) μετατρέπεται σε υπέρθερμο νερό. Το μήκος του σωλήνα από τον παρασκευαστήρα έως τον εναλλάκτη είναι 200 μέτρα. Το συνολικό κλειστό δίκτυο σωληνώσεων προσαγωγής – επιστροφής (παρασκευαστήρας – εναλλάκτης) έχει μήκος 400 μέτρα. Η θερμοκρασία του κλάδου προσαγωγής (άνω κλάδος) είναι 180°C, δηλαδή ίδια με την θερμοκρασία εισόδου του υπέρθερμου νερού στον εναλλάκτη $T_{h,in}$. Η θερμοκρασία του υπέρθερμου νερού στον κλάδο επιστροφής (κάτω κλάδος), ταυτίζεται με την θερμοκρασία εξόδου του υπέρθερμου νερού από τον εναλλάκτη $T_{h,out}$, δηλαδή 120°C.

Ανατρέχοντας στον Πίνακα υδρατμών σε κατάσταση κορεσμού (Πίνακας 5.1), βλέπουμε πως για θερμοκρασία ίση με 180°C, που έχει ο κλάδος προσαγωγής, η επικρατούσα απόλυτη πίεση είναι ίση με 10bar. Στο σημείο αυτό, πρέπει να αναφέρουμε πως μελετάμε ένα κλειστό κύκλωμα, οπότε επικρατεί παντού η ίδια πίεση. Αυτό συμβαίνει βέβαια όταν δεν βρίσκεται σε λειτουργία ο κυκλοφορητής. Όταν ο κυκλοφορητής είναι εκτός λειτουργίας, η πίεση επηρεάζεται μόνο από την διαφορά στο γεωδαιτικό ύψος. Τα ζητήματα αυτά, θα μελετηθούν αναλυτικότερα στις παρακάτω παραγράφους.

Αρχικά, υπολογίζεται η διάμετρος των σωληνώσεων προσαγωγής και επιστροφής του κυκλώματος του υπέρθερμου νερού, και εν συνεχεία οι συνολικές απώλειες του κυκλώματος ώστε να υπολογιστεί το μανομετρικό της αντλίας και η απαιτούμενη ισχύς του ηλεκτροκινητήρα της αντλίας/κυκλοφορητή. Στο Σχήμα 4.1 που ακολουθεί, φαίνεται αναλυτικά το ανωτέρω περιγραφόμενο κύκλωμα.

4.2 ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ ΣΩΛΗΝΑ ΤΟΥ ΚΥΚΛΩΜΑΤΟΣ ΥΠΕΡΘΕΡΜΟΥ ΝΕΡΟΥ

Οι σωληνώσεις θα είναι κατασκευασμένες από χαλυβδοσωλήνες άνευ ραφής. Για την επιλογή των χαλυβδοσωλήνων απαιτείται ο υπολογισμός της διαμέτρου αυτών. Η παροχή του υπέρθερμου νερού υπολογίστηκε στην παράγραφο 2.4.3 και είναι ίση με 7,55 m³/h. Δεχόμαστε ότι η ταχύτητα του ρευστού εντός των σωληνώσεων είναι 2,5 m/s. Κατόπιν των ανωτέρω, η διάμετρος των σωληνώσεων του κυκλώματος υπολογίζεται ως εξής:

- Σωληνώσεις υπέρθερμου νερού για τον κλάδο προσαγωγής και επιστροφής:

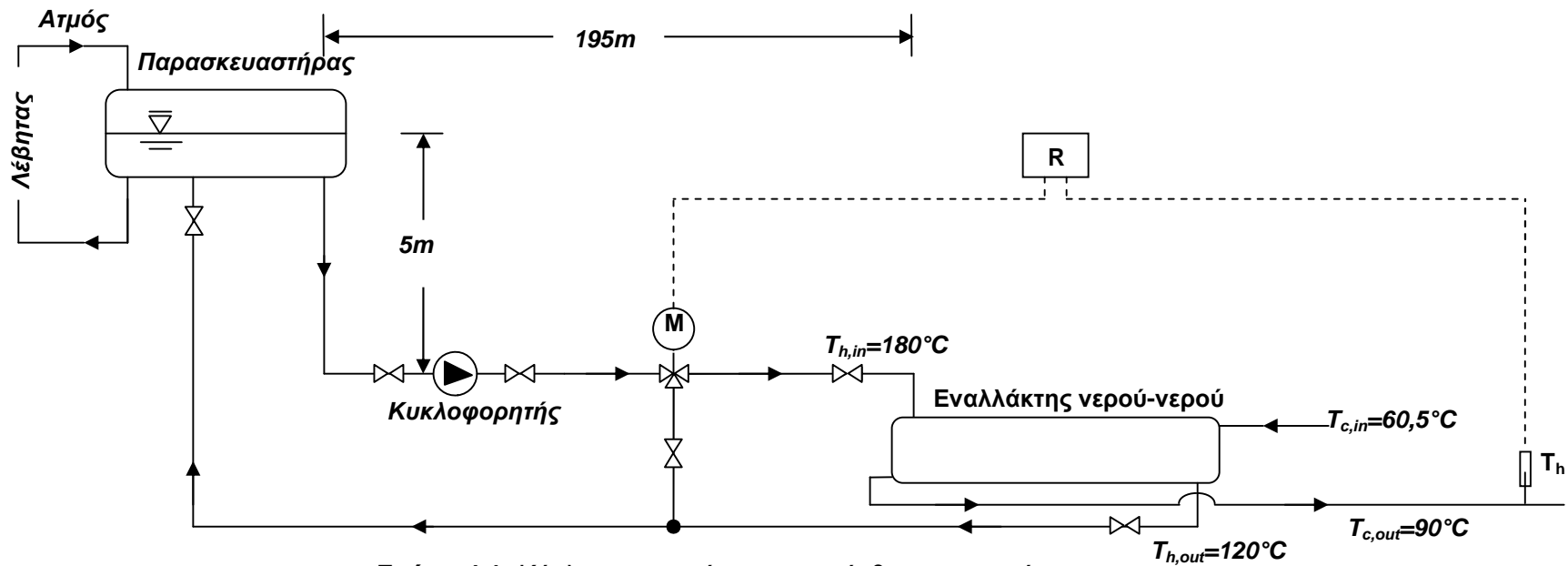
Παροχή $V_x=7,55$ m³/h, ταχύτητα $u=2,5$ m/s και συνολικό μήκος διαδρομής $L=200^m+200^m = 400$ m. Η απαιτούμενη εσωτερική διάμετρος είναι:

$$d_f = 18,8 \cdot \sqrt{\frac{V_x}{u}} = 18,8 \cdot \sqrt{\frac{7,55^{m^3/h}}{2,5^{m/s}}} = 32,7^{mm} \approx \mathbf{33\ mm} \quad (4.1)$$

Από τον Πίνακα 3.1 επιλέγουμε χαλυβδοσωλήνα άνευ ραφής DN32 ή 42,4Φx3,2mm, με τα εξής στοιχεία:

- Εξωτερική διάμετρος: $d_a = 42,4\text{mm}$
- Εσωτερική διάμετρος: $d_i = 42,4\text{mm} - 2 \cdot 3,2\text{mm} = 36,0\text{mm}$
- Πάχος: $s = 3,2\text{mm}$

Στην συνέχεια αφού βρούμε το μανομετρικό του κυκλοφορητή θα ελεγχθεί αν το πάχος του σωλήνα που επιλέξαμε (3,2mm) είναι επαρκές για την πίεση λειτουργίας του κυκλώματος.



Σχήμα 4.1: Κύκλωμα εγκατάστασης υπέρθερμου νερού

ΥΠΟΜΝΗΜΑ

✕ : Βάνα.

▶ : Κυκλοφορητής.

✕ : Τρίοδη βάνα.

▽ : Στάθμη υπέρθερμου νερού στον παρασκευαστήρα.

→ : Φορά ροής υπέρθερμου νερού.

R : Ηλεκτρονικός έλεγχος θερμοκρασίας υπέρθερμου/θερμού νερού.

4.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΠΩΛΕΙΩΝ ΛΟΓΩ ΤΡΙΒΗΣ ΑΝΑ ΚΛΑΔΟ

Επειδή έχουμε κλειστό κύκλωμα, για να μπορέσουμε να υπολογίσουμε το μανομετρικό του κυκλοφορητή, αρκεί να βρούμε τις αντιστάσεις της ροής του νερού στους σωλήνες. Οι αντιστάσεις αυτές διακρίνονται σε γραμμικές και τοπικές. Οι γραμμικές οφείλονται λόγω των τριβών στον σωλήνα και οι τοπικές λόγω των εξαρτημάτων που φέρει το κύκλωμα (αλλαγή γεωμετρίας). Ακολουθώντας, εργαζόμαστε ξεχωριστά για κάθε κλάδο του κυκλώματος (άνω κλάδο και κάτω κλάδο), έτσι ώστε με γνώσεις της μηχανικής ρευστών να προσδιορίσουμε τις συνολικές απώλειες του κυκλώματος και να βρούμε το μανομετρικό του κυκλοφορητή.

- Οι τοπικές απώλειες υπολογίζονται με την σχέση:

$$\Delta h_f^{\text{τοπ}} = \sum z \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g} \quad (\text{m}) \quad (4.2)$$

όπου,

$\sum z$: το άθροισμα των συντελεστών απωλειών που προκαλούν τα εξαρτήματα. Ανάλογα τον τύπο και το σχήμα του εξαρτήματος το z είναι διαφορετικό. Για την μελέτη μας έχουμε τα εξής:

-Βάνα (και η τρίοδη): $z=0,5$

-Γωνία 90° : $z=1,0$

-Κυκλοφορητής: $z=2,5$ (αδιάστατοι αριθμοί).

u : η μέση ταχύτητα του ρευστού στον σωλήνα σε m/s.

g : η επιτάχυνση της βαρύτητας σε m/s^2 .

- Οι γραμμικές απώλειες υπολογίζονται με την σχέση:

$$\Delta h_f^{\text{γραμ.}} = f \frac{L}{D} \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g} \quad (\text{m}) \quad (4.3)$$

όπου,

f : ο συντελεστής απωλειών (αδιάστατος).

u : η μέση ταχύτητα του ρευστού στον σωλήνα σε m/s.

g : η επιτάχυνση της βαρύτητας σε m/s^2 .

L : το μήκος του αγωγού σε m.

D : η διάμετρος του αγωγού σε m.

4.3.1 ΑΝΩ ΚΛΑΔΟΣ

Στον άνω κλάδο, η θερμοκρασία του υπέρθερμου νερού είναι 180°C και η παροχή του είναι $V_x=7,55 \text{ m}^3/\text{h}$, οπότε από τον Πίνακα 3.3 παίρνουμε:

$$\text{-Πυκνότητα: } \rho=887 \text{ kg/m}^3 \quad \text{-Δυναμικό ιξώδες: } \mu=14,87 \times 10^{-5} \text{ kg/(m}\cdot\text{s)} \quad (4.4)$$

Ακόμα γνωρίζουμε ότι ο κρίσιμος αδιάστατος αριθμός Reynolds που καθορίζει αν έχουμε τυρβώδη ή στρωτή ροή, σε κυλινδρικό αγωγό, είναι ίσος με $Re_c=2000$.

-Αν $Re < Re_c=2000$, τότε ο συντελεστής τριβής υπολογίζεται από την σχέση:

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad (4.5)$$

-Αν $3000 \leq \text{Re} \leq 10^5$, τότε ο συντελεστής τριβής υπολογίζεται από την σχέση:

$$f = \frac{0,316}{\text{Re}^{1/4}} \quad (4.6)$$

-Αν $\text{Re} > 10^5$, τότε ο συντελεστής τριβής υπολογίζεται από την σχέση:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \cdot \log(\text{Re} \sqrt{f}) - 0,80 \quad (4.7)$$

Οπότε έχουμε:

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΡΙΘΜΟΥ REYNOLDS

Ο αδιάστατος αριθμός Reynolds υπολογίζεται από την σχέση:

$$\text{Re} = \frac{r \cdot u \cdot D}{\mu} = \frac{u \cdot D}{\nu} \quad (4.8)$$

όπου, ρ : η πυκνότητα του ρευστού σε kg/m^3 .

u : η μέση ταχύτητα του ρευστού σε m/s .

D : η διάμετρος του σωλήνα σε m .

μ : το δυναμικό ιξώδες του υγρού σε $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ή $(\text{N}\cdot\text{s})/\text{m}$ ή $\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$.

ν : το κινηματικό ιξώδες ($\nu = \mu/\rho$) σε m^2/s .

Όμως, εμείς είχαμε θεωρήσει ότι η ταχύτητα είναι περίπου $2,5\text{m}/\text{s}$. Καλό είναι να υπολογίσουμε πόση ακριβώς είναι η τιμή της μετά την τοποθέτηση του τυποποιημένου χαλυβδοσωλήνα. Για να βρούμε την ακριβή τιμή της χρησιμοποιούμε την εξίσωση της "συνέχειας", οπότε:

$$Q = u \cdot A \quad (4.9)$$

όπου, Q : ο ογκομετρικός ρυθμός ροής (ογκομετρική παροχή) σε m^3/s . Στην μελέτη μας την ογκομετρική παροχή την έχουμε συμβολίσει με το γράμμα V .

u : η μέση ταχύτητα του ρευστού σε m/s .

A : η επιφάνεια της διατομής του σωλήνα σε m^2 .

$$\text{Οπότε: } Q = u \cdot A \Rightarrow u = \frac{Q}{A} = \frac{V_x}{A} = \frac{\left(\frac{7,55}{3600}\right)^{\text{m}^3/\text{s}}}{\frac{\rho \cdot D^{2\text{m}^2}}{4}} = \frac{4 \cdot \left(\frac{7,55}{3600}\right)^{\text{m}^3/\text{s}}}{\rho \cdot (0,036)^{2\text{m}^2}} = 2,06\text{m}/\text{s} \quad (4.10)$$

Χρησιμοποιώντας την ευρεθείσα τιμή της ταχύτητας, υπολογίζουμε τον αριθμό Reynolds:

$$Re = \frac{r \cdot u \cdot D}{\mu} = \frac{887 \text{ kg/m}^3 \cdot 2,06 \text{ m/s} \cdot 0,036 \text{ m}}{14,87 \times 10^{-5} \text{ kg/(m.s)}} = 4,42 \cdot 10^5, \text{ τυρβώδης ροή.}$$

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗ ΤΡΙΒΗΣ

Αφού ο αριθμός $Re = 4,42 \cdot 10^5 > 10^5$, τότε ο συντελεστής τριβής υπολογίζεται από την Σχέση 4.7:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \cdot \log(Re \sqrt{f}) - 0,80$$

Εδώ δουλεύουμε με την μέθοδο “δοκιμής και σφάλματος”, για να βρούμε τον συντελεστή f , ως εξής:

| f | $\frac{1}{\sqrt{f}}$ | $2 \cdot \log(Re \sqrt{f}) - 0,80$ |
|---------------|----------------------|------------------------------------|
| 0,0129 | 8,8045 | 8,6014 |
| 0,0130 | 8,7706 | 8,6048 |
| 0,0135 | 8,6066 | 8,6212 |
| 0,0140 | 8,4515 | 8,6370 |

Από τις παραπάνω δοκιμές βλέπουμε πως την μικρότερη απόκλιση την έχουμε για τιμή του συντελεστή τριβής ίση με $f = 0,0135$, οπότε την δεχόμαστε.

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΠΩΛΕΙΩΝ ΠΑΝΩ ΚΛΑΔΟΥ

Χρησιμοποιώντας τις προαναφερόμενες σχέσεις υπολογίζουμε τις απώλειες του άνω κλάδου, ως εξής:

Τα κατασκευαστικά στοιχεία για τον άνω κλάδο είναι τα εξής:

- Ο άνω κλάδος έχει: μήκος 200m, περιλαμβάνει 4 βάνες (εκ των οποίων η μία τρίοδη), 15 γωνιές και 1 κυκλοφορητή.

Τοπικές Απώλειες: $\Delta h_f^{\text{τοπ}} = \Sigma Z \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g} = (1 \cdot 2,5 + 4 \cdot 0,5 + 15 \cdot 1,0) \cdot \frac{(2,06 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \Rightarrow$

$$\Rightarrow \Delta h_f^{\text{τοπ}} = 4,22 \text{ m} \quad (4.11)$$

Γραμμικές απώλειες: $\Delta h_f^{\gamma\rho\alpha\mu.} = f \frac{L}{D} \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g} = 0,0135 \cdot \frac{200^m}{0,036^m} \cdot \frac{(2,06^{m/s})^2}{2 \cdot 9,81^{m/s^2}} \Rightarrow$

$$\Rightarrow \Delta h_f^{\gamma\rho\alpha\mu.} = 16,22m \quad (4.12)$$

Οπότε, οι συνολικές απώλειες του πάνω κλάδου του υπέρθερμου νερού είναι:

$$\Rightarrow \Delta h_f^{\text{ολικές}} = \Delta h_f^{\gamma\rho\alpha\mu\mu} + \Delta h_f^{\text{τοπ}} = 16,22^m + 4,22^m = 20,44m \quad (4.13)$$

4.3.2 ΚΑΤΩ ΚΛΑΔΟΣ

Στον κάτω κλάδο, η θερμοκρασία του υπέρθερμου νερού είναι 120°C και η παροχή του είναι $V_x=7,55 \text{ m}^3/\text{h}$, οπότε από τον Πίνακα 3.3 παίρνουμε:

-Πυκνότητα: $\rho=943 \text{ kg/m}^3$ -Δυναμικό ιξώδες: $\mu=22,87 \times 10^{-5} \text{ kg/(m}\cdot\text{s)}$ (4.14)

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΡΙΘΜΟΥ REYNOLDS

Δουλεύοντας όπως και στον πάνω κλάδο, βρίσκουμε μέσω της εξίσωσης της συνέχειας την ταχύτητα της ροής εντός του σωλήνα, η οποία είναι ίδια με τον πάνω κλάδο καθώς η παροχή του υπέρθερμου νερού και η διατομή του αγωγού είναι ίδιες.

$$\text{Οπότε: } Q = u \cdot A \Rightarrow u = \frac{Q}{A} = \frac{V_x}{A} = \frac{\left(\frac{7,55}{3600}\right)^{m^3/s}}{\frac{\rho \cdot D^{2m^2}}{4}} = \frac{4 \cdot \left(\frac{7,55}{3600}\right)^{m^3/s}}{\rho \cdot (0,036)^{2m^2}} = 2,06m/s \quad (4.15)$$

Χρησιμοποιώντας την ευρεθείσα τιμή της ταχύτητας, υπολογίζουμε τον αριθμό Reynolds:

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot D}{\mu} = \frac{943^{kg/m^3} \cdot 2,06^{m/s} \cdot 0,036^m}{22,87 \times 10^{-5}^{kg/(m \cdot s)}} = 3,06 \cdot 10^5, \text{ τυρβώδης ροή.}$$

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗ ΤΡΙΒΗΣ

Αφού ο αριθμός $Re = 3,06 \cdot 10^5 > 10^5$, τότε ο συντελεστής τριβής υπολογίζεται από την Σχέση 4.7:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \cdot \log(Re \sqrt{f}) - 0,80$$

Εδώ και πάλι δουλεύουμε με την μέθοδο “δοκιμής και σφάλματος”, για να βρούμε τον συντελεστή f , ως εξής:

| f | $\frac{1}{\sqrt{f}}$ | $2 \cdot \log(\text{Re} \sqrt{f}) - 0,80$ |
|---------------|----------------------|---|
| 0,0130 | 8,7706 | 8,2854 |
| 0,0140 | 8,4515 | 8,3176 |
| 0,0145 | 8,3045 | 8,3328 |
| 0,0150 | 8,1650 | 8,3475 |

Από τις παραπάνω δοκιμές βλέπουμε πως την μικρότερη απόκλιση την έχουμε για τιμή του συντελεστή τριβής ίση με $f = 0,0145$, οπότε την δεχόμαστε.

ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΠΩΛΕΙΩΝ ΠΑΝΩ ΚΛΑΔΟΥ

Χρησιμοποιώντας τις προαναφερόμενες σχέσεις υπολογίζουμε τις απώλειες του κάτω κλάδου, ως εξής:

Τα κατασκευαστικά στοιχεία για τον κάτω κλάδο είναι τα εξής:

- Ο κάτω κλάδος έχει: μήκος 200m, περιλαμβάνει 2 βάνες και 15 γωνίες.

$$\begin{aligned} \text{Τοπικές Απώλειες: } \Delta h_f^{\text{τοπ}} &= \sum Z \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g} = (2 \cdot 0,5 + 15 \cdot 1,0) \cdot \frac{(2,06 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \Rightarrow \\ &\Rightarrow \Delta h_f^{\text{τοπ}} = 3,46 \text{ m} \end{aligned} \quad (4.16)$$

$$\begin{aligned} \text{Γραμμικές απώλειες: } \Delta h_f^{\text{γραμμ.}} &= f \frac{L}{D} \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g} = 0,0145 \cdot \frac{200 \text{ m}}{0,036 \text{ m}} \cdot \frac{(2,06 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \Rightarrow \\ &\Rightarrow \Delta h_f^{\text{γραμμ.}} = 17,42 \text{ m} \end{aligned} \quad (4.17)$$

Οπότε, οι συνολικές απώλειες του κάτω κλάδου του υπέρθερμου νερού είναι:

$$\Delta h_f^{\text{ολικές}} = \Delta h_f^{\text{γραμμ.}} + \Delta h_f^{\text{τοπ}} = 17,42 \text{ m} + 3,46 \text{ m} = 20,88 \text{ m} \quad (4.18)$$

4.4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΜΑΝΟΜΕΤΡΙΚΟΥ ΚΥΚΛΟΦΟΡΗΤΗ

Όπως έχουμε αναφέρει και παραπάνω, επειδή μελετάμε κλειστό κύκλωμα το μανομετρικό (H) του κυκλοφορητή πρέπει να είναι τουλάχιστον ίσο με το σύνολο των απωλειών λόγω τριβών όλου του κυκλώματος, που υπολογίσαμε στην προηγούμενη παράγραφο.

Έτσι λοιπόν, το μανομετρικό υπολογίζεται ως εξής:

$$H_{\text{κυκλ}} = \Delta h_f^{\text{ολ. άνω κικλ}} + \Delta h_f^{\text{ολ. κκατ κικλ}} = 20,44 \text{ m} + 20,88 \text{ m} = 41,32 \text{ m} \Sigma \text{N} \quad (4.19)$$

Για διάφορους απρόβλεπτους παράγοντες θέτουμε προσαύξηση στο μανομετρικό του κυκλοφορητή ~15%. Δηλαδή: $H_{\text{κυκλ}} = 1,15 \times 41,32 \text{ m}\Sigma\text{N} = 47,52 \text{ m}\Sigma\text{N}$.

$$\text{Επιλέγω: } H_{\text{κυκλ}} = 48 \text{ m}\Sigma\text{N} \quad (4.20)$$

Είναι χρήσιμο να μετατρέψουμε το μανομετρικό του κυκλοφορητή από mΣN σε bar. Αρχικά μετατρέπουμε το μανομετρικό σε μονάδες Pascal και έπειτα σε bar, ως εξής:

$$H_{\text{κυκλ}}^{\text{Pa}} = r^{\text{kg/m}^3} \cdot g^{\text{m/s}^2} \cdot H^{\text{m}} = 887^{\text{kg/m}^3} \cdot 9,81^{\text{m/s}^2} \cdot 48^{\text{m}} = 4,18 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$\text{Οπότε: } H_{\text{κυκλ}}^{\text{bar}} = \frac{H_{\text{κυκλ}}^{\text{Pa}}}{10^5 \text{ Pa/bar}} = \frac{4,18 \cdot 10^5 \text{ Pa}}{10^5 \text{ Pa/bar}} = 4,18 \text{ bar} \quad (4.21)$$

4.5 ΙΣΧΥΣ ΚΙΝΗΤΗΡΑ ΤΟΥ ΚΥΚΛΟΦΟΡΗΤΗ ΥΠΕΡΘΕΡΜΟΥ ΝΕΡΟΥ

Η παροχή και το μανομετρικό του κυκλοφορητή, έχουν υπολογιστεί στις προηγούμενες παραγράφους, οπότε:

$$Q = V_x = 7,55 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$H_{\text{kukl}} = 48 \text{ mH}_2\text{O}$$

Ο βαθμός αποδόσεως του κυκλοφορητή, προτείνεται να ληφθεί κατά προσέγγιση:

$$\eta_a = 0,65 \quad (4.22)$$

Στην συνέχεια, υπολογίζουμε την ισχύ του κινητήρα με βάση την απορροφούμενη ισχύ του κυκλοφορητή θέτοντας προσαύξηση ~10% για υπερφορτίσεις. Στο τέλος επιλέγουμε τυποποιημένο κινητήρα από τους καταλόγους των κατασκευαστών με ισχύ την αμέσως μεγαλύτερη από την υπολογισθείσα. Με εφαρμογή του τύπου για την ισχύ βρίσκουμε:

$$N^{\text{W}} = \frac{r^{\text{kg/m}^3} \cdot g^{\text{m/s}^2} \cdot H^{\text{m}\Sigma\text{N}} \cdot Q^{\text{m}^3/\text{s}}}{h_a} \times 1,10 = \frac{887^{\text{kg/m}^3} \cdot 9,81^{\text{m/s}^2} \cdot 48^{\text{m}\Sigma\text{N}} \cdot \left(\frac{7,55}{3600}\right)^{\text{m}^3/\text{s}}}{0,65} \times 1,10$$

$$\Rightarrow N = 1,48^{\text{kW}} \approx 1,50 \text{ kW} \quad (4.23)$$

Η ισχύς του κινητήρα σε ίππους είναι:

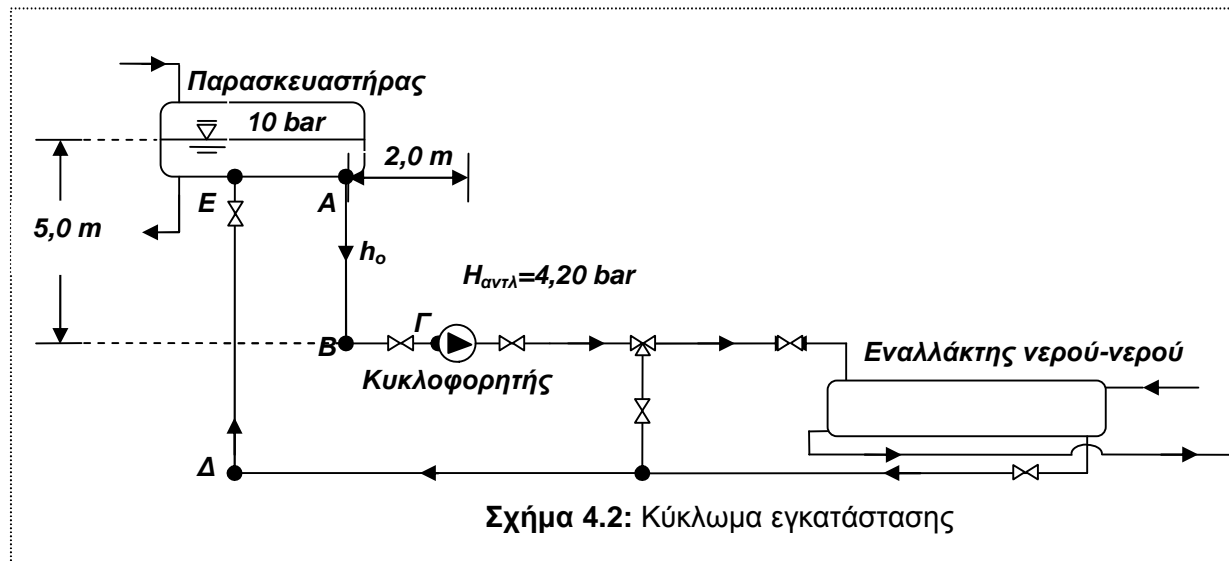
$$N = 1,50^{\text{kW}} \cdot 1,34 = 2,01 \approx 2 \text{ HP}$$

Σημείωση: Για την μετατροπή των μονάδων θέτουμε $1 \text{ kW} = 1,34 \text{ HP}$.

4.6 ΕΛΕΓΧΟΣ ΠΑΧΟΥΣ ΣΩΛΗΝΑ ΥΠΕΡΘΕΡΜΟΥ ΝΕΡΟΥ

Για τον έλεγχο του πάχους του σωλήνα του κυκλώματος του υπέρθερμου νερού, είναι απαραίτητη η εύρεση της μέγιστης πίεσης λειτουργίας αυτών. Εάν υποθέσουμε ότι δεν λειτουργεί ο κυκλοφορητής, τότε η μέγιστη πίεση εντός των σωλήνων, οφείλεται στην πίεση που υπάρχει εντός του παρασκευαστήρα (10bar)

προσθέτοντας την πίεση που οφείλεται στο στατικό ύψος της στήλης του νερού από τον παρασκευαστήρα έως το κατώτερο σημείο του δικτύου.



Σχήμα 4.2: Κύκλωμα εγκατάστασης

Το σημείο αυτό, όπως φαίνεται στο παραπάνω σχήμα, είναι στην θέση του κυκλοφορητή. Επειδή η υψομετρική διαφορά μεταξύ παρασκευαστήρα και κατώτατου σημείου του δικτύου είναι 5m, δημιουργείται πίεση ίση με $5mH_2O$. Αν θέλουμε να μετατρέψουμε την πίεση αυτή σε bar, εργαζόμαστε ως ακολούθως:

-Για θερμοκρασία $180^{\circ}C$, από τον Πίνακα ιδιοτήτων νερού (Πίνακας 3.3), έχουμε:
 $\rho = 887 \text{ kg/m}^3$

Ακόμα γνωρίζουμε ότι 1bar είναι ίσο με 10^5 Pa , η επιτάχυνση της βαρύτητας είναι $g=9,81 \text{ m/s}^2$ και το $1\text{Pa}=1\text{N/m}^2=1\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s}^2)$, επειδή $1\text{N}=1(\text{kg}\cdot\text{m})/\text{s}^2$, οπότε:

$$5mH_2O = \frac{5^{mH_2O} \cdot \rho^{kg/m^3} \cdot g^{m/s^2}}{10^{5Pa/bar}} = \frac{5^{mH_2O} \cdot 887^{kg/m^3} \cdot 9,81^{m/s^2}}{10^{5Pa/bar}} = 0,44\text{bar} \quad (4.24)$$

Σημείωση: Οι δύο οριζόντιοι κλάδοι του κυκλώματος, δηλαδή ο κλάδος από το Σημείο B έως τον εναλλάκτη και ο κλάδος από τον εναλλάκτη έως το Σημείο Δ, βρίσκονται στο ίδιο υψόμετρο και είναι παράλληλοι μεταξύ τους. Αλλά για λόγους παραστατικούς στα Σχήματα 4.1 και 4.2 ο ένας κλάδος σχεδιάζεται κάτω από τον άλλο. Οπότε, και ο κλάδος AB είναι ίσος σε μήκος με τον κλάδο ΔΕ.

Οπότε, η μέγιστη πίεση χωρίς λειτουργία του κυκλοφορητή είναι:

$$P=10^{bar}+0,44^{bar}=10,44\text{bar} \quad (4.25)$$

Μετατρέπουμε την ευρεθείσα πίεση σε mH_2O , οπότε:

$$P^{mH_2O} = \frac{P^{bar} \cdot 10^{5Pa/bar}}{\rho^{kg/m^3} \cdot g^{m/s^2}} = \frac{10,44^{bar} \cdot 10^{5Pa/bar}}{887^{kg/m^3} \cdot 9,81^{m/s^2}} \approx 120 \text{ mH}_2\text{O} \quad (4.26)$$

-Στην συνέχεια θεωρούμε ότι ο κυκλοφορητής είναι σε λειτουργία. Οπότε στην περίπτωση αυτή η πίεση θα αυξηθεί κατά το μανομετρικό του κυκλοφορητή, το οποίο έχει υπολογιστεί πως είναι: $H_{\text{κυκλ}} = 48 \text{mH}_2\text{O}$. Άρα, η μέγιστη πίεση λειτουργίας είναι:

$$P_{\text{max}} = 120 \text{mH}_2\text{O} + 48 \text{mH}_2\text{O} = 168 \text{mH}_2\text{O} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow P_{\text{max}} = \frac{168 \text{mH}_2\text{O}}{10 \text{mH}_2\text{O/atü}} = 16,8 \text{atü} \approx 1,68 \text{ N/mm}^2. \quad (4.27)$$

Σημείωση: Για την μετατροπή των μονάδων θέτουμε κατά προσέγγιση: $1 \text{atü} \approx 10 \text{mH}_2\text{O}$.

Είναι γνωστό πως η αντοχή του χάλυβα των σωλήνων, εξαρτάται από την θερμοκρασία λειτουργίας, η μέγιστη τιμή της οποίας είναι:

$$T = 180^\circ\text{C}$$

Για χάλυβα σωλήνων St 35.8, ο πίνακας 4.1 (που παραθέτεται στο τέλος του κεφαλαίου) δίνει τις παρακάτω τιμές χαρακτηριστικής αντοχής:

Χάλυβας St 35.8

| Θερμοκρασία °C | Χαρακτηριστική αντοχή N/mm ² |
|-------------------|---|
| 160 | 197 |
| 200 | 186 |

Με απλή γραμμική παρεμβολή, βρίσκουμε πως για $T=180^\circ\text{C}$:

$$K = 191,5 \text{ N/mm}^2 \quad (4.28)$$

Η εξωτερική διάμετρος του σωλήνα είναι:

$$D = d_{\text{εξ}} = 42,4 \text{ mm} \quad (4.29)$$

Ο συντελεστής ασφαλείας για σωλήνες άνευ ραφής λαμβάνεται:

$$S = 1,5 \quad (4.30)$$

Επειδή δεν υπάρχουν ραφές (σωλήνες άνευ ραφής), ο συντελεστής εξασθενήσεως τίθεται:

$$u = 1 \quad (4.31)$$

Η προσαύξηση του πάχους για την αντιμετώπιση διάβρωσης λόγω οξειδωσης λαμβάνεται:

$$C = 1 \text{ mm} \quad (4.32)$$

Το απαιτούμενο πάχος των σωλήνων υπολογίζεται από τον τύπο:

$$t = \frac{P_{\max} \cdot D}{2 \frac{K}{S} \cdot u} + C = \frac{1,68^{N/mm^2} \cdot 42,4^{mm}}{2 \cdot \frac{191,5^{N/mm^2}}{1,5} \cdot 1} + 1^{mm} = 1,28 \text{ mm} \quad (4.33)$$

Ο σωλήνας που επιλέχθηκε έχει πάχος 3,2mm, οπότε επαρκεί για την συγκεκριμένη πίεση και θερμοκρασία λειτουργίας.

4.7 ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΠΙΕΣΗΣ ΤΟΥ ΥΠΕΡΘΕΡΜΟΥ ΝΕΡΟΥ ΧΩΡΙΣ ΚΑΙ ΜΕ ΤΗΝ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΤΟΥ ΚΥΚΛΟΦΟΡΗΤΗ

Για καλύτερη κατανόηση του ρόλου που παίζει ο κυκλοφορητής, σχεδιάζουμε το παρακάτω Σχήμα 4.3. Για την σχεδίαση, χρησιμοποιήσαμε ότι η πίεση στον παρασκευαστήρα του υπέρθερμου νερού είναι 10 bar. Λόγω υψομετρικής διαφοράς (A-B) της τάξης των 5m (από τον παρασκευαστήρα έως το κατώτερο σημείο του κυκλώματος όπου είναι τοποθετημένη η αντλία), η πίεση του κυκλώματος αυξάνει κατά $h_0 = 0,44$ bar όπως δείξαμε στην παράγραφο 4.6. Έτσι λοιπόν, η πίεση φθάνει στα 10,44 bar.

-Όταν δεν λειτουργεί η αντλία, η πίεση παραμένει στα 10,44 bar μέχρι το σημείο Δ του Σχήματος 4.2, καθώς μελετάμε κλειστό κύκλωμα χωρίς υψομετρικές διαφορές. Από το σημείο αυτό για να οδηγηθεί το υπέρθερμο νερό στο σημείο Ε του Σχήματος 4.2, υπάρχει υψομετρική διαφορά 5m, πρέπει δηλαδή το ρευστό να ανέβει ύψος 5 m. Συνεπώς η πίεση μειώνεται κατά:

$$5mH_2O = \frac{5^{mH_2O} \cdot \rho^{kg/m^3} \cdot g^{m/s^2}}{10^5 Pa/bar} = \frac{5^{mH_2O} \cdot 887^{kg/m^3} \cdot 9,81^{m/s^2}}{10^5 Pa/bar} = 0,44bar$$

Έτσι, η πίεση του ρευστού κατά την επιστροφή στον παρασκευαστήρα είναι 10 bar. Η μεταβολή της πίεσης σε αυτήν την περίπτωση απεικονίζεται στο Σχήμα 4.3 με την διακεκομμένη γραμμή.

-Όταν λειτουργεί ο κυκλοφορητής, η μεταβολή της πίεσης του ρευστού αναπροσαρμόζεται και γίνεται όπως φαίνεται στο Σχήμα 4.3 με συνεχή γραμμή. Δηλαδή έχουμε υποβοήθηση της ροής από τον κυκλοφορητή. Όπως βλέπουμε, στην αναρρόφηση της αντλίας (Σημείο Γ) η πίεση δεν είναι 10,44 bar, καθώς έχουμε πτώση της πίεσης λόγω αναρρόφησης, η οποία είναι ίση με τις απώλειες λόγω τριβών από τον παρασκευαστήρα έως την αντλία (A-B). Οι απώλειες αυτές υπολογίζονται ως εξής:

-Γραμμικές απώλειες από τον παρασκευαστήρα έως τον κυκλοφορητή, μήκους $L=(AB)+(BG)=(5^m+2^m)=7$ m, άρα:

$$\Delta h_f^{γραμ.} = f \frac{L}{D} \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g} = 0,0135 \cdot \frac{7^m}{0,036^m} \cdot \frac{(2,06^{m/s})^2}{2 \cdot 9,81^{m/s^2}} = 0,57m \quad (4.34)$$

-Τοπικές απώλειες λόγω ύπαρξης μιας βάνας ($\zeta=0,5$) και μίας γωνίας ($\zeta=1$), άρα:

$$\Delta h_f^{\text{τοπ}} = \sum Z \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g} = (1 \cdot 0,5 + 1 \cdot 1,0) \cdot \frac{(2,06 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} = 0,32 \text{ m} \quad (4.35)$$

Οπότε οι συνολικές απώλειες από τον παρασκευαστήρα έως τον κυκλοφορητή, είναι:

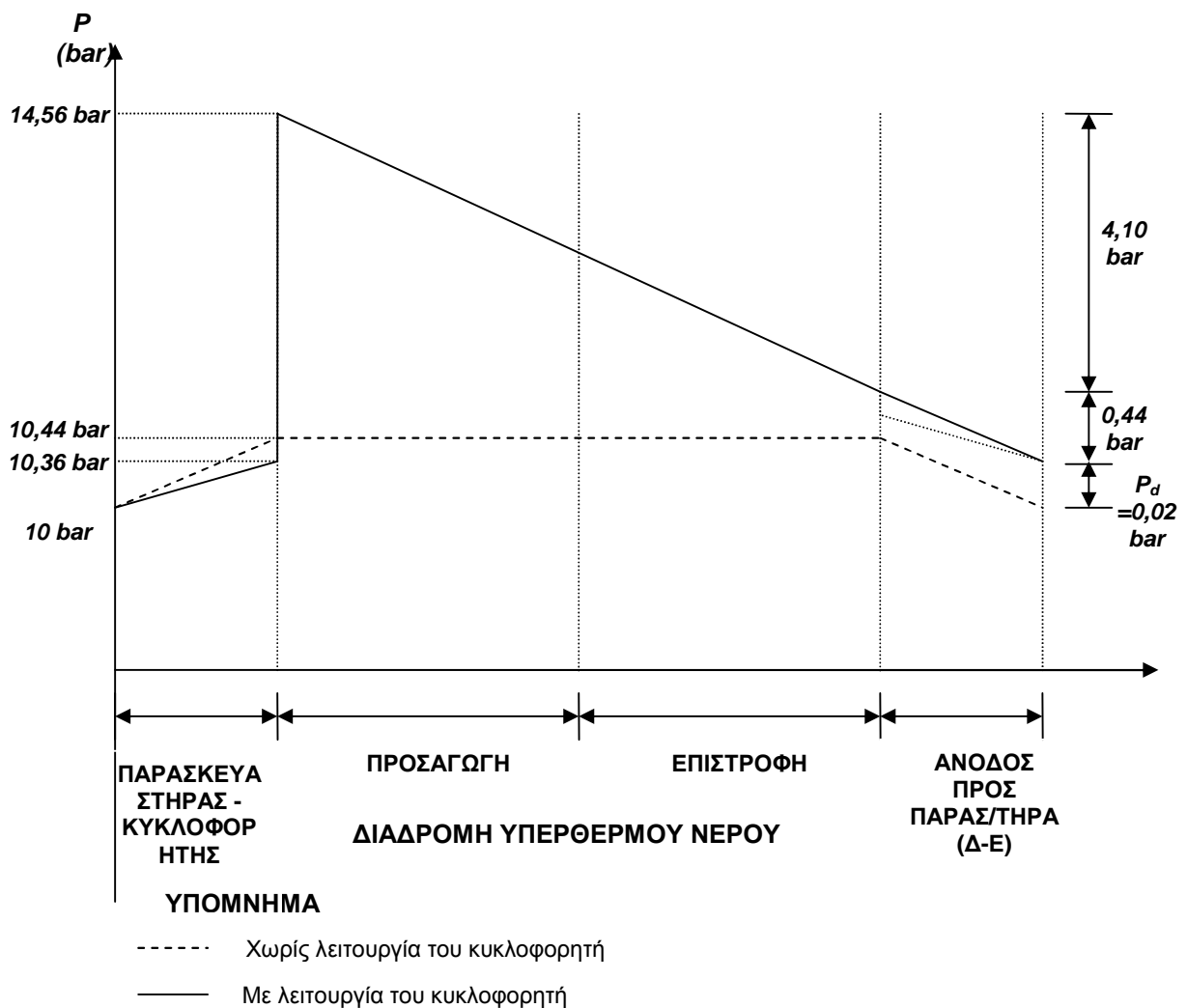
$$\Delta h_f^{\text{ολικές}} = \Delta h_f^{\text{γραμμ}} + \Delta h_f^{\text{τοπ}} = 0,57 \text{ m} + 0,32 \text{ m} = 0,89 \text{ m} \quad (4.36)$$

Μετατρέποντας σε bar, έχουμε:

$$\Delta h_f^{\text{ολ. (Pa)}} = \Delta h_f^{\text{ολ. (m)}} \cdot \rho \cdot g \text{ m/s}^2 = 0,89 \text{ m} \cdot 887 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 7744 \text{ Pa}$$

$$\Delta h_f^{\text{ολ. (bar)}} = \frac{\Delta h_f^{\text{ολ. (Pa)}}}{10^5 \text{ Pa/bar}} = \frac{7744 \text{ Pa}}{10^5 \text{ Pa/bar}} \approx 0,08 \text{ bar} \quad (4.37)$$

Κατόπιν των ανωτέρω, η πίεση στο σημείο αναρρόφησης της αντλίας (Σημείο Γ Σχήματος 4.2), θα είναι $10,44^{\text{bar}} - 0,08^{\text{bar}} = 10,36 \text{ bar}$.



Σχήμα 4.3

Στο Σημείο E του Σχήματος 4.2, όπου είναι το σημείο που επιστρέφει το υπέρθερμο νερό θερμοκρασίας $T=120^{\circ}\text{C}$, πρέπει να υπάρχει πίεση μεγαλύτερη των 10 bar, ώστε να γίνεται ομαλά η επιστροφή του ρευστού στον παρασκευαστήρα και η ροή του ρευστού να γίνεται προς την σωστή κατεύθυνση. Επομένως, ο κυκλοφορητής πρέπει να είναι κατάλληλος ώστε να υπερνικά τις απώλειες πίεσης λόγω τριβών και επιπλέον η επιστροφή του υπέρθερμου νερού στον παρασκευαστήρα να έχει την κατάλληλη πίεση (λίγο ανώτερη των 10bar).

Η δυναμική πίεση που πρέπει να υπάρχει στο Σημείο E, είναι:

$$P_d = r \cdot \frac{u^2}{2} = 943^{kg/m^3} \cdot \frac{(2,06^{m/s})^2}{2} = 2000,86 Pa \approx 0,02 \text{ bar} \quad (4.38)$$

ΠΡΟΣΑΥΞΗΣΗ ΜΑΝΟΜΕΤΡΙΚΟΥ ΑΝΤΛΙΑΣ

Για να επιτύχουμε στο Σημείο E πίεση $P=10^{bar}+P_d=10^{bar}+0,02^{bar}=10,02^{bar}$, το μανομετρικό του κυκλοφορητή πρέπει να είναι:

$$H_{\text{κυκλ}} = H_{\text{κυκλ}}^{\text{bar}} + P_d = 4,18^{bar} + 0,02^{bar} = 4,20^{bar} \quad (4.39)$$

Τα αποτελέσματα των ανωτέρω υπολογισμών απεικονίζονται λεπτομερώς στο Σχήμα 4.3. Όπως βλέπουμε η πίεση από τα 10,36bar που υπάρχουν στην αναρρόφηση, αυξάνει κατά 4,20bar που είναι το μανομετρικό του κυκλοφορητή. Έτσι, η μέγιστη πίεση του κυκλώματος με λειτουργία του κυκλοφορητή ανέρχεται στα 14,56bar.

Πίνακας 4.1: Χαρακτηριστική τιμή αντοχής “K” χαλύβων για δοχεία πίεσης και ατμολέβητες. (Στεργίου Κ. Ιωάννης, «Στοιχεία Μηχανών Ι»)

| Υλικό | Χαρακτηριστική τιμή αντοχής K σε Ν/mm ² για °C | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| | 20 | 50 | 100 | 120 | 160 | 200 | 250 | 300 | 350 | 400 | 450 | 500 | 520 | 550 |
| Επίπεδοι χυμνοί EN 1733 | EH | 216 | 209 | 198 | 190 | 183 | 176 | 167 | 157 | 148 | 138 | 127 | 118 | 98 |
| | EHI | 245 | 242 | 235 | 227 | 217 | 208 | 198 | 187 | 177 | 167 | 157 | 147 | 137 |
| | EIII | 265 | 262 | 258 | 246 | 236 | 225 | 216 | 206 | 196 | 187 | 177 | 167 | 157 |
| | EIV | 275 | 271 | 268 | 257 | 246 | 235 | 226 | 216 | 206 | 197 | 187 | 177 | 167 |
| | 17 Mn 2 | 275 | 259 | 262 | 256 | 251 | 245 | 235 | 226 | 216 | 206 | 196 | 187 | 177 |
| | 19 Mn 3 | 314 | 306 | 292 | 281 | 270 | 265 | 245 | 235 | 226 | 216 | 206 | 196 | 187 |
| | 15 Mn 3 | 265 | 262 | 256 | 252 | 249 | 245 | 225 | 216 | 206 | 196 | 187 | 177 | 167 |
| | 17 CrMn 4 | 291 | 281 | 285 | 281 | 278 | 274 | 255 | 235 | 216 | 206 | 196 | 187 | 177 |
| Ελαφρύι επί- δοχεία ατμολέβητες EN 1730 | USi 34-1, RSi 34-1 | 175 | 171 | 165 | 165 | | | | | | | | | |
| | USi 37-1, RSi 37-1 | 206 | 195 | 187 | 187 | | | | | | | | | |
| | USi 34-2, RSi 34-2 | 175 | 171 | 165 | 165 | 154 | 143 | 127 | 108 | | | | | |
| | USi 37-2, RSi 37-2, Si 37-3 | 206 | 195 | 187 | 187 | 174 | 161 | 143 | 122 | | | | | |
| | RSi 40-2, Si 40-3 Si 52-5 | 235 | 228 | 216 | 216 | 201 | 186 | 177 | 147 | | | | | |
| Μαγνησιού- ως & σιδή- ρα χαλύβητες EN 1700 | USi 34-2, RSi 34-2 | 175 | 171 | 165 | 165 | 154 | 143 | 127 | 108 | | | | | |
| | USi 37-2, RSi 37-2, Si 37-3 | 206 | 195 | 187 | 187 | 174 | 161 | 143 | 122 | | | | | |
| | USi 42-2, RSi 42-2 | 331 | 318 | 306 | 306 | 291 | 279 | 167 | 137 | | | | | |
| | Si 52-5 | 311 | 291 | 274 | 274 | 249 | 226 | 206 | 186 | | | | | |
| Σιδήρα, EN 1028 σε 1027 | Si 34-2 | 175 | 175 | 165 | 165 | 154 | 143 | 127 | 108 | | | | | |
| | Si 35, Si 37-2 | 206 | 206 | 187 | 187 | 174 | 161 | 143 | 122 | | | | | |
| | Si 45, Si 42-2 | 220 | 220 | 209 | 209 | 191 | 178 | 161 | 139 | | | | | |
| Σιδήρα, χρυσ. χυμνοί EN 1735 | Si 35 S | 235 | 227 | 214 | 208 | 197 | 186 | 167 | 137 | 118 | 108 | 69 | | |
| | Si 37 S | 255 | 247 | 233 | 227 | 217 | 206 | 186 | 157 | 137 | 127 | 69 | | |
| | 15 Mn 3 | 254 | 249 | 231 | 209 | 202 | 255 | 225 | 206 | 186 | 176 | 167 | 93 | 59 |
| | 15 CrMn 4-4 16 CrMn 9-10 | 294 | 291 | 285 | 285 | 278 | 274 | 255 | 235 | 216 | 206 | 196 | 187 | 177 |

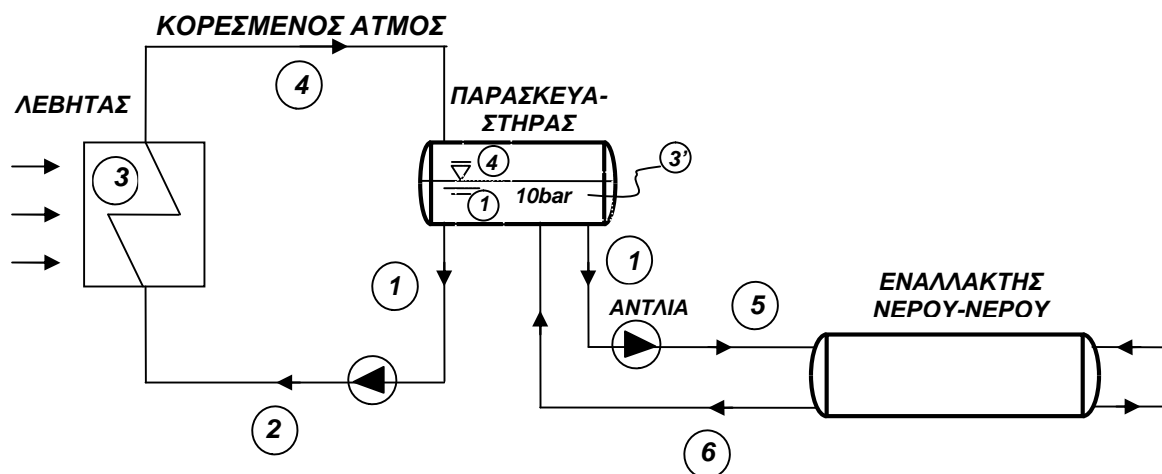
5. ΑΝΑΛΥΣΗ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑΣ ΚΥΚΛΩΜΑΤΟΣ ΛΕΒΗΤΑΣ – ΕΝΑΛΛΑΚΤΗΣ

5.1 ΑΝΑΛΥΣΗ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑΣ ΚΥΚΛΩΜΑΤΟΣ ΛΕΒΗΤΑΣ – ΕΝΑΛΛΑΚΤΗΣ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΥΠΕΡΘΕΡΜΟΥ ΝΕΡΟΥ

Σε αυτό το κεφάλαιο, αναλύεται η θερμοδυναμική συμπεριφορά του κυκλώματος Λέβητας – Παρασκευαστήρας – Εναλλάκτης. Εξηγείται η λειτουργία του κυκλώματος, υπολογίζεται η ποσότητα του κορεσμένου ατμού που απαιτείται για την λειτουργία του κυκλώματος και η ωριαία κατανάλωση του καυσίμου από τον λέβητα.

Όπως φαίνεται και στο Σχήμα 5.1, ο λέβητας παρασκευάζει κορεσμένο ατμό πίεσης 10bar και θερμοκρασίας 180°C, έπειτα ο κορεσμένος ατμός οδηγείται στον παρασκευαστήρα όπου εκεί μετατρέπεται σε υπέρθερμο νερό ίδιας θερμοκρασίας και πίεσης και τροφοδοτείται το υπόλοιπο δίκτυο. Στον εναλλάκτη έχουμε πτώση της θερμοκρασίας στους 120°C. Έτσι, το υπέρθερμο νερό των 120°C οδηγείται πάλι στον παρασκευαστήρα και από εκεί στον λέβητα και επαναλαμβάνεται η διαδικασία.

Το νερό που επιστρέφει από τον εναλλάκτη στον παρασκευαστήρα, αναμιγνύεται σε αυτόν. Επίσης, μια ποσότητα του νερού του παρασκευαστήρα αναρροφάται από την αντλία του λέβητα και οδηγείται στον λέβητα όπου στην συνέχεια μετατρέπεται σε ατμό.

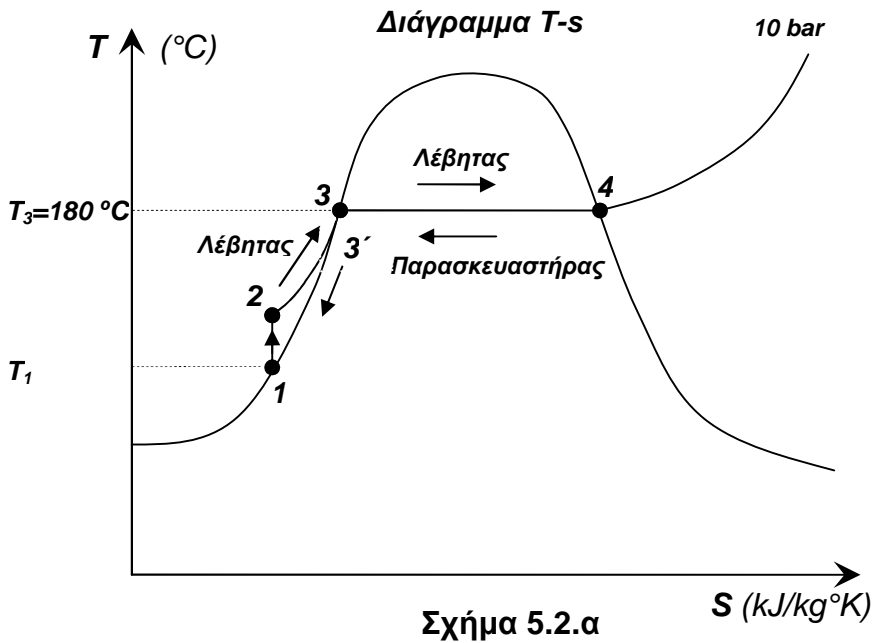


Σχήμα 5.1

5.1.1 ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΥΔΡΑΤΜΩΝ T-s

Για την μελέτη της κατάστασης των υδρατμών, σχεδιάζουμε τον θερμοδυναμικό κύκλο Rankine σε διάγραμμα θερμοκρασίας – εντροπίας T-s (Βλέπε Σχήματα 5.2.α, 5.2.β και 5.2) και θέτουμε τα χαρακτηριστικά Σημεία 1 έως 6. Η σημασία αυτών των σημείων πάνω στο διάγραμμα έχει ως εξής:

Λειτουργία Λέβητα - Παρασκευαστήρα

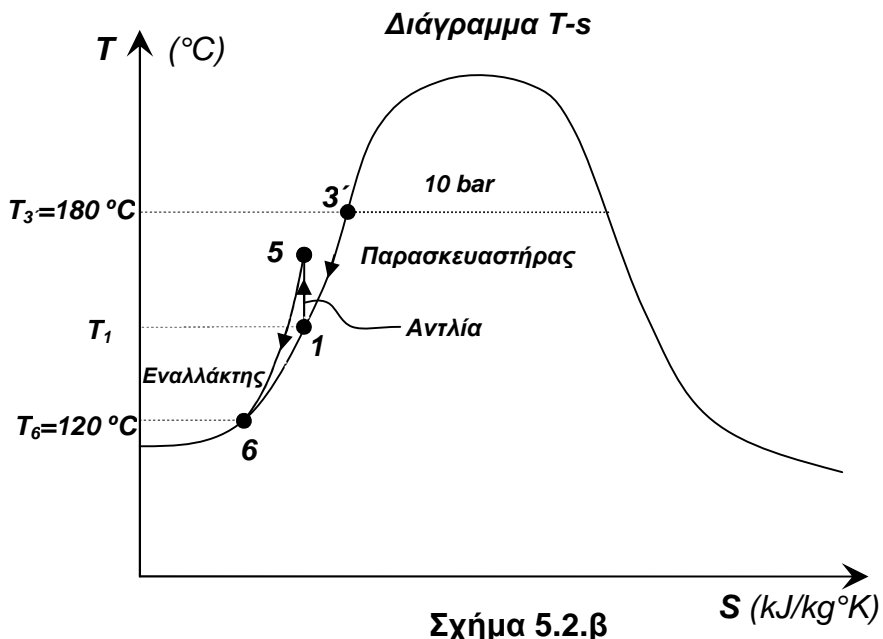


Σχήμα 5.2.α

- Σημείο 1: Νερό παρασκευαστήρα μετά την ανάμιξη και θέση αναρρόφησης της αντλίας του λέβητα.
- Σημείο 2: Θέση κατάθλιψης της αντλίας του λέβητα.
- Σημείο 3: Κορεσμένο νερό μέσα στον λέβητα.
- Σημείο 3': Νερό παρασκευαστήρα πριν την ανάμιξη.
- Σημείο 4: Ατμός στην έξοδο του λέβητα και είσοδος στον παρασκευαστήρα.

Τα Σημεία 3 και 3' συμπίπτουν πάνω στο διάγραμμα.

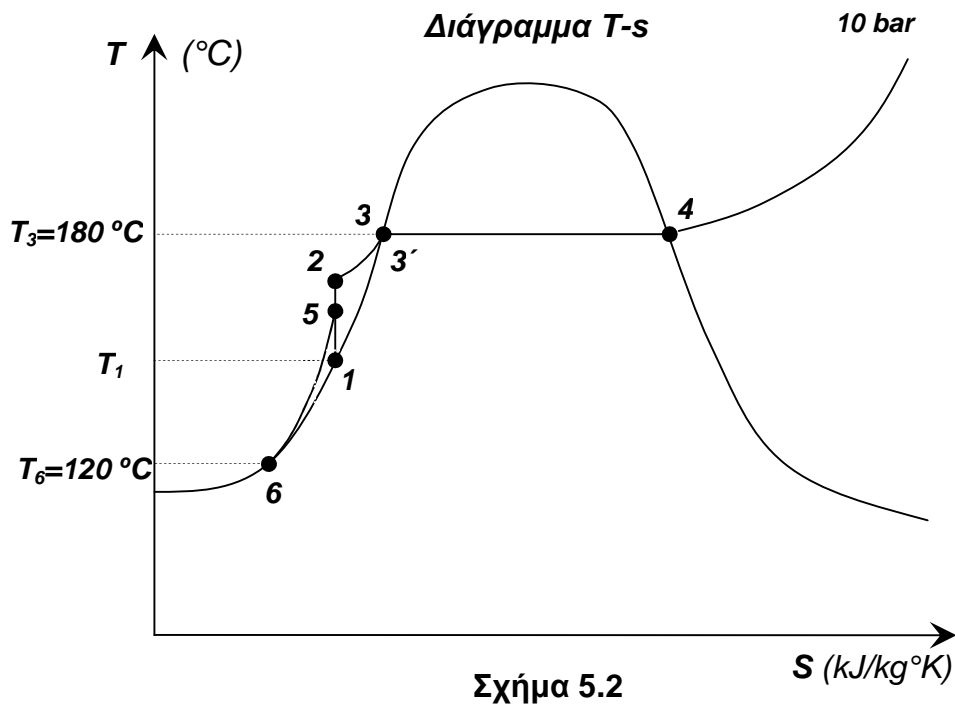
Λειτουργία Εναλλάκτη - Παρασκευαστήρα



Σχήμα 5.2.β

- Σημείο 3': Νερό παρασκευαστήρα προερχόμενο από την συμπύκνωση του ατμού.
- Σημείο 1: Αναρρόφηση αντλίας εναλλάκτη και μίξη νερού (επιστρεφόμενου) από εναλλάκτη με νερό παρασκευαστήρα.
- Σημείο 5: Θέση κατάθλιψης αντλίας εναλλάκτη.
- Σημείο 6: Επιστροφή από εναλλάκτη.

Για να σχεδιάσουμε το συνολικό διάγραμμα T-s για όλο το κύκλωμα του Σχήματος 5.1, συνδυάζουμε τα Σχήματα 5.2.α και 5.2.β, και παίρνουμε:



Στο Σχήμα 5.1 φαίνεται σε πιο τμήμα του κυκλώματος αντιστοιχεί κάθε σημείο του διαγράμματος T-s του Σχήματος 5.2.

Η λειτουργία του κυκλώματος σύμφωνα με τον θερμοδυναμικό κύκλο Rankine, είναι η εξής:

Ο λέβητας δέχεται υπέρθερμο νερό κατάστασης 1 και σταδιακά το μετατρέπει πρώτα στην κατάσταση 3 και τελικά στην κατάσταση 4. Δηλαδή υπό σταθερή πίεση 10bar αυξάνει την θερμοκρασία του υπέρθερμου νερού από τους 179°C στους 180°C, μετατρέποντάς το, αρχικά σε κορεσμένο νερό (Σημείο 3) και έπειτα το μετατρέπει σε κορεσμένο ατμό (Σημείο 4).

Ακολούθως, ο κορεσμένος ατμός πίεσης 10bar και θερμοκρασίας 180°C οδεύει στο ατμοδοχείο (παρασκευαστήρα). Στον παρασκευαστήρα ο κορεσμένος ατμός (Σημείο 4) μετατρέπεται σε κορεσμένο νερό (υπέρθερμο) ίδιας θερμοκρασίας και πίεσης (Σημείο 3'). Τέλος, το υπέρθερμο νερό οδεύει στον εναλλάκτη θερμότητας, όπου ψύχεται στους 120°C με σταθερή πίεση (Σημείο 6).

Στην συνέχεια υπολογίζουμε τα απαραίτητα θερμοδυναμικά μεγέθη για κάθε σημείο χωριστά, οπότε έχουμε:

Σημείο 3

Το Σημείο 3 βρίσκεται πάνω ακριβώς στην καμπύλη κορεσμένου νερού. Από τον πίνακα κορεσμένων υδρατμών (Πίνακας 5.1), για πίεση $P_3=10\text{bar}$ στις στήλες με τον χαρακτηρισμό “νερό”, βρίσκουμε:

- Θερμοκρασία: $T_3=180^\circ\text{C}$
- Ειδικός όγκος: $\hat{v}_3 = 1,12739 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$
- Ενθαλπία: $h_3=763,188 \text{ kJ/kg}$
- Εντροπία: $s_3=2,1395 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
- Ξηρότητα ατμού: $x_3=0$ (όλο νερό)

Σημείο 4

Το Σημείο 4 βρίσκεται πάνω ακριβώς στην καμπύλη κορεσμένου ατμού. Από τον πίνακα κορεσμένων υδρατμών (Πίνακας 5.1), για πίεση $P_4=10\text{bar}$ στις στήλες με τον χαρακτηρισμό “ατμός”, βρίσκουμε:

- Θερμοκρασία: $T_4=180^\circ\text{C}$
- Ειδικός όγκος: $\hat{v}_4 = 1,93862 \cdot 10^{-1} \text{ m}^3/\text{kg}$
- Ενθαλπία: $h_4=2777,22 \text{ kJ/kg}$
- Εντροπία: $s_4=6,5841 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
- Ξηρότητα ατμού: $x_4=1$ (όλο ατμός)

Σημείο 5

Το Σημείο 5 είναι στην θέση κατάθλιψης της αντλίας του εναλλάκτη και θεωρούμε ότι ταυτίζεται με το Σημείο 1, επειδή η μεταβολή της ενθαλπίας του νερού από το Σημείο 1 στο Σημείο 5 είναι πολύ μικρή.

Σημείο 6

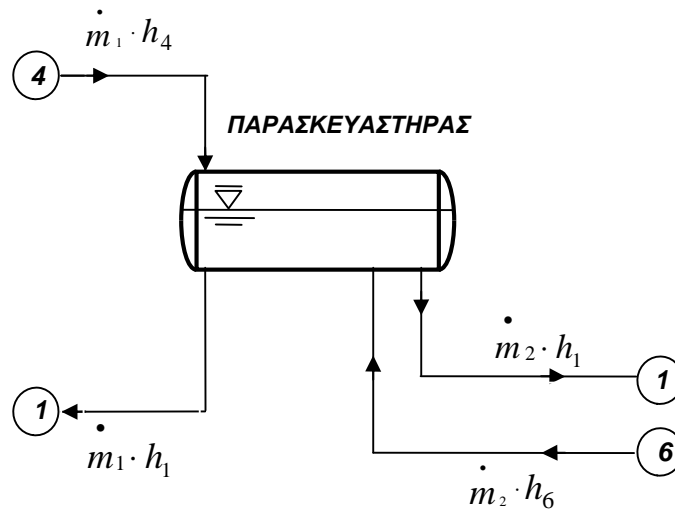
Το Σημείο 6 είναι στην θέση επιστροφής του νερού από τον εναλλάκτη και έχει θερμοκρασία $T_6=120^\circ\text{C}$ και πίεση περίπου 10bar . Είναι υπέρθερμο νερό υπό πίεση του οποίου οι θερμοδυναμικές ιδιότητες λαμβάνονται από τον Πίνακα 5.3, οπότε:

- Ειδικός όγκος: $\hat{v}_6 = 1,05988 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$
- Ενθαλπία: $h_6= 504,35 \text{ kJ/kg}$
- Εντροπία: $s_6= 1,5271 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
- Ξηρότητα ατμού: $x_6=0$ (όλο νερό)

Σημείο 1 και 2

Η αντλία του κυκλώματος λέβητας – παρασκευαστήρας, λειτουργεί συνεχώς και όταν στο εσωτερικό του παρασκευαστήρα επιτευχθεί πίεση ίση με 10 bar διακόπτεται η παροχή του ατμού. Θεωρούμε ότι τα Σημεία 1 και 2 ταυτίζονται, διότι η αύξηση της θερμοκρασίας κατά την λειτουργία της αντλίας είναι πολύ μικρή.

Η ενθαλπία και η θερμοκρασία του νερού στην θέση 1 υπολογίζεται λαμβάνοντας υπόψη τον ισολογισμό ενέργειας στον παρασκευαστήρα, οπότε:



Σχήμα 5.3

$$\dot{m}_1 \cdot h_4 + \dot{m}_2 \cdot h_6 = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_1 \Rightarrow$$

$$h_1 = \frac{\dot{m}_1 \cdot h_4 + \dot{m}_2 \cdot h_6}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} \quad (5.1)$$

Η παροχή \dot{m}_1 του ατμού έχει υπολογιστεί παρακάτω στην παράγραφο 5.1.2 και είναι:

$$\dot{m}_1 = D = 0,894 \text{ t/h.}$$

Η παροχή \dot{m}_2 του υπέρθερμου νερού έχει υπολογιστεί στην παράγραφο 2.4.3 και είναι:

$$\dot{m}_2 = \dot{V}_x = 7,55 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}, \text{ μετατρέποντάς την σε τόνους ανά ώρα έχουμε:}$$

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{V}_x}{\hat{v}} = \frac{7,55 \text{ m}^3/\text{h}}{1,09 \text{ m}^3/\text{t}} = 6,93 \frac{\text{t}}{\text{h}} \quad (5.2)$$

Η ενθαλπία h_4 είναι: $h_4 = 2777,22 \text{ kJ/kg}$ και η ενθαλπία h_6 είναι: $h_6 = 504,35 \text{ kJ/kg}$. Άρα έχουμε από την Σχέση 5.1:

$$h_1 = \frac{0,894 \text{ t/h} \cdot 2777,22 \text{ kJ/kg} + 6,93 \text{ t/h} \cdot 504,35 \text{ kJ/kg}}{0,894 \text{ t/h} + 6,93 \text{ t/h}} = 764,0 \text{ kJ/kg} \quad (5.3)$$

Με βάση τον Πίνακα 5.1, η θερμοκρασία του νερού που αντιστοιχεί στην υπολογισθείσα ενθαλπία είναι: $T_1 = 179 \text{ }^\circ\text{C}$, δηλαδή η θερμοκρασία του νερού στον παρασκευαστήρα δεν μεταβάλλεται αισθητά.

Σημείωση: Ο ειδικός όγκος \hat{n} , λαμβάνεται για την μέση θερμοκρασία του υπέρθερμου νερού που είναι $T_{hm}=150\text{ }^{\circ}\text{C}$. Από τον Πίνακα 5.1 προκύπτει: $\hat{n} = 1,09\text{ m}^3/\text{ton}$.

5.1.2 ΠΟΣΟΤΗΤΑ ΠΑΡΑΓΟΜΕΝΟΥ ΑΤΜΟΥ (ΑΠΟ ΤΟΝ ΛΕΒΗΤΑ)

Θα υπολογίσουμε την ποσότητα του παραγόμενου κορεσμένου ατμού, με βάση την ισχύ του εναλλάκτη θερμότητας και την ενθαλπική πτώση που πραγματοποιείται στον παρασκευαστήρα, όπου έχουμε μετατροπή του κορεσμένου ατμού σε κορεσμένο νερό (υπέρθερμο). Αρχικά θα μετατρέψουμε την ισχύ από kW σε kJ/h, ως εξής:

$$q = 500\text{ kW} = 500\text{ kJ} / \text{s} = 500^{\text{kW}} \cdot 3600 = 1,8 \cdot 10^6\text{ kJ/h} \quad (5.4)$$

Η διαφορά ενθαλπίας είναι: $\Delta h_{\text{ατμού}} = h_4 - h_1$, αλλά επειδή $h_1 \approx h_3$, γράφουμε:

$$\Delta h_{\text{ατμού}} = h_4 - h_3 = 2777,22^{\text{kJ/kg}} - 763,188^{\text{kJ/kg}} = 2014,032\text{ kJ/kg} \quad (5.5)$$

Κατόπιν αυτών η ατμοπαραγωγή D υπολογίζεται με τον τύπο:

$$q = D \cdot \Delta h_{\text{ατμ}} \Rightarrow D = \frac{q}{\Delta h_{\text{ατμ}}} = \frac{1,8 \cdot 10^6^{\text{kJ/h}}}{2014,032^{\text{kJ/kg}}} = 893,73\text{ kg} / \text{h} \approx \mathbf{0,894\text{ t/h}} \quad (5.6)$$

5.1.3 ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΓΙΑ ΠΑΡΑΓΩΓΗ 1 kg ΑΤΜΟΥ

Η θερμότητα για παραγωγή 1 kg ατμού, είναι ίση με την διαφορά ενθαλπίας: $\Delta h = h_4 - h_2$. Επειδή $h_1 \approx h_2$, γράφουμε:

$$\Delta h = h_4 - h_1 = 2777,22^{\text{kJ/kg}} - 764,00^{\text{kJ/kg}} = 2013,22\text{ kJ/kg} \quad (5.7)$$

Μερικές φορές η τιμή αυτή απαιτείται να εκφραστεί σε μονάδες kcal/kg. Προς τούτο βρίσκουμε:

$$\Delta h = \frac{\Delta h^{\text{kJ/kg}}}{4,187^{\text{kJ/kcal}}} = \frac{2013,22^{\text{kJ/kg}}}{4,187^{\text{kJ/kcal}}} \approx 480,83\text{ kcal/kg} \quad (5.8)$$

Σημείωση: Για την μετατροπή των μονάδων θέτουμε: $1\text{ kcal/kg} \approx 4,187\text{ kJ/kg}$.

5.1.4 ΣΥΣΤΑΣΗ ΠΕΤΡΕΛΑΙΟΥ

Το καύσιμο που χρησιμοποιεί ο λέβητας για την λειτουργία του, είναι βαρύ πετρέλαιο (μαζούτ 3500°Red), το οποίο προθερμαίνεται σε θερμοκρασία $T_B=120^{\circ}\text{C}$.

Η σύσταση του πετρελαίου διαφέρει ανάλογα με την περιοχή από την οποία προέρχεται. Για τους παρακάτω υπολογισμούς θα χρησιμοποιήσουμε βαρύ πετρέλαιο με την εξής σύσταση:

| | | | | |
|-----------|---|----------|---|---------|
| -Άνθρακας | : | c | = | 82,82 % |
| -Υδρογόνο | : | h | = | 10,83 % |
| -Οξυγόνο | : | o | = | 0,37 % |
| -Άζωτο | : | n | = | 0,18 % |
| -Θείο | : | s | = | 3,90 % |
| -Τέφρα | : | A | = | 0,92 % |
| -Υγρασία | : | w | = | 0,98 % |
| Σύνολο | | | | = 100 % |

5.1.5 ΘΕΡΜΟΓΟΝΟΣ ΔΥΝΑΜΗ ΠΕΤΡΕΛΑΙΟΥ

Για τον υπολογισμό της θερμογόνου δύναμης του πετρελαίου χρησιμοποιούμε τον νεότερο τύπο που ισχύει για στερεά και υγρά καύσιμα, οπότε έχουμε:

$$\begin{aligned}
 H_u &= 8130 \cdot c + 24300 \cdot h + 1500 \cdot n + 4560 \cdot s - 2350 \cdot o - 600 \cdot w = \\
 &= 8130 \cdot 0,8282 + 24300 \cdot 0,1083 + 1500 \cdot 0,0018 + 4560 \cdot 0,0039 - 2350 \cdot 0,0037 \\
 &- 600 \cdot 0,0098 = 9530,92 \Rightarrow
 \end{aligned}$$

Οπότε, $H_u \approx 9.531 \text{ kcal/(kg καυσίμου)}$ (5.9)

5.1.6 ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΓΙΑ ΠΡΟΘΕΡΜΑΝΣΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ

Το βαρύ πετρέλαιο (μαζούτ 3500°Red) πρέπει απαραίτητα να προθερμανθεί, γιατί σε χαμηλές θερμοκρασίες δεν έχει καλή ρευστότητα. Η σωστή θερμοκρασία προθερμάνσεως, η οποία θα προσδώσει καλή ρευστότητα και άριστο διασκορπισμό στον καυστήρα για βελτίωση της καύσης, επιλέγεται περίπου στους 120°C.

Η απαιτούμενη θερμότητα για την προθέρμανση του πετρελαίου είναι:

$$q_B = c_p \cdot \Delta T = c_p \cdot (T_B - T_1) \quad (5.10)$$

όπου, c_p : η ειδική θερμότητα του πετρελαίου (μαζούτ 3500°Red), $c_p=0,40 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$

T_B : η θερμοκρασία προθερμάνσεως

T_1 : η θερμοκρασία περιβάλλοντος, θεωρούμε ότι βρισκόμαστε σε περιβάλλον με μέση θερμοκρασία $T_1 = 20^\circ\text{C}$.

Οπότε, η θερμότητα για την προθέρμανση θα είναι:

$$q_B = c_p \cdot \Delta T = c_p \cdot (T_B - T_1) = 0,40^{\text{kcal/kg}^\circ\text{C}} \cdot (120 - 20)^\circ\text{C} = 40 \text{ kcal/kg} \quad (5.11)$$

5.1.7 ΩΡΙΑΙΑ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ

Η ωριαία κατανάλωση καυσίμου, υπολογίζεται με βάση την ατμοπαραγωγή και την απαιτούμενη θερμότητα για παραγωγή 1 kg ατμού, εφαρμόζοντας την βασική σχέση ισοζυγίου θερμότητας. Η συνολική θερμότητα που απελευθερώνεται στην εστία του λέβητα προκύπτει από την θερμογόνο δύναμη του καυσίμου και την θερμότητα προθερμάνσεως αυτού, ως εξής:

$$Q = H_u + q_B = 9531^{kcal/kg} + 40^{kcal/kg} = 9.571 \text{ kcal/kg} \quad (5.12)$$

Με αντικατάσταση των γνωστών μεγεθών βρίσκουμε:

$$h \cdot B \cdot Q = D \cdot \Delta h \Rightarrow B = \frac{D \cdot \Delta h}{\eta \cdot Q} = \frac{893,73^{kg/h} \cdot 480,83^{kcal/kg}}{0,87 \cdot 9571^{kcal/kg}} = 51,61 \text{ kg/h}$$

$$\text{Θέτουμε: } B=52 \text{ kg/h.} \quad (5.13)$$

όπου, B : η ωριαία κατανάλωση καυσίμου

D : η ατμοπαραγωγή

Q : η συνολική θερμότητα που απελευθερώνεται στην εστία του λέβητα

Δh: η θερμότητα για την παραγωγή 1kg ατμού

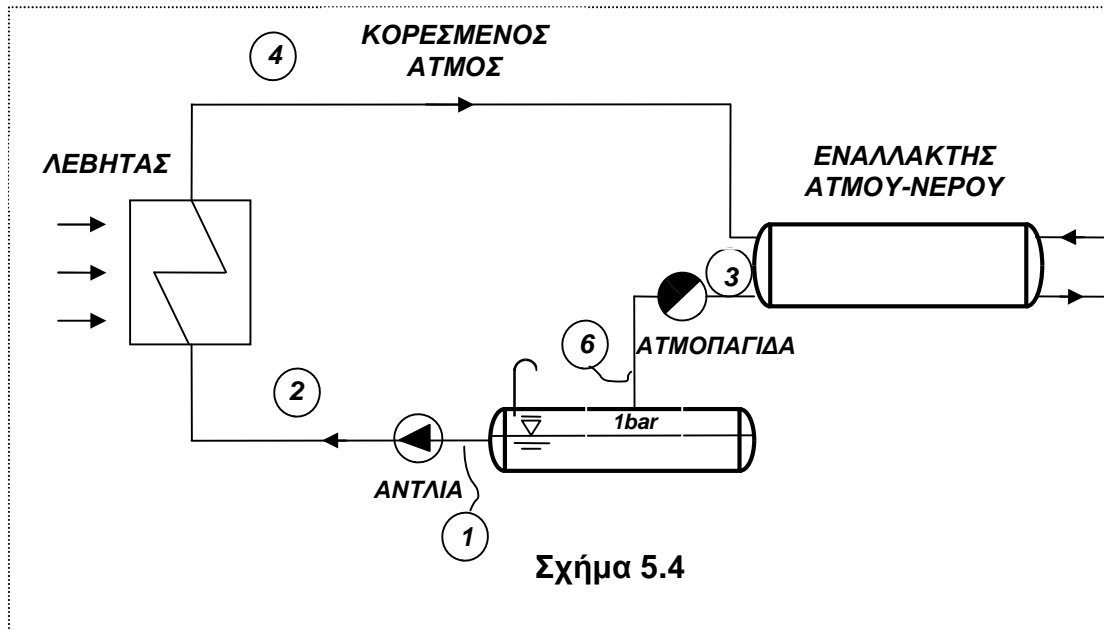
η : ο συνολικός βαθμός αποδόσεως του λέβητα, θεωρούμε η=0,87.

Έτσι λοιπόν, μελετήθηκε με λεπτομέρεια το κύκλωμα του υπέρθερμου νερού Λέβητας – Παρασκευαστήρας – Εναλλάκτης.

5.2 ΑΝΑΛΥΣΗ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑΣ ΚΥΚΛΩΜΑΤΟΣ ΛΕΒΗΤΑΣ – ΕΝΑΛΛΑΚΤΗΣ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΚΟΡΕΣΜΕΝΟΥ ΑΤΜΟΥ

Στην παράγραφο αυτή, θα μελετήσουμε την θερμοδυναμική συμπεριφορά του κυκλώματος Λέβητας – Εναλλάκτης, αλλά θα αντικαταστήσουμε τις σωληνώσεις του υπέρθερμου νερού με κορεσμένο ατμό ίδιας πίεσης (10bar). Μελετάται η νέα διάταξη του κυκλώματος και η θερμοδυναμική του συμπεριφορά και υπολογίζονται οι διάμετροι των σωληνώσεων του κορεσμένου ατμού μήκους 200m (όσο η διαδρομή του άνω κλάδου) και των συμπυκνωμάτων αυτού (επιστροφή στον λέβητα – κάτω κλάδος) μήκους 200m. Τέλος, θα γίνει οικονομική σύγκριση μεταξύ των δύο διαφορετικών κυκλωμάτων, δηλαδή του αρχικού κυκλώματος που ως εργαζόμενο μέσο είχαμε το υπέρθερμο νερό και του κυκλώματος που ως εργαζόμενο μέσο θα έχει τον κορεσμένο ατμό.

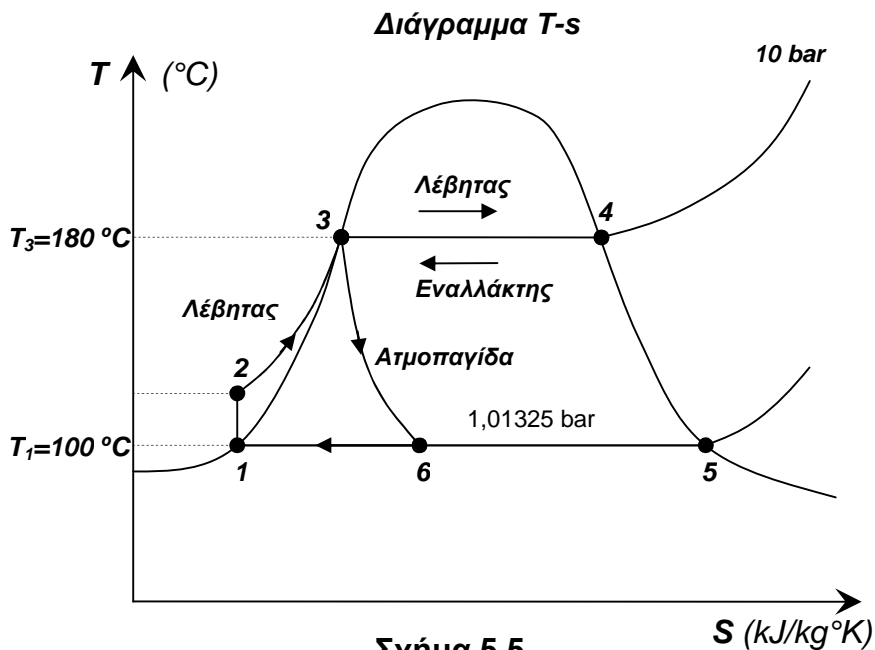
Το κύκλωμα στην περίπτωση αυτή θα έχει την διάταξη του παρακάτω Σχήματος.



Στην περίπτωση αυτή, όπου το εργαζόμενο μέσο είναι ο κορεσμένος ατμός, παίρνουμε απευθείας από τον λέβητα τον κορεσμένο ατμό και μέσω απαραίτητων σωληνώσεων ο κορεσμένος ατμός πίεσης 10bar θα οδηγηθεί κατευθείαν στον εναλλάκτη θερμότητας. Δηλαδή, δεν χρειάζεται παρεμβολή ατμοδοχείου μεταξύ λέβητα και εναλλάκτη. Μετά τον εναλλάκτη όμως, είναι απαραίτητη η τοποθέτηση ατμοπαγίδας, η οποία θα επιτρέπει να διέρχονται τα συμπυκνώματα του ατμού σε υγρή φάση αλλά δεν θα επιτρέπει την διέλευση του υπολειπόμενου ατμού. Μετά την ατμοπαγίδα, τοποθετείται ένα δοχείο συμπυκνωμάτων. Το δοχείο συμπυκνωμάτων είναι απαραίτητο για την ομαλή λειτουργία του λέβητα αλλά και όλου του κυκλώματος γενικότερα. Το δοχείο συμπυκνωμάτων θα έχει επικοινωνία με το περιβάλλον, οπότε εντός αυτού επικρατεί πίεση $1\text{atm} = 1,01325\text{ bar}$. Τέλος, μετά το δοχείο συμπυκνωμάτων τοποθετείται αντλία, με την βοήθεια της οποίας επιστρέφουν τα συμπυκνώματα στον λέβητα. Για να μπορέσουμε να πραγματοποιήσουμε, κατόπιν της διαστασιολόγησης, οικονομική σύγκριση μεταξύ των δύο κυκλωμάτων (υπέρθερμου νερού – κορεσμένου ατμού), θεωρούμε πως τα τρέχοντα μέτρα των σωληνώσεων των δύο αυτών κυκλωμάτων, είναι τα ίδια.

5.2.1 ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΥΔΡΑΤΜΩΝ T-s

Για την μελέτη της κατάστασης των υδρατμών σχεδιάζουμε τον θερμοδυναμικό κύκλο Rankine σε διάγραμμα T-s (Βλέπε Σχήμα 5.5) και θέτουμε τα χαρακτηριστικά Σημεία 1 έως 6.



Σημείο 1

Το Σημείο 1 βρίσκεται πάνω ακριβώς στην καμπύλη κορεσμένου νερού. Από τον πίνακα κορεσμένων υδρατμών (Πίνακας 5.2), για πίεση $P_1=1,01325 \text{ bar}$ στις στήλες με τον χαρακτηρισμό “νερό”, βρίσκουμε:

- Θερμοκρασία: $T_1=100^\circ\text{C}$
- Ειδικός όγκος: $\hat{v}_1 = 1,04344 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$
- Ενθαλπία: $h_1=418,991 \text{ kJ/kg}$
- Εντροπία: $s_1=1,3067 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
- Ξηρότητα ατμού: $x_1=0$ (όλο νερό)

Σημείο 2

Το Σημείο 2 βρίσκεται στην περιοχή αριστερά της καμπύλης κορεσμένου νερού και χαρακτηρίζει κατάσταση νερού υπό πίεση. Θεωρούμε ότι η μεταβολή 1 \rightarrow 2 είναι ισεντροπική, καθότι αφορά την αύξηση της πίεσης του νερού στην αντλία. Ο ειδικός όγκος του Σημείου 2 λαμβάνεται ίδιος με αυτόν του Σημείου 1. Η ενθαλπία του υπολογίζεται ως εξής:

- Πίεση: $P_2=10 \text{ bar}$
- Διαφορά πίεσης στην αντλία: $\Delta P=P_2-P_1=10-1,01325 \approx 9 \text{ bar}$

- Ειδικός όγκος: $\hat{v}_2 = \hat{v}_1 = 1,04344 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$
- Ενθαλπία:

$$h_2 = h_1 + \hat{v}_1 \cdot \Delta P \cdot 10^{-1} = 418,991 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 1,04344 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \cdot 9,0 \text{ bar} \cdot 10^{-1} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow h_2 = 419,93 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned} \text{-Εντροπία:} & \quad s_2=s_1=1,3067 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)} \\ \text{-Ξηρότητα ατμού:} & \quad x_2=0 \quad (\text{όλο νερό}) \end{aligned}$$

Η αύξηση της ενθαλπίας κατά $\hat{n}_1 \cdot \Delta P$ ανεβάζει την θερμοκρασία κατά ΔT , δηλαδή:

$$\Delta h = c_p \cdot \Delta T = \hat{v}_1 \cdot \Delta P \Rightarrow \Delta T = \frac{\hat{v}_1 \cdot \Delta P}{c_p} = \frac{1,04344 \text{ dcm}^3/\text{kg} \cdot 9,0^{\text{bar}} \cdot 10^{-1}}{4,187} = 0,22^\circ\text{C}, \text{ οπότε:}$$

$$\text{-Θερμοκρασία:} \quad T_2=100,22^\circ\text{C}$$

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

Σημείο 3

Το Σημείο 3 βρίσκεται πάνω ακριβώς στην καμπύλη κορεσμένου νερού. Από τον πίνακα κορεσμένων υδρατμών (Πίνακας 5.1), για πίεση $P_3=10\text{bar}$ στις στήλες με τον χαρακτηρισμό “νερό”, βρίσκουμε:

$$\begin{aligned} \text{-Θερμοκρασία:} & \quad T_3=180^\circ\text{C} \\ \text{-Ειδικός όγκος:} & \quad \hat{v}_3 = 1,12739 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg} \\ \text{-Ενθαλπία:} & \quad h_3=763,188 \text{ kJ/kg} \\ \text{-Εντροπία:} & \quad s_3=2,1395 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)} \\ \text{-Ξηρότητα ατμού:} & \quad x_3=0 \quad (\text{όλο νερό}) \end{aligned}$$

Σημείο 4

Το Σημείο 4 βρίσκεται πάνω ακριβώς πάνω στην καμπύλη κορεσμένου ατμού. Από τον πίνακα κορεσμένων υδρατμών (Πίνακας 5.1), για πίεση $P_4=10\text{bar}$ στις στήλες με τον χαρακτηρισμό “ατμός”, βρίσκουμε:

$$\begin{aligned} \text{-Θερμοκρασία:} & \quad T_4=180^\circ\text{C} \\ \text{-Ειδικός όγκος:} & \quad \hat{v}_4 = 1,93862 \cdot 10^{-1} \text{ m}^3/\text{kg} \\ \text{-Ενθαλπία:} & \quad h_4=2777,22 \text{ kJ/kg} \\ \text{-Εντροπία:} & \quad s_4=6,5841 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)} \\ \text{-Ξηρότητα ατμού:} & \quad x_4=1 \quad (\text{όλο ατμός}) \end{aligned}$$

Σημείο 5

Το Σημείο 5 βρίσκεται πάνω ακριβώς πάνω στην καμπύλη κορεσμένου ατμού. Από τον πίνακα κορεσμένων υδρατμών (Πίνακας 5.2), για πίεση $P_5=1,01325\text{bar}$ στις στήλες με τον χαρακτηρισμό “ατμός”, βρίσκουμε:

$$\begin{aligned} \text{-Θερμοκρασία:} & \quad T_5=100^\circ\text{C} \\ \text{-Ειδικός όγκος:} & \quad \hat{v}_5 = 1,67330 \text{ m}^3/\text{kg} \\ \text{-Ενθαλπία:} & \quad h_5=2675,53 \text{ kJ/kg} \\ \text{-Εντροπία:} & \quad s_5=7,3544 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)} \\ \text{-Ξηρότητα ατμού:} & \quad x_5=1 \quad (\text{όλο ατμός}) \end{aligned}$$

Σημείο 6

Λόγω της ισενθαλπικής μεταβολής από το Σημείο 3 στο Σημείο 6 συμπεραίνουμε ότι τα δύο αυτά σημεία έχουν την ίδια ενθαλπία.

$$\text{-Ενθαλπία:} \quad h_6 = h_3 = 763,188 \text{ kJ/kg}$$

Στη συνέχεια υπολογίζουμε την ξηρότητα του ατμού στο Σημείο 6 με τον γνωστό τύπο:

$$x_6 = \frac{h_6 - h_1}{h_5 - h_1} = \frac{763,188 - 418,991}{2675,53 - 418,991} = 0,152$$

Εάν καλέσουμε D_s την μάζα του ατμού που εκλύεται στο δοχείο συμπυκνωμάτων ως ατμός αποτονώσεως (Flash steam), έχουμε:

$$x_6 = \frac{\text{μάζα ατμού}}{\text{μάζα μίγματος}} = \frac{D_s}{D} \Rightarrow D_s = x_6 \cdot D = 0,152 \cdot 893,73 \text{ kg/h} = 135,85 \text{ kg/h} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow D_s \approx 0,136 \text{ t/h}$$

Η ποσότητα του ατμού D , είναι ίδια με αυτή που προέκυψε και στην προηγούμενη εφαρμογή με υπέρθερμο νερό, όπως αποδεικνύεται με τον υπολογισμό της επόμενης παραγράφου.

5.2.2 ΠΟΣΟΤΗΤΑ ΠΑΡΑΓΟΜΕΝΟΥ ΑΤΜΟΥ (ΑΠΟ ΤΟΝ ΛΕΒΗΤΑ)

Θα υπολογίσουμε την ποσότητα του παραγόμενου κορεσμένου ατμού, με βάση την ισχύ του εναλλάκτη θερμότητας και την ενθαλπική πτώση. Αρχικά θα μετατρέψουμε την ισχύ από kW σε kJ/h, ως εξής:

$$q = 500 \text{ kW} = 500 \text{ kJ/s} = 500 \text{ kW} \cdot 3600 = 1,8 \cdot 10^6 \text{ kJ/h} \quad (5.14)$$

Η διαφορά ενθαλπίας είναι:

$$\Delta h_{\text{ατμου}} = h_4 - h_3 = 2777,22 \text{ kJ/kg} - 763,188 \text{ kJ/kg} = 2014,032 \text{ kJ/kg} \quad (5.15)$$

Κατόπιν αυτών, η ατμοπαραγωγή D υπολογίζεται με τον τύπο:

$$q = D \cdot \Delta h_{\text{ατμ}} \Rightarrow D = \frac{q}{\Delta h_{\text{ατμ}}} = \frac{1,8 \cdot 10^6 \text{ kJ/h}}{2014,032 \text{ kJ/kg}} = 893,73 \text{ kg/h} \approx 0,894 \text{ t/h} \quad (5.16)$$

5.2.3 ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΓΙΑ ΠΑΡΑΓΩΓΗ 1 kg ΑΤΜΟΥ

Η θερμότητα για παραγωγή 1 kg ατμού είναι ίση με την διαφορά ενθαλπίας: $\Delta h = h_4 - h_2$. Αντικαθιστάμε τις ευρεθείσες τιμές ενθαλπίας και έχουμε:

$$\Delta h = h_4 - h_2 = 2777,22^{kJ/kg} - 419,93^{kJ/kg} = 2357,29 \text{ kJ/kg} \quad (5.17)$$

Μερικές φορές η τιμή αυτή απαιτείται να εκφραστεί σε μονάδες kcal/kg. Προς τούτο βρίσκουμε:

$$\Delta h = \frac{\Delta h^{kJ/kg}}{4,187^{kJ/kcal}} = \frac{2357,29^{kJ/kg}}{4,187^{kJ/kcal}} = 563,0 \text{ kcal/kg} \quad (5.18)$$

5.2.4 ΩΡΙΑΙΑ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ

Η ωριαία κατανάλωση καυσίμου, υπολογίζεται με βάση την ατμοπαραγωγή και την απαιτούμενη θερμότητα για παραγωγή 1 kg ατμού, εφαρμόζοντας την βασική σχέση ισοζυγίου θερμότητας. Η συνολική θερμότητα που απελευθερώνεται στην εστία του λέβητα προκύπτει από την θερμογόνο δύναμη του καυσίμου και την θερμότητα προθερμάνσεως αυτού, ως εξής:

$$Q = H_u + q_B = 9531^{kcal/kg} + 40^{kcal/kg} = 9.571 \text{ kcal/kg} \quad (5.19)$$

Με αντικατάσταση των γνωστών μεγεθών βρίσκουμε:

$$h \cdot B \cdot Q = D \cdot \Delta h \Rightarrow B = \frac{D \cdot \Delta h}{\eta \cdot Q} = \frac{893,73^{kg/h} \cdot 563,0^{kcal/kg}}{0,87 \cdot 9571^{kcal/kg}} = 60,43 \text{ kg/h} \quad (5.20)$$

5.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΔΙΑΜΕΤΡΟΥ ΣΩΛΗΝΑ ΚΟΡΕΣΜΕΝΟΥ ΑΤΜΟΥ

Όπως έχουμε προαναφέρει το μήκος του σωλήνα κορεσμένου ατμού είναι 200m. Οι σωληνώσεις θα είναι κατασκευασμένες από χαλυβδοσωλήνες άνευ ραφής. Για την επιλογή των χαλυβδοσωλήνων απαιτείται ο υπολογισμός της διαμέτρου αυτών. Η ποσότητα D του παραγόμενου κορεσμένου ατμού είναι γνωστή. Επίσης, γνωρίζουμε ότι η ταχύτητα του κορεσμένου ατμού εντός κυλινδρικών σωληνώσεων είναι της τάξης του $u=20\sim 40$ m/s. Δεχόμαστε ότι η ταχύτητα του κορεσμένου ατμού εντός των σωληνώσεων είναι 25 m/s. Κατόπιν των ανωτέρω, η διάμετρος των σωληνώσεων του κυκλώματος υπολογίζεται ως εξής:

- Σωληνώσεις κορεσμένου ατμού: Ποσότητα ατμού $D = \dot{m} = 0,894$ t/h, ταχύτητα $u=25$ m/s. Η απαιτούμενη εσωτερική διάμετρος είναι:

$$d = 594 \cdot \sqrt{\frac{\dot{m} \cdot \hat{v}}{u}} \quad (5.21)$$

Όπου, \hat{v} είναι ο ειδικός όγκος της κατάστασης που αντιπροσωπεύει τον κορεσμένο ατμό πίεσης ίσης με 10bar. Το σημείο του κύκλου Rankine που αντιστοιχεί σε αυτήν την κατάσταση, είναι το Σημείο 4. Οπότε:

$$\hat{v} = \hat{v}_4 = 0,193862 \frac{m^3}{kg} \quad (5.22)$$

Τώρα μπορούμε να υπολογίσουμε την διάμετρο ως εξής:

$$d = 594 \cdot \sqrt{\frac{\dot{m} \cdot \hat{v}}{u}} = 594 \cdot \sqrt{\frac{0,894^{t/h} \cdot 0,193862^{m^3/kg}}{25^{m/s}}} = 49,46 \text{ mm} \quad (5.23)$$

Από τον Πίνακα 3.1 επιλέγουμε χαλυβδοσωλήνα άνευ ραφής DN50 ή 60,3^Φx2,9mm, με τα εξής στοιχεία:

- Εξωτερική διάμετρος: $d_a = 60,3\text{mm}$
- Εσωτερική διάμετρος: $d_i = 60,3\text{mm} - 2 \cdot 2,9\text{mm} = 54,50\text{mm}$
- Πάχος: $s = 2,9\text{mm}$

5.4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΔΙΑΜΕΤΡΟΥ ΣΩΛΗΝΑ ΣΥΜΠΥΚΝΩΜΑΤΩΝ

Όπως έχουμε προαναφέρει το μήκος του σωλήνα των συμπυκνωμάτων είναι 200m. Οι σωληνώσεις θα είναι κατασκευασμένες από χαλυβδοσωλήνες άνευ ραφής. Για την επιλογή των χαλυβδοσωλήνων απαιτείται ο υπολογισμός της διαμέτρου αυτών. Η ποσότητα D του παραγόμενου κορεσμένου ατμού είναι γνωστή. Επίσης, γνωρίζουμε ότι η ταχύτητα των συμπυκνωμάτων εντός κυλινδρικών σωληνώσεων είναι της τάξης του $u=0,5\sim 1,5 \text{ m/s}$. Δεχόμαστε ότι η ταχύτητα των συμπυκνωμάτων εντός των σωληνώσεων είναι $1,2 \text{ m/s}$. Κατόπιν των ανωτέρω, η διάμετρος των σωληνώσεων του κυκλώματος όπου γίνεται η επιστροφή, υπολογίζονται ως εξής:

- Σωληνώσεις συμπυκνωμάτων: Ποσότητα ατμού $D = \dot{m} = 0,894 \text{ t/h}$, ταχύτητα $u = 1,2 \text{ m/s}$. Η απαιτούμενη εσωτερική διάμετρος είναι από την Σχέση 5.18:

$$d = 594 \cdot \sqrt{\frac{\dot{m} \cdot \hat{v}}{u}}$$

Όπου, \hat{v} είναι ο ειδικός όγκος της κατάστασης που αντιπροσωπεύει τα συμπυκνώματα. Τα σημεία του κύκλου Rankine που αντιστοιχούν στα συμπυκνώματα (βλέπε Σχήμα 5.3), είναι το Σημείο 2 και το Σημείο 1. Οπότε:

$$\hat{v} = \hat{v}_1 = \hat{v}_2 = 1,04344 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{kg} \quad (5.24)$$

Τώρα μπορούμε να υπολογίσουμε την διάμετρο ως εξής:

$$d = 594 \cdot \sqrt{\frac{\dot{m} \cdot v}{u}} = 594 \cdot \sqrt{\frac{0,894^{t/h} \cdot 1,04344 \cdot 10^{-3m^3/kg}}{1,2^{m/s}}} = 16,56 \text{ mm} \quad (5.25)$$

Από τον Πίνακα 3.1 επιλέγουμε χαλυβδοσωλήνα άνευ ραφής DN15 ή 21,3^Φx2mm, με τα εξής στοιχεία:

- Εξωτερική διάμετρος: $d_a = 21,3\text{mm}$
- Εσωτερική διάμετρος: $d_i = 21,3\text{mm} - 2 \cdot 2\text{mm} = 17,30\text{mm}$
- Πάχος: $s = 2\text{mm}$

5.5 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΚΟΣΤΟΥΣ ΚΥΚΛΩΜΑΤΩΝ ΜΕ ΥΠΕΡΘΕΡΜΟ ΝΕΡΟ ΚΑΙ ΜΕ ΚΟΡΕΣΜΕΝΟ ΑΤΜΟ ΚΑΙ ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΑΥΤΩΝ

Σε αυτή την παράγραφο μελετάμε το κόστος του κυκλώματος Λέβητας – Εναλλάκτης – Λέβητας:

- (i) Στην περίπτωση που ως εργαζόμενο μέσο έχουμε υπέρθερμο νερό, και
- (ii) Στην περίπτωση που ως εργαζόμενο μέσο έχουμε κορεσμένο ατμό.

(i) ΣΩΛΗΝΩΣΕΙΣ ΥΠΕΡΘΕΡΜΟΥ ΝΕΡΟΥ

Στην παράγραφο 4.2, έχει υπολογιστεί η διάμετρος των σωλήνων του κυκλώματος του υπέρθερμου νερού, όπου και για τον πάνω αλλά και για τον κάτω κλάδο (συνολικό μήκος διαδρομής $L=400\text{m}$), έχει επιλεγεί χαλυβδοσωλήνας άνευ ραφής DN32 ή 42,4^Φx3,2mm, με τα εξής στοιχεία:

- Εξωτερική διάμετρος: $d_a = 42,4\text{mm}$
- Εσωτερική διάμετρος: $d_i = 42,4\text{mm} - 2 \cdot 3,2\text{mm} = 36,0\text{mm}$
- Πάχος: $s = 3,2\text{mm}$

Ακόμα βάση του Σχήματος 4.1 στο κύκλωμα υπάρχουν:

- Έξι βάνες δίοδες για σωλήνα DN32
- Μία ηλεκτρομαγνητική τρίοδη βάνα για σωλήνα DN32.

Ύστερα από έρευνα στο εμπόριο στην περιοχή της Πάτρας του Νομού Αχαΐας, αναζητήθηκε το κόστος του σωλήνα και των βανών, το οποίο είναι:

- Χαλυβδοσωλήνας DN32 ή 42,4^Φx3,2mm, κόστος (μαζί με το ΦΠΑ): 13 €/τρέχον μέτρο.
- Δίοδη βάνα για σωλήνα DN32: 34 €/βάνα
- Τρίοδη ηλεκτρομαγνητική βάνα για σωλήνα DN32: 130 €/βάνα.

Κατόπιν των ανωτέρω, το συνολικό κόστος της εγκατάστασης θα είναι:

| Είδος | Ποσότητα | Κόστος μονάδας | Σύνολο |
|-------------------------------------|-----------------|-----------------------|------------------|
| Χαλυβδοσωλήνας DN32 | 400m | 13 €/m | 5.200,0 € |
| Δίοδες βάνες | 6 βάνες | 34 €/βάνα | 204,0 € |
| Ηλεκτρ/κη Τρίοδη βάνα | 1 βάνα | 130 €/βάνα | 130,0 € |
| Συνολικό Κόστος Εγκατάστασης | | | 5.534,0 € |

(ii) **ΣΩΛΗΝΩΣΕΙΣ ΚΟΡΕΣΜΕΝΟΥ ΑΤΜΟΥ**

Στις παραγράφους 5.3 και 5.4, έχει υπολογιστεί η διάμετρος των σωλήνων του κυκλώματος του κορεσμένου ατμού και των συμπυκνωμάτων αυτού. Ο κορεσμένος ατμός διέρχεται από τις σωληνώσεις του επάνω κλάδου συνολικού μήκους 200m, ενώ η επιστροφή των συμπυκνωμάτων γίνεται από τις σωληνώσεις του κάτω κλάδου, επίσης μήκους 200 m.

-Για τον επάνω κλάδο έχει επιλεγεί χαλυβδοσωλήνας άνευ ραφής DN50 ή 60,3^Φx2,9mm μήκους 200m, με τα εξής στοιχεία:

- Εξωτερική διάμετρος: $d_a = 60,3\text{mm}$
- Εσωτερική διάμετρος: $d_i = 60,3\text{mm} - 2 \cdot 2,9\text{mm} = 54,50\text{mm}$
- Πάχος: $s = 2,9\text{mm}$

-Για τον κάτω κλάδο έχει επιλεγεί χαλυβδοσωλήνας άνευ ραφής DN15 ή 21,3^Φx2mm μήκους 200m, με τα εξής στοιχεία:

- Εξωτερική διάμετρος: $d_a = 21,3\text{mm}$
- Εσωτερική διάμετρος: $d_i = 21,3\text{mm} - 2 \cdot 2\text{mm} = 17,30\text{mm}$
- Πάχος: $s = 2\text{mm}$

Ακόμα βάση του Σχήματος 4.1 στο κύκλωμα υπάρχουν:

Στον πάνω κλάδο:

- Τρεις βάνες δίοδες για σωλήνα DN50.
- Μία ηλεκτρομαγνητική δίοδη βάνα για σωλήνα DN50.

Στον κάτω κλάδο:

- Δύο βάνες δίοδες για σωλήνα DN15.

Κατόπιν των ανωτέρω, το συνολικό κόστος της εγκατάστασης θα είναι:

| Είδος | Ποσότητα | Κόστος μονάδας | Σύνολο |
|-------------------------------------|-----------------|-----------------------|------------------|
| Χαλυβδοσωλήνας DN50 | 200m | 16 €/m | 3.200,0 € |
| Δίοδες βάνες για DN50 | 3 βάνες | 94 €/βάνα | 282,0 € |
| Ηλεκτρ/κη δίοδη βάνα | 1 βάνα | 188 €/βάνα | 188,0 € |
| Χαλυβδοσωλήνας DN15 | 200m | 6 €/m | 1.200,0 € |
| Δίοδες βάνες για DN15 | 2 βάνες | 15 €/βάνα | 30,0 € |
| Συνολικό Κόστος Εγκατάστασης | | | 4.900,0 € |

ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑ

Η κατασκευή του δικτύου η οποία έχει ως εργαζόμενο μέσο τον κορεσμένο ατμό, έχει μικρότερο συνολικό κόστος. Η διαφορά του από το δίκτυο υπέρθερμου νερού είναι:

$$5.534,0 \text{ €} - 4.900,0 \text{ €} = 634,0 \text{ € φθηνότερα.}$$

Πίνακας 5.1: Θερμοδυναμικές ιδιότητες νερού και ατμού σε κατάσταση κορεσμού (Πίνακας Θερμοκρασίας)

Θερμοδυναμικές ιδιότητες νερού και ατμού σε κατάσταση κορεσμού (Πίνακας Θερμοκρασίας)

| Θερμοκρασία | | Απόλυτη Πίεση | Ειδικός Όγκος | | Ενθαλπία | | Θερμότητα ατμοποίησης | Εντροπία | |
|-------------|--------|---------------|--------------------|--------------------|----------|---------|-----------------------|----------|---------|
| T | t | | Νερό | Ατμός | Νερό | Ατμός | | Νερό | Ατμός |
| °C | °K | P | v' | v'' | h' | h'' | r = h'' - h' | s' | s'' |
| | | bar | m ³ /Kg | m ³ /Kg | KJ/Kg | KJ/Kg | KJ/Kg | KJ/Kg°K | KJ/Kg°K |
| 91 | 364,15 | 0,728904 | 0,00103667 | 2,27705 | 361,176 | 2661,16 | 2279,98 | 1,2042 | 7,4653 |
| 92 | 365,15 | 0,756849 | 0,00103740 | 2,19830 | 365,385 | 2662,78 | 2277,39 | 1,2158 | 7,4526 |
| 93 | 366,15 | 0,785661 | 0,00103813 | 2,12275 | 369,595 | 2664,39 | 2274,80 | 1,2273 | 7,4400 |
| 94 | 367,15 | 0,815420 | 0,00103887 | 2,05025 | 373,806 | 2666,01 | 2272,20 | 1,2387 | 7,4275 |
| 95 | 368,15 | 0,846069 | 0,00103962 | 1,98065 | 378,019 | 2667,61 | 2269,60 | 1,2502 | 7,4150 |
| 96 | 369,15 | 0,877711 | 0,00104038 | 1,91383 | 402,232 | 2669,22 | 2266,99 | 1,2616 | 7,4027 |
| 97 | 370,15 | 0,910308 | 0,00104114 | 1,84965 | 406,447 | 2670,81 | 2264,37 | 1,2730 | 7,3904 |
| 98 | 371,15 | 0,943902 | 0,00104190 | 1,78801 | 410,663 | 2672,40 | 2261,74 | 1,2844 | 7,3782 |
| 99 | 372,15 | 0,978518 | 0,00104268 | 1,72878 | 414,880 | 2673,99 | 2259,11 | 1,2957 | 7,3661 |
| 100 | 373,15 | 1,01418 | 0,00104346 | 1,67186 | 419,099 | 2675,57 | 2256,47 | 1,3070 | 7,3541 |
| 102 | 375,15 | 1,06873 | 0,00104503 | 1,66454 | 427,541 | 2678,72 | 2251,18 | 1,3296 | 7,3303 |
| 104 | 377,15 | 1,16776 | 0,00104663 | 1,46529 | 435,983 | 2681,84 | 2245,85 | 1,3520 | 7,3068 |
| 106 | 379,15 | 1,26147 | 0,00104826 | 1,37342 | 444,440 | 2684,94 | 2240,50 | 1,3743 | 7,2836 |
| 108 | 381,15 | 1,34037 | 0,00104991 | 1,28831 | 452,899 | 2688,02 | 2235,12 | 1,3965 | 7,2607 |
| 110 | 383,15 | 1,43376 | 0,00105158 | 1,20939 | 461,363 | 2691,07 | 2229,70 | 1,4187 | 7,2380 |
| 112 | 385,15 | 1,53277 | 0,00105328 | 1,13615 | 469,834 | 2694,09 | 2224,26 | 1,4407 | 7,2157 |
| 114 | 387,15 | 1,63734 | 0,00105500 | 1,06813 | 478,312 | 2697,09 | 2218,78 | 1,4626 | 7,1937 |
| 116 | 389,15 | 1,74769 | 0,00105675 | 1,00458 | 486,796 | 2700,07 | 2213,27 | 1,4844 | 7,1719 |
| 118 | 391,15 | 1,86404 | 0,00105853 | 0,946070 | 495,287 | 2703,02 | 2207,73 | 1,5062 | 7,1504 |
| 120 | 393,15 | 1,98665 | 0,00106033 | 0,891304 | 503,785 | 2705,93 | 2202,15 | 1,5278 | 7,1291 |
| 122 | 395,15 | 2,11575 | 0,00106215 | 0,840276 | 512,290 | 2708,82 | 2196,53 | 1,5494 | 7,1081 |
| 124 | 397,15 | 2,25168 | 0,00106400 | 0,792695 | 520,803 | 2711,68 | 2190,89 | 1,5708 | 7,0873 |
| 126 | 399,15 | 2,39460 | 0,00106588 | 0,748294 | 529,323 | 2714,52 | 2185,19 | 1,5922 | 7,0668 |
| 128 | 401,15 | 2,54481 | 0,00106778 | 0,706832 | 537,851 | 2717,32 | 2179,47 | 1,6134 | 7,0465 |
| 130 | 403,15 | 2,70260 | 0,00106971 | 0,668084 | 546,388 | 2720,08 | 2173,70 | 1,6346 | 7,0264 |
| 132 | 405,15 | 2,86823 | 0,00107167 | 0,631649 | 554,933 | 2722,83 | 2167,89 | 1,6557 | 7,0066 |
| 134 | 407,15 | 3,04199 | 0,00107365 | 0,597939 | 563,486 | 2725,53 | 2162,04 | 1,6767 | 6,9869 |
| 136 | 409,15 | 3,22417 | 0,00107566 | 0,566183 | 572,048 | 2728,20 | 2156,15 | 1,6977 | 6,9675 |
| 138 | 411,15 | 3,41508 | 0,00107770 | 0,536425 | 580,620 | 2730,84 | 2150,22 | 1,7185 | 6,9483 |
| 140 | 413,15 | 3,61501 | 0,00107976 | 0,508519 | 589,200 | 2733,44 | 2144,24 | 1,7393 | 6,9293 |
| 142 | 415,15 | 3,82427 | 0,00108185 | 0,482334 | 597,790 | 2736,01 | 2138,22 | 1,7600 | 6,9105 |
| 144 | 417,15 | 4,04318 | 0,00108397 | 0,457748 | 606,390 | 2738,54 | 2132,15 | 1,7806 | 6,8918 |
| 146 | 419,15 | 4,27205 | 0,00108612 | 0,434648 | 615,000 | 2741,04 | 2126,04 | 1,8011 | 6,8734 |
| 148 | 421,15 | 4,51122 | 0,00108830 | 0,412931 | 623,621 | 2743,50 | 2119,88 | 1,8216 | 6,8551 |
| 150 | 423,15 | 4,76101 | 0,00109050 | 0,392502 | 632,252 | 2745,92 | 2113,67 | 1,8420 | 6,8370 |
| 152 | 425,15 | 5,02177 | 0,00109274 | 0,373273 | 640,893 | 2748,30 | 2107,41 | 1,8623 | 6,8191 |
| 154 | 427,15 | 5,29383 | 0,00109501 | 0,355162 | 649,546 | 2750,64 | 2101,10 | 1,8825 | 6,8014 |
| 156 | 429,15 | 5,57755 | 0,00109731 | 0,338085 | 658,211 | 2752,95 | 2094,74 | 1,9027 | 6,7838 |
| 158 | 431,15 | 5,87325 | 0,00109963 | 0,322002 | 666,887 | 2755,21 | 2088,32 | 1,9228 | 6,7664 |
| 160 | 433,15 | 6,18139 | 0,00110198 | 0,306818 | 675,575 | 2757,43 | 2081,86 | 1,9428 | 6,7491 |
| 162 | 435,15 | 6,50224 | 0,00110438 | 0,292485 | 684,275 | 2759,61 | 2075,33 | 1,9627 | 6,7320 |
| 164 | 437,15 | 6,83619 | 0,00110680 | 0,278948 | 692,986 | 2761,75 | 2068,76 | 1,9826 | 6,7150 |
| 166 | 439,15 | 7,18364 | 0,00110925 | 0,266156 | 701,714 | 2763,84 | 2062,13 | 2,0025 | 6,6982 |
| 168 | 441,15 | 7,54496 | 0,00111174 | 0,254059 | 710,453 | 2765,89 | 2055,44 | 2,0222 | 6,6815 |
| 170 | 443,15 | 7,92053 | 0,00111426 | 0,242616 | 719,206 | 2767,89 | 2048,69 | 2,0419 | 6,6649 |

Σελίδα 6/6

Συνέχεια Πίνακα 5.1

Θερμοδυναμικές ιδιότητες νερού και ατμού σε κατάσταση κορεσμού (Πίνακας Θερμοκρασίας)

| Θερμοκρασία | | Απόλυτη Πίεση | Ειδικός Όγκος | | Ενθαλπία | | Θερμότητα ατμοποίησης | Εντροπία | |
|-------------|--------|---------------|---------------|----------|----------|---------|-----------------------|----------|--------|
| T | t | | Νερό | Ατμός | Νερό | Ατμός | | Νερό | Ατμός |
| °C | °K | bar | v' | v'' | h' | h'' | s' | s'' | |
| 172 | 445,15 | 8,31077 | 0,0011682 | 0,231785 | 727,973 | 2769,85 | 2,041,88 | 2,2816 | 6,8485 |
| 174 | 447,15 | 8,71606 | 0,0011694 | 0,221526 | 736,755 | 2771,77 | 2,035,01 | 2,0811 | 6,6377 |
| 176 | 449,15 | 9,13681 | 0,0011703 | 0,211810 | 745,551 | 2773,63 | 2,028,08 | 2,1007 | 6,6161 |
| 178 | 451,15 | 9,57343 | 0,0011709 | 0,202598 | 754,352 | 2775,45 | 2,021,09 | 2,1201 | 6,6000 |
| 180 | 453,15 | 10,0263 | 0,0011713 | 0,193862 | 763,168 | 2777,22 | 2,014,03 | 2,1396 | 6,5841 |
| 182 | 455,15 | 10,4960 | 0,0011712 | 0,185572 | 772,030 | 2778,94 | 2,008,91 | 2,1589 | 6,5682 |
| 184 | 457,15 | 10,9827 | 0,0011709 | 0,177703 | 780,889 | 2780,61 | 1,999,72 | 2,1782 | 6,5525 |
| 186 | 459,15 | 11,4871 | 0,0011703 | 0,170229 | 789,764 | 2782,23 | 1,992,47 | 2,1974 | 6,5369 |
| 188 | 461,15 | 12,0094 | 0,0011695 | 0,163127 | 798,656 | 2783,80 | 1,985,14 | 2,2166 | 6,5214 |
| 190 | 463,15 | 12,5502 | 0,0011684 | 0,156377 | 807,566 | 2785,31 | 1,977,74 | 2,2358 | 6,5060 |
| 192 | 465,15 | 13,1099 | 0,0011671 | 0,149967 | 816,494 | 2786,77 | 1,970,28 | 2,2549 | 6,4907 |
| 194 | 467,15 | 13,6889 | 0,0011656 | 0,143848 | 825,440 | 2788,18 | 1,962,74 | 2,2739 | 6,4755 |
| 196 | 469,15 | 14,2877 | 0,0011639 | 0,138034 | 834,405 | 2789,53 | 1,955,12 | 2,2929 | 6,4603 |
| 198 | 471,15 | 14,9069 | 0,0011620 | 0,132497 | 843,389 | 2790,82 | 1,947,44 | 2,3119 | 6,4453 |
| 200 | 473,15 | 15,5467 | 0,0011600 | 0,127222 | 852,393 | 2792,06 | 1,939,67 | 2,3308 | 6,4303 |
| 202 | 475,15 | 16,2078 | 0,0011578 | 0,122195 | 861,417 | 2793,24 | 1,931,82 | 2,3497 | 6,4154 |
| 204 | 477,15 | 16,8906 | 0,0011555 | 0,117402 | 870,463 | 2794,36 | 1,923,90 | 2,3685 | 6,4006 |
| 206 | 479,15 | 17,5955 | 0,0011530 | 0,112830 | 879,529 | 2795,42 | 1,915,89 | 2,3873 | 6,3858 |
| 208 | 481,15 | 18,3231 | 0,0011503 | 0,108467 | 888,618 | 2796,42 | 1,907,80 | 2,4060 | 6,3711 |
| 210 | 483,15 | 19,0739 | 0,0011474 | 0,104302 | 897,729 | 2797,35 | 1,899,62 | 2,4248 | 6,3565 |
| 212 | 485,15 | 19,8483 | 0,0011443 | 0,100325 | 906,863 | 2798,22 | 1,891,35 | 2,4434 | 6,3420 |
| 214 | 487,15 | 20,6470 | 0,0011410 | 0,096529 | 916,021 | 2799,03 | 1,883,01 | 2,4621 | 6,3275 |
| 216 | 489,15 | 21,4702 | 0,0011375 | 0,092893 | 925,203 | 2799,77 | 1,874,57 | 2,4807 | 6,3130 |
| 218 | 491,15 | 22,3187 | 0,0011338 | 0,089421 | 934,409 | 2800,45 | 1,866,04 | 2,4993 | 6,2986 |
| 220 | 493,15 | 23,1929 | 0,0011300 | 0,086100 | 943,642 | 2801,05 | 1,857,41 | 2,5178 | 6,2842 |
| 222 | 495,15 | 24,0933 | 0,0011260 | 0,082923 | 952,900 | 2801,59 | 1,848,69 | 2,5363 | 6,2699 |
| 224 | 497,15 | 25,0205 | 0,0011219 | 0,079882 | 962,185 | 2802,05 | 1,839,87 | 2,5548 | 6,2557 |
| 226 | 499,15 | 25,9749 | 0,0011176 | 0,076971 | 971,498 | 2802,45 | 1,830,95 | 2,5733 | 6,2414 |
| 228 | 501,15 | 26,9572 | 0,0011132 | 0,074182 | 980,839 | 2802,76 | 1,821,93 | 2,5917 | 6,2272 |
| 230 | 503,15 | 27,9679 | 0,0011087 | 0,071510 | 990,210 | 2803,01 | 1,812,80 | 2,6102 | 6,2131 |
| 232 | 505,15 | 29,0075 | 0,0011041 | 0,068949 | 999,609 | 2803,18 | 1,803,57 | 2,6285 | 6,1989 |
| 234 | 507,15 | 30,0767 | 0,0011000 | 0,066493 | 1009,04 | 2803,27 | 1,794,23 | 2,6469 | 6,1848 |
| 236 | 509,15 | 31,1758 | 0,0011000 | 0,064138 | 1018,50 | 2803,28 | 1,784,78 | 2,6653 | 6,1707 |
| 238 | 511,15 | 32,3056 | 0,0011000 | 0,061878 | 1028,00 | 2803,21 | 1,775,22 | 2,6838 | 6,1566 |
| 240 | 513,15 | 33,4685 | 0,0011000 | 0,059710 | 1037,52 | 2803,06 | 1,765,54 | 2,7019 | 6,1425 |
| 242 | 515,15 | 34,6592 | 0,0011000 | 0,057628 | 1047,09 | 2802,82 | 1,755,74 | 2,7203 | 6,1285 |
| 244 | 517,15 | 35,8843 | 0,0011000 | 0,055628 | 1056,68 | 2802,50 | 1,745,82 | 2,7385 | 6,1144 |
| 246 | 519,15 | 37,1423 | 0,0011000 | 0,053707 | 1066,31 | 2802,10 | 1,735,76 | 2,7568 | 6,1003 |
| 248 | 521,15 | 38,4338 | 0,0011000 | 0,051861 | 1075,98 | 2801,60 | 1,725,52 | 2,7751 | 6,0863 |
| 250 | 523,15 | 39,7594 | 0,0011000 | 0,050086 | 1085,69 | 2801,01 | 1,715,33 | 2,7934 | 6,0722 |
| 252 | 525,15 | 41,1197 | 0,0011000 | 0,048380 | 1095,43 | 2800,33 | 1,704,90 | 2,8117 | 6,0582 |
| 254 | 527,15 | 42,5154 | 0,0011000 | 0,046738 | 1105,22 | 2799,56 | 1,694,34 | 2,8299 | 6,0441 |
| 256 | 529,15 | 43,9471 | 0,0011000 | 0,045159 | 1115,04 | 2798,69 | 1,683,64 | 2,8482 | 6,0300 |
| 258 | 531,15 | 45,4153 | 0,0011000 | 0,043639 | 1124,91 | 2797,71 | 1,672,80 | 2,8664 | 6,0158 |
| 260 | 533,15 | 46,9207 | 0,0011000 | 0,042175 | 1134,83 | 2796,64 | 1,661,82 | 2,8847 | 6,0017 |

Συνεχίζεται

Πίνακας 5.2: Θερμοδυναμικές ιδιότητες νερού και ατμού σε κατάσταση κορεσμού (Πίνακας Πίεσης)
ΠΙΝΑΚΑΣ 2

Θερμοδυναμικές ιδιότητες νερού και ατμού σε κατάσταση κορεσμού (Πίνακας Πίεσης)

| Απόλυτη Πίεση | Θερμοκρασία | Ειδικός Όγκος | | Ενθαλπία | | Θερμότητα ατμοποίησης | Εντροπία | |
|--------------------------|-------------|--------------------|--------------------|-----------|------------|-----------------------|------------|------------|
| | | Νερό | Ατμός | Νερό | Ατμός | | Νερό | Ατμός |
| <i>P</i> | <i>T</i> | <i>v'</i> | <i>v''</i> | <i>h'</i> | <i>h''</i> | <i>h'' - h'</i> | <i>s'</i> | <i>s''</i> |
| bar | °C | m ³ /Kg | m ³ /Kg | KJ/Kg | KJ/Kg | KJ/Kg | KJ/Kg°K | KJ/Kg°K |
| 0,006112127 | 0 | 0,00100021 | 206,140 | -0,04158 | 2500,89 | 2500,93 | -0,0001646 | 9,1558 |
| 0,006116570 ^m | 0,01 | 0,00100021 | 205,997 | 0,0006118 | 2500,91 | 2500,91 | 0 | 9,1558 |
| 0,007 | 1,86990 | 0,00100011 | 181,223 | 7,88979 | 2504,35 | 2496,46 | 0,028782 | 9,1058 |
| 0,008 | 3,76142 | 0,00100007 | 159,646 | 15,8087 | 2507,86 | 2491,99 | 0,057477 | 9,0567 |
| 0,009 | 5,44443 | 0,00100009 | 142,763 | 22,8881 | 2510,89 | 2489,00 | 0,082965 | 9,0136 |
| 0,01 | 6,95963 | 0,00100014 | 129,183 | 29,2982 | 2513,58 | 2487,38 | 0,10591 | 8,9749 |
| 0,02 | 17,4953 | 0,00100138 | 86,9856 | 73,4348 | 2532,91 | 2469,46 | 0,28056 | 8,7227 |
| 0,03 | 24,6799 | 0,00100277 | 45,6550 | 100,980 | 2544,88 | 2443,89 | 0,35433 | 8,5765 |
| 0,04 | 28,9615 | 0,00100410 | 34,7925 | 121,404 | 2553,71 | 2432,31 | 0,42245 | 8,4735 |
| 0,05 | 32,8755 | 0,00100532 | 28,1863 | 137,765 | 2560,77 | 2423,00 | 0,47825 | 8,3939 |
| 0,06 | 36,1603 | 0,00100645 | 23,7342 | 151,494 | 2566,67 | 2415,17 | 0,52087 | 8,3291 |
| 0,07 | 39,0009 | 0,00100749 | 20,5252 | 163,368 | 2571,78 | 2406,36 | 0,55938 | 8,2746 |
| 0,08 | 41,5101 | 0,00100847 | 18,0994 | 173,852 | 2576,24 | 2402,38 | 0,59253 | 8,2274 |
| 0,09 | 43,7618 | 0,00100939 | 16,1997 | 183,262 | 2580,25 | 2398,96 | 0,62233 | 8,1859 |
| 0,1 | 45,8075 | 0,00101026 | 14,6706 | 191,812 | 2583,89 | 2392,07 | 0,64922 | 8,1489 |
| 0,2 | 60,0586 | 0,00101714 | 7,64815 | 251,400 | 2608,95 | 2357,55 | 0,83195 | 7,9072 |
| 0,3 | 69,0954 | 0,00102222 | 5,22856 | 299,220 | 2624,55 | 2335,32 | 0,94394 | 7,7575 |
| 0,4 | 75,8568 | 0,00102636 | 3,99311 | 317,568 | 2636,05 | 2318,48 | 1,02259 | 7,6850 |
| 0,5 | 81,3167 | 0,00102991 | 3,24015 | 340,476 | 2645,21 | 2304,74 | 1,0810 | 7,5930 |
| 0,6 | 85,9258 | 0,00103306 | 2,73182 | 359,837 | 2652,85 | 2293,02 | 1,1452 | 7,5311 |
| 0,7 | 89,9315 | 0,00103589 | 2,38430 | 376,680 | 2659,42 | 2282,74 | 1,1919 | 7,4790 |
| 0,8 | 93,4864 | 0,00103840 | 2,08719 | 391,639 | 2665,18 | 2273,54 | 1,2328 | 7,4339 |
| 0,9 | 96,6870 | 0,00104090 | 1,86946 | 405,128 | 2670,31 | 2265,19 | 1,2694 | 7,3942 |
| 1,0 | 99,6059 | 0,00104315 | 1,69432 | 417,436 | 2674,95 | 2257,51 | 1,3026 | 7,3586 |
| 1,01325 R | 99,9743 | 0,00104344 | 1,67330 | 418,991 | 2675,83 | 2256,94 | 1,3067 | 7,3544 |
| 1,1 | 102,292 | 0,00104526 | 1,54955 | 428,775 | 2679,18 | 2250,40 | 1,3328 | 7,3266 |
| 1,2 | 104,784 | 0,00104727 | 1,42846 | 439,299 | 2683,08 | 2243,75 | 1,3500 | 7,2976 |
| 1,3 | 107,109 | 0,00104917 | 1,32541 | 449,132 | 2686,65 | 2237,52 | 1,3687 | 7,2708 |
| 1,4 | 109,292 | 0,00105098 | 1,23695 | 458,367 | 2689,99 | 2231,62 | 1,4109 | 7,2466 |
| 1,5 | 111,350 | 0,00105272 | 1,15938 | 467,081 | 2693,11 | 2226,03 | 1,4335 | 7,2229 |
| 1,6 | 113,298 | 0,00105440 | 1,08143 | 475,336 | 2696,04 | 2220,71 | 1,4549 | 7,2014 |
| 1,7 | 115,149 | 0,00105601 | 1,00124 | 483,184 | 2698,81 | 2215,62 | 1,4752 | 7,1811 |
| 1,8 | 116,912 | 0,00105756 | 0,927534 | 490,668 | 2701,42 | 2210,75 | 1,4944 | 7,1620 |
| 1,9 | 118,597 | 0,00105906 | 0,822299 | 497,825 | 2703,89 | 2206,07 | 1,5127 | 7,1440 |
| 2,0 | 120,212 | 0,00106052 | 0,885735 | 504,684 | 2706,24 | 2201,55 | 1,5301 | 7,1288 |
| 2,1 | 121,761 | 0,00106193 | 0,846181 | 511,273 | 2708,48 | 2197,21 | 1,5468 | 7,1106 |
| 2,2 | 123,251 | 0,00106331 | 0,810119 | 517,615 | 2710,62 | 2193,03 | 1,5628 | 7,0951 |
| 2,3 | 124,688 | 0,00106464 | 0,777086 | 523,791 | 2712,66 | 2189,93 | 1,5782 | 7,0802 |
| 2,4 | 126,074 | 0,00106595 | 0,746716 | 529,637 | 2714,62 | 2184,98 | 1,5930 | 7,0650 |
| 2,5 | 127,414 | 0,00106722 | 0,718697 | 535,350 | 2716,50 | 2181,15 | 1,6072 | 7,0524 |
| 2,6 | 128,711 | 0,00106846 | 0,692763 | 540,884 | 2718,31 | 2177,42 | 1,6210 | 7,0393 |
| 2,7 | 129,968 | 0,00106968 | 0,668687 | 546,261 | 2720,04 | 2173,79 | 1,6343 | 7,0257 |
| 2,8 | 131,198 | 0,00107087 | 0,646274 | 551,462 | 2721,72 | 2170,28 | 1,6472 | 7,0146 |
| 2,9 | 132,373 | 0,00107203 | 0,625355 | 556,527 | 2723,35 | 2166,81 | 1,6597 | 7,0029 |
| 3,0 | 133,525 | 0,00107318 | 0,605785 | 561,455 | 2724,89 | 2163,44 | 1,6718 | 6,9916 |
| 3,1 | 134,647 | 0,00107430 | 0,587435 | 566,255 | 2726,40 | 2160,14 | 1,6835 | 6,9806 |
| 3,2 | 135,740 | 0,00107540 | 0,570196 | 570,935 | 2727,86 | 2156,92 | 1,6950 | 6,9700 |
| 3,3 | 136,806 | 0,00107648 | 0,553966 | 575,500 | 2729,27 | 2153,77 | 1,7061 | 6,9597 |
| 3,4 | 137,845 | 0,00107754 | 0,538658 | 579,957 | 2730,64 | 2150,68 | 1,7169 | 6,9498 |
| 3,5 | 138,861 | 0,00107858 | 0,524195 | 584,311 | 2731,97 | 2147,65 | 1,7275 | 6,9401 |

Συντάκτης

Πίνακας 5.3: Θερμοδυναμικές ιδιότητες νερού και υπέρθερμου ατμού

Θερμοδυναμικές ιδιότητες νερού και υπέρθερμου ατμού

| Πίεση P (Απόλυτη) | 5 bar | | | 10 bar | | | 20 bar | | | |
|----------------------|--------------------|---------------|------------|--------------------|---------------|-------------|--------------------|---------------|-------------|----------|
| | Θερμοκρασία | Ειδικός Όγκος | Ενθαλπία | Εντροπία | Ειδικός Όγκος | Ενθαλπία | Εντροπία | Ειδικός Όγκος | Ενθαλπία | Εντροπία |
| T | v | h | s | v | h | s | v | h | s | |
| °C | m ³ /Kg | KJ/Kg | KJ/Kg °K | m ³ /Kg | KJ/Kg | KJ/Kg | m ³ /Kg | KJ/Kg | KJ/Kg °K | |
| Σημείο Κορεσμού: | | t=151,835 °C | | | t=179,885 °C | | | t=212,365 °C | | |
| Νερό | 0,00109259 | 640,135 | 1,8806 | 0,00112723 | 762,683 | 2,1361 | 0,00117575 | 905,632 | 2,4473 | |
| Ατμός | 1,274804 | 2748,11 | 6,8208 | 0,194348 | 2777,12 | 6,5850 | 0,0995835 | 2799,38 | 6,3392 | |
| 0 | 0,00099953 | 0,46700 | -0,0001210 | 0,00099959 | 0,97582 | -0,00008842 | 0,000999193 | 1,98229 | -0,00000808 | |
| 2 | 0,0009998258 | 8,89527 | 0,030622 | 0,00099905 | 8,39927 | 0,030637 | 0,000999107 | 10,4062 | 0,030665 | |
| 4 | 0,000999827 | 17,3117 | 0,061100 | 0,00099891 | 17,8112 | 0,061099 | 0,000999088 | 18,8091 | 0,061094 | |
| 6 | 0,000999852 | 25,7183 | 0,091324 | 0,00099818 | 26,2135 | 0,091307 | 0,000999132 | 27,2029 | 0,091271 | |
| 8 | 0,000999957 | 34,1164 | 0,12130 | 0,00099716 | 34,6076 | 0,12127 | 0,000999235 | 35,5890 | 0,12121 | |
| 10 | 0,00100011 | 42,5075 | 0,15104 | 0,00099570 | 42,9948 | 0,15100 | 0,000999394 | 43,9685 | 0,15090 | |
| 12 | 0,00100031 | 50,8925 | 0,18055 | 0,00100008 | 51,3761 | 0,18049 | 0,000999605 | 52,3425 | 0,18028 | |
| 14 | 0,00100057 | 59,2724 | 0,20984 | 0,00100033 | 59,7525 | 0,20977 | 0,000999866 | 60,7118 | 0,20952 | |
| 16 | 0,00100087 | 67,6475 | 0,23890 | 0,00100064 | 68,1246 | 0,23882 | 0,00100018 | 69,0772 | 0,23855 | |
| 18 | 0,00100122 | 76,0166 | 0,26776 | 0,00100099 | 76,4931 | 0,26766 | 0,00100053 | 77,4392 | 0,26747 | |
| 20 | 0,00100161 | 84,3862 | 0,29640 | 0,00100139 | 84,8585 | 0,29630 | 0,00100093 | 85,7984 | 0,29609 | |
| 25 | 0,00100278 | 106,296 | 0,36713 | 0,00100255 | 106,761 | 0,36700 | 0,00100210 | 108,536 | 0,36674 | |
| 30 | 0,00100419 | 126,197 | 0,43664 | 0,00100398 | 126,653 | 0,43649 | 0,00100352 | 127,564 | 0,43616 | |
| 35 | 0,00100582 | 147,089 | 0,50500 | 0,00100550 | 147,538 | 0,50482 | 0,00100515 | 148,437 | 0,50447 | |
| 40 | 0,00100766 | 167,978 | 0,57224 | 0,00100744 | 168,421 | 0,57204 | 0,00100700 | 169,306 | 0,57166 | |
| 45 | 0,00100970 | 188,866 | 0,63842 | 0,00100947 | 189,303 | 0,63820 | 0,00100903 | 190,177 | 0,63778 | |
| 50 | 0,00101192 | 209,757 | 0,70357 | 0,00101170 | 210,188 | 0,70334 | 0,00101125 | 211,050 | 0,70287 | |
| 55 | 0,00101432 | 230,653 | 0,76774 | 0,00101410 | 231,079 | 0,76749 | 0,00101365 | 231,929 | 0,76689 | |
| 60 | 0,00101690 | 251,558 | 0,83096 | 0,00101667 | 251,977 | 0,83070 | 0,00101622 | 252,817 | 0,83016 | |
| 65 | 0,00101964 | 272,473 | 0,89327 | 0,00101941 | 272,887 | 0,89299 | 0,00101896 | 273,716 | 0,88943 | |
| 70 | 0,00102254 | 293,401 | 0,95471 | 0,00102231 | 293,810 | 0,95441 | 0,00102185 | 294,628 | 0,95382 | |
| 75 | 0,00102561 | 314,346 | 1,0153 | 0,00102537 | 314,748 | 1,0150 | 0,00102491 | 315,555 | 1,0144 | |
| 80 | 0,00102883 | 335,309 | 1,0751 | 0,00102859 | 335,707 | 1,0748 | 0,00102812 | 336,503 | 1,0741 | |
| 85 | 0,00103220 | 356,293 | 1,1341 | 0,00103198 | 356,686 | 1,1338 | 0,00103148 | 357,471 | 1,1331 | |
| 90 | 0,00103573 | 377,301 | 1,1923 | 0,00103549 | 377,683 | 1,1920 | 0,00103500 | 378,462 | 1,1913 | |
| 95 | 0,00103942 | 398,335 | 1,2499 | 0,00103917 | 398,717 | 1,2495 | 0,00103967 | 399,479 | 1,2487 | |
| 100 | 0,00104325 | 419,399 | 1,3067 | 0,00104300 | 419,774 | 1,3063 | 0,00104249 | 420,528 | 1,3055 | |
| 110 | 0,00105139 | 461,623 | 1,4164 | 0,00105112 | 461,987 | 1,4179 | 0,00105059 | 462,715 | 1,4171 | |
| 120 | 0,00106016 | 503,996 | 1,5275 | 0,00106088 | 504,348 | 1,5271 | 0,00105932 | 505,051 | 1,5252 | |
| 130 | 0,00106957 | 545,543 | 1,6444 | 0,00106928 | 546,882 | 1,6339 | 0,00106859 | 547,569 | 1,6329 | |
| 140 | 0,00107967 | 589,290 | 1,7391 | 0,00107936 | 589,614 | 1,7396 | 0,00107873 | 590,263 | 1,7376 | |
| 150 | 0,00109049 | 632,266 | 1,8419 | 0,00109015 | 632,575 | 1,8414 | 0,00108948 | 633,192 | 1,8403 | |
| 160 | 0,00110200 | 676,38 | 1,9455 | 0,00110171 | 676,797 | 1,9423 | 0,00110099 | 678,352 | 1,9411 | |
| 170 | 0,00111425 | 720,19 | 2,0517 | 0,00111410 | 719,320 | 2,0417 | 0,00111332 | 719,867 | 2,0404 | |
| 180 | 0,00112725 | 764,45 | 2,1607 | 0,00112698 | 764,43 | 2,1557 | 0,00112654 | 763,691 | 2,1382 | |
| 190 | 0,00114100 | 809,43 | 2,2724 | 0,00114099 | 809,57 | 2,2626 | 0,00114075 | 807,906 | 2,2347 | |
| 200 | 0,00115550 | 855,90 | 2,3869 | 0,00115542 | 855,27 | 2,3755 | 0,00115506 | 852,572 | 2,3301 | |
| 210 | 0,00117075 | 903,24 | 2,5042 | 0,00117067 | 902,20 | 2,4855 | 0,00117260 | 897,760 | 2,4246 | |
| 220 | 0,00118675 | 951,40 | 2,6243 | 0,00118666 | 951,55 | 2,5934 | 0,00118217 | 942,67 | 2,5188 | |
| 230 | 0,00120350 | 1000,40 | 2,7472 | 0,00120341 | 1000,45 | 2,7003 | 0,00120394 | 1000,17 | 2,6111 | |
| 240 | 0,00122100 | 1050,31 | 2,8729 | 0,00122091 | 1050,36 | 2,8072 | 0,00120848 | 1049,21 | 2,7027 | |

6. ΜΕΛΕΤΗ ΗΛΕΚΤΡΙΚΗΣ ΣΥΝΔΕΣΜΟΛΟΓΙΑΣ ΚΙΝΗΤΗΡΑ ΤΟΥ ΚΥΚΛΟΦΟΡΗΤΗ ΤΟΥ ΥΠΕΡΘΕΡΜΟΥ ΝΕΡΟΥ

6.1 ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΩΝ

Θα μελετηθεί η ηλεκτρική συνδεσμολογία παροχής ρεύματος, του τριφασικού ηλεκτροκινητήρα της αντλίας του κυκλώματος του υπέρθερμου νερού. Πιο συγκεκριμένα αναφερόμαστε για την αντλία του Σχήματος 4.1 της παραγράφου 4.2 της παρούσας πτυχιακής εργασίας. Με τον ίδιο τρόπο που εργαζόμαστε για να μελετήσουμε τον συγκεκριμένο ηλεκτροκινητήρα, μελετάμε και τους υπόλοιπους ηλεκτροκινητήρες των υπόλοιπων αντλιών. Εκτός από την μελέτη σχεδιάζονται ο ηλεκτρικός πίνακας και οι καλωδιώσεις του μηχανοστασίου.

- Η παροχή και το μανομετρικό του κυκλοφορητή που μελετάμε είναι:

$$Q = V_x = 7,55 m^3 / h$$

$$H_{kukl} = 48 m H_2 O$$

Ακόμα, στο Κεφάλαιο 4 παράγραφο 4.5 έχει υπολογιστεί η ισχύς του ηλεκτροκινητήρα που χρειάζεται για την λειτουργία της αντλίας, η οποία είναι:

$$N = 1,50 \text{ kW} \approx 2,0 \text{ HP}$$

Η ευρεθείσα αυτή τιμή της ισχύος, είναι αρκετά μικρή οπότε επιλέγεται να συνδεθεί ο ηλεκτροκινητήρας “απευθείας στο δίκτυο” και όχι με “αστέρα – τρίγωνο”. Έτσι λοιπόν, προχωράμε στην μελέτη:

Λόγω ότι έχουμε ονομαστική ισχύ του κινητήρα $N_{ov} = 1,50 \text{ kW}$ και ονομαστική τάση $U_{ov} = 380 \text{ V}$, από τον Πίνακα 6.1 (Σχ.123) βρίσκουμε:

$$-I_{ov} = 3,5 \text{ A.} \tag{6.1}$$

Όπως προαναφέραμε ο κινητήρας θα συνδεθεί απ’ ευθείας στο δίκτυο, οπότε η ένταση του ρεύματος με την οποία εμείς θα συνεχίσουμε την μελέτη, είναι ίση με την ονομαστική ένταση του ρεύματος προσαυξάνοντας κατά 25%, δηλαδή:

$$-I'_{gramhV} = 1,25 \cdot I_{on} = 1,25 \cdot 3,5^A = 4,375^A \approx 4,4 \text{ A} \tag{6.2}$$

Από τον Πίνακα 6.2 (Σχ. 51), βρίσκουμε το υποθετικό όργανο προστασίας, το οποίο επιλέγεται σαν η αμέσως μεγαλύτερη (ή ίση) τυποποιημένη τιμή. Στην περίπτωση μας έχουμε:

$$-I'_{gramhV} = 4,4 \text{ A} , \text{ οπότε επιλέγουμε } \mathbf{6,0 \text{ A.}} \tag{6.3}$$

6.2 ΔΙΑΤΟΜΗ ΚΑΛΩΔΙΩΝ ΑΣΦΑΛΟΥΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ

Από Πίνακα 6.3 (Σχ. 78.1), για Ομάδα I και ένταση ίση με 6,0 A επιλέγεται διατομή καλωδίων ασφαλούς λειτουργίας ίση με 1mm². Όμως, στο εμπόριο οι τυποποιημένες διατομές αγωγού ξεκινούν από 2,5 mm².

-Οπότε για ασφαλή και καλή λειτουργία, χρησιμοποιούνται *καλώδια διατομής:*

$$2,5 \text{ mm}^2. \quad (6.4)$$

6.3 ΤΡΙΠΟΛΙΚΟΣ ΑΣΦΑΛΕΙΟΑΠΟΖΕΥΚΤΗΣ

Στην συνέχεια, υπολογίζεται ο *τριπολικός ασφαλειοαποζεύκτης*. Εμείς έχουμε $I'_{grammhV} = 4,4 \text{ A}$. Από Πίνακα 6.4 (Σχ. A48) επιλέγουμε τον μηχανισμό. Η ελάχιστη τυποποιημένη ένταση είναι **25 A**, η οποία μας καλύπτει καθώς $25 \text{ A} > 4,4 \text{ A}$. Οπότε, ο τύπος του μηχανισμού που αντιστοιχεί, είναι:

$$LS1-D2531 \quad (6.5)$$

Αντίστοιχα, από τον Πίνακα 6.5 (Σχ. A49) επιλέγονται *τα φυσίγγια του μηχανισμού* αυτού:

-Εδώ δεχόμαστε την τιμή που δίνουν τα **6,0 A** > 4,4 A (μας καλύπτει). Ο τύπος των φυσιγγίων είναι:

$$3 \times DF2-CA06 \quad (\text{Ο συντελεστής 3 είναι επειδή ο ασφαλειοαποζεύκτης είναι τριπολικός}). \quad (6.6)$$

6.4 ΗΛΕΚΤΡΟΝΟΜΟΣ ΙΣΧΥΟΣ

Ακολούθως, υπολογίζεται ο *ηλεκτρονόμος ισχύος* με την βοήθεια του Πίνακα 6.6 (Σχ. A9). Για να βρούμε το αποτέλεσμα, χρησιμοποιείται το ονομαστικό ρεύμα το οποίο έχει υπολογιστεί ότι έχει τιμή: $I_{ov} = 3,5 \text{ A}$. Όμως, η ελάχιστη τυποποίηση της έντασης του ονομαστικού ρεύματος στον πίνακα αυτό είναι 9 A.

-Στην περίπτωση μας, θα χρειαστούμε μια ανοιχτή βοηθητική επαφή (<A>) η οποία θα δουλεύει σε τάση 220 V και συχνότητα 50 Hz. Ο τύπος που ικανοποιεί τις παραπάνω προδιαγραφές επιλέγεται από τον Σχήμα A9 και είναι:

$$LC1-D093M \quad (6.7)$$

6.5 ΘΕΡΜΙΚΟ ΥΠΕΡΕΝΤΑΣΕΩΣ

Τέλος, υπολογίζεται το *θερμικό υπερεντάσεως* με την βοήθεια του Πίνακα 6.7 (Σχ. A15). Για την περιοχή ρύθμισης του θερμικού, χρησιμοποιείται το I_{ov} το οποίο είναι ίσο με 3,5 A. Τα 3,5 A είναι μέσα στο εύρος τιμών **2,5~4 A**. Οπότε από το Σχήμα A15, επιλέγω θερμικό:

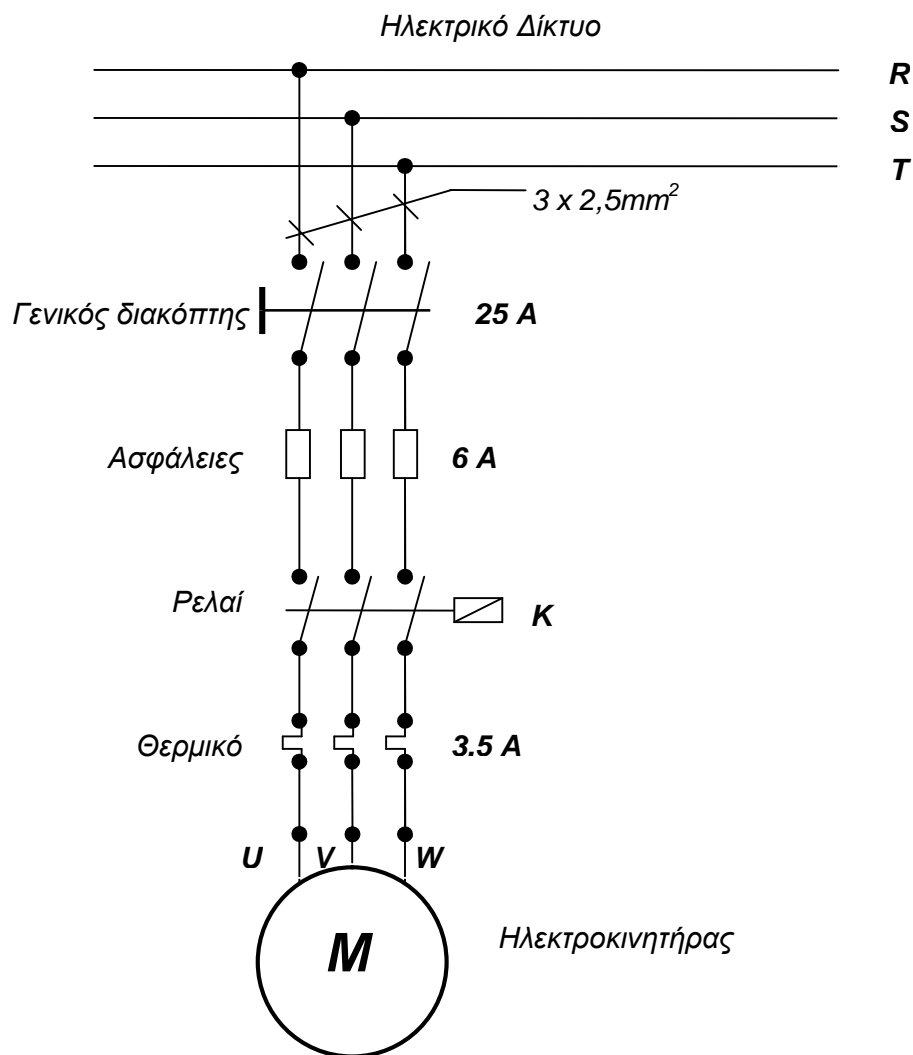
6.6 ΤΟΠΟΘΕΤΗΣΗ ΣΩΛΗΝΑ ΠΡΟΣΤΑΣΙΑΣ ΤΩΝ ΚΑΛΩΔΙΩΝ

Επειδή για την τροφοδοσία της γραμμής έχουμε τρία καλώδια που το κάθε ένα έχει διατομή $2,5 \text{ mm}^2$, από τον Πίνακα 6.8 (Σχ. 22) βρίσκω την εσωτερική διάμετρο του κλειστού μεταλλικού σωλήνα, ο οποίος θα προστατεύει τα τρία αυτά καλώδια. Η διάμετρος αυτή είναι:

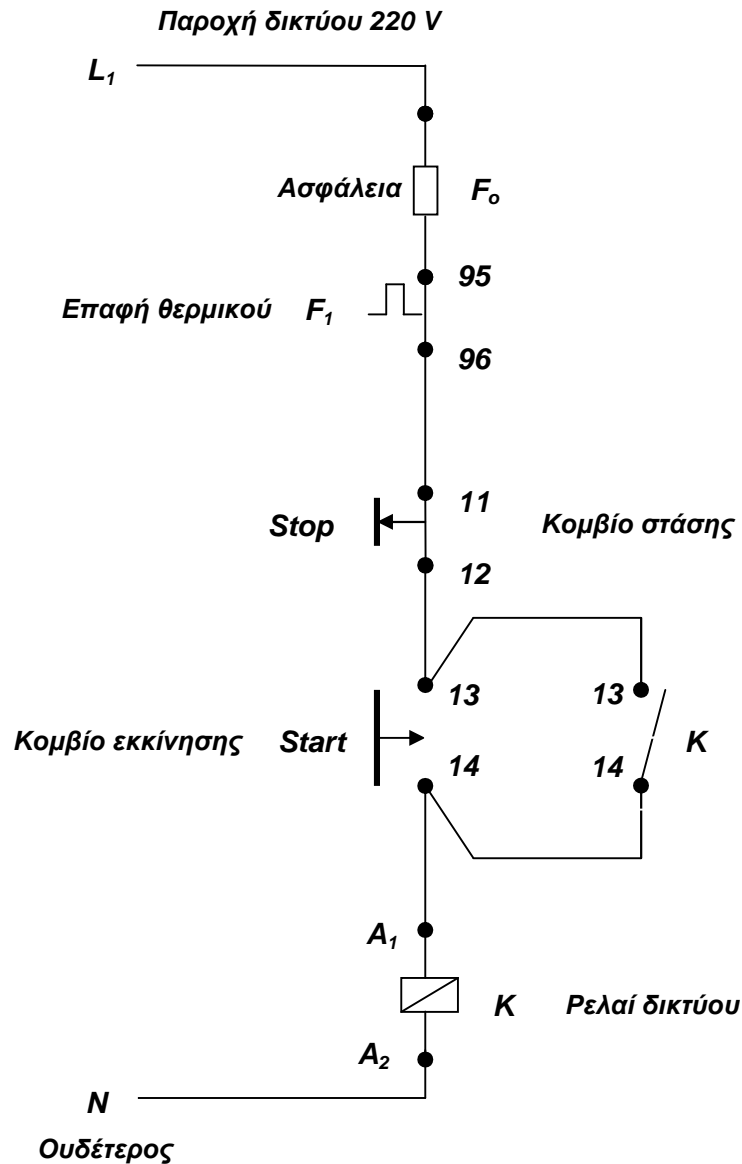
Διάμετρος σωλήνα προστασίας καλωδίων= **13,2 mm**.

(6.9)

Ακολουθεί η σχεδίαση των κυκλωμάτων της σύνδεσης του κινητήρα απευθείας στο δίκτυο (κύριο κύκλωμα και βοηθητικό).



Σχήμα 6.1: Κύκλωμα Ισχύος (Κύριο κύκλωμα)



Σχέδιο 6.2: Κύκλωμα Εντολών (Βοηθητικό Κύκλωμα)

Έτσι λοιπόν, μελετήθηκε η ηλεκτρική συνδεσμολογία του κινητήρα του κυκλοφορητή του υπέρθερμου νερού του κυκλώματος: Παρασκευαστήρας – Εναλλάκτης – Παρασκευαστήρας.

Με τον ίδιο τρόπο μελετούνται όλοι οι υπόλοιποι ηλεκτροκινητήρες των κυκλοφορητών που θα χρειαστούν για την κατασκευή όλου του δικτύου συνολικά.

Πίνακας 6.1: Ονομαστικό ρεύμα τριφασικού κινητήρα στα 50 Hz

| Single phase motors | | | | Three phase 4 pole motors 50/60 Hz | | | | | | | | |
|---------------------|------|------------|------------|------------------------------------|------|----------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| KW | hp | 220 V A | 240 V A | KW | hp | 220-240 V A | 330 V A | 415 V A | 440 V A | 500 V A | 660 V A | 800 V A |
| 0,37 | 0,5 | 3,9 | 3,6 | 0,37 | 0,5 | 1,8 | 1,03 | — | 0,99 | 1 | 0,6 | 0,4 |
| 0,55 | 0,75 | 5,2 | 4,8 | 0,55 | 0,75 | 2,75 | 1,6 | — | 1,36 | 1,21 | 0,9 | 0,6 |
| 0,75 | 1 | 6,6 | 6,1 | 0,75 | 1 | 3,5 | 2 | 2 | 1,66 | 1,5 | 1,1 | 0,8 |
| 1,1 | 1,5 | 9,8 | 8,8 | 1,1 | 1,5 | 4,4 | 2,6 | 2,5 | 2,37 | 2 | 1,5 | 1,1 |
| 1,5 | 2 | 12,7 | 11,7 | 1,5 | 2 | 6,1 | 3,5 | 3,5 | 3,06 | 2,6 | 2 | 1,5 |
| 2,2 | 3 | 18,5 | 17,1 | 2,2 | 3 | 8,7 | 5 | 5 | 4,42 | 3,8 | 2,8 | 2,0 |
| 3 | 4 | 24,3 | 22,2 | 3 | 4 | 11,5 | 6,6 | 6,5 | 5,77 | 5 | 3,8 | 2,8 |
| 4 | 5 | 29,6 | 27,1 | 3,7 | 5 | 13,5 | 7,7 | 7,5 | 7,1 | 5,9 | 4,4 | 3,2 |
| 4,4 | 6 | 34,7 | 31,8 | 5,5 | 7,5 | 14,6 | 8,2 | 8,4 | 7,9 | 6,5 | 4,8 | 3,5 |
| 5,5 | 7,5 | 39,8 | 36,5 | 7,5 | 10 | 27 | 15,5 | 11 | 10,4 | 9 | 6,6 | 4,8 |
| 5,5 | 7,5 | 42,2 | 38,7 | 9 | 12 | 32 | 18,5 | 14 | 13,7 | 12 | 8,9 | 6,5 |
| 6 | 8 | 44,5 | 40,8 | 9 | 12,5 | 33 | 20 | 17 | 16,9 | 13,9 | 10,6 | 7,7 |
| 7 | 9 | 49,5 | 45,4 | 10 | 15 | 39 | 22 | — | — | 15 | 11,5 | 8,5 |
| 7,5 | 10 | 54,4 | 50 | 11 | 15 | 39 | 22 | 21 | 20,1 | 18,4 | 14 | 10 |
| | | | | 13 | 20 | 62 | 30 | 28 | 26,5 | 23 | 17,3 | 12 |
| | | | | 18,5 | 25 | 64 | 37 | 35 | 32,8 | 28,6 | 21,3 | 14,5 |
| | | | | 22 | 30 | 75 | 44 | 40 | 39 | 33 | 25,4 | 17 |
| | | | | 25 | 35 | 85 | 52 | 47 | 45,3 | 39,4 | 30,2 | 20 |
| | | | | 30 | 40 | 103 | 60 | 55 | 51,5 | 45 | 34,6 | 23 |
| | | | | 33 | 45 | 113 | 68 | 60 | 58 | 50 | 38 | 25 |
| | | | | 37 | 50 | 126 | 72 | 66 | 64 | 55 | 42 | 28 |
| | | | | 40 | 54 | 134 | 79 | 71 | 67 | 60 | 44 | 30 |
| | | | | 45 | 60 | 150 | 85 | 80 | 76 | 65 | 48 | 33 |
| | | | | 51 | 70 | 170 | 98 | 90 | 83 | 75 | 57 | 38 |
| | | | | 55 | 75 | 182 | 105 | 100 | 90 | 80 | 61 | 40 |
| | | | | 59 | 80 | 195 | 112 | 105 | 97 | 85 | 66 | 43 |
| | | | | 63 | 85 | 203 | 117 | 115 | 108 | 98 | 69 | 45 |
| | | | | 75 | 100 | 240 | 138 | 135 | 126 | 105 | 82 | 50 |
| | | | | 80 | 110 | 260 | 147 | 138 | 131 | 112 | 86 | 53 |
| | | | | 90 | 125 | 293 | 170 | 165 | 146 | 129 | 98 | 58 |
| | | | | 100 | 136 | 326 | 188 | 182 | 162 | 143 | 107 | 7 |
| | | | | 110 | 150 | 356 | 205 | 200 | 176 | 156 | 118 | 7 |
| | | | | 129 | 175 | 420 | 242 | 230 | 206 | 184 | 135 | 7 |
| | | | | 132 | 180 | 425 | 245 | 240 | 215 | 187 | 140 | 7 |
| | | | | 140 | 190 | 450 | 260 | 250 | 227 | 200 | 145 | 7 |
| | | | | 147 | 200 | 472 | 273 | 260 | 236 | 207 | 152 | 100 |
| | | | | 150 | 205 | 483 | 280 | 270 | 246 | 210 | 159 | 100 |
| | | | | 160 | 220 | 520 | 300 | 280 | 256 | 220 | 170 | 100 |
| | | | | 180 | 245 | 578 | 333 | 320 | 289 | 254 | 190 | 100 |
| | | | | 185 | 250 | 595 | 342 | 325 | 295 | 253 | 203 | 100 |
| | | | | 200 | 270 | 626 | 370 | 340 | 321 | 291 | 216 | 100 |
| | | | | 220 | 300 | 700 | 408 | 365 | 353 | 310 | 235 | 100 |
| | | | | 250 | 340 | 800 | 460 | 425 | 401 | 360 | 274 | 100 |
| | | | | 257 | 350 | 826 | 475 | 450 | 412 | 365 | 280 | 100 |
| | | | | 280 | 380 | 900 | 510 | 475 | 450 | 400 | 305 | 100 |
| | | | | 295 | 400 | 948 | 540 | 500 | 473 | 416 | 320 | 100 |
| | | | | 300 | 410 | 960 | 565 | 510 | 481 | 420 | 325 | 100 |
| | | | | 315 | 430 | 990 | 584 | 535 | 505 | 445 | 337 | 100 |
| | | | | 335 | 450 | 1100 | 620 | 550 | 518 | 472 | 355 | 100 |
| | | | | 355 | 480 | 1150 | 636 | 580 | 549 | 500 | 370 | 100 |
| | | | | 375 | 500 | 1180 | 670 | 610 | 575 | 527 | 385 | 100 |
| | | | | 400 | 545 | 1250 | 710 | 650 | 611 | 540 | 410 | 100 |
| | | | | 425 | 580 | — | 760 | 680 | 650 | 574 | 445 | 100 |
| | | | | 445 | 600 | — | 790 | 730 | 690 | 595 | 455 | 100 |
| | | | | 450 | 610 | — | 800 | 740 | 690 | 603 | 460 | 100 |
| | | | | 475 | 645 | — | 850 | 780 | 730 | 645 | 485 | 100 |
| | | | | 500 | 680 | — | 900 | 820 | 780 | 680 | 515 | 100 |

Σχ. 123

Πίνακας 6.2: Υποθετικό όργανο προστασίας

| | | | | | | | | | | | |
|------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| Ον. ρεύμα (A) | 2 | 6 | 10 | 16 | 20 | 25 | 35 | 50 | 63 | 80 | 100 |
| Ον. απώλειες (W) | 3,3 | 2,3 | 2,6 | 2,8 | 3,3 | 3,4 | 5,2 | 6,5 | 7,1 | 8,5 | 9,1 |

Σχ. 51

Πίνακας 6.3: Διατομή καλωδίων

| Διατομή αγωγών ελασκή [mm ²] | ΟΜΑΔΑ Ι | | ΟΜΑΔΑ ΙΙ | | ΟΜΑΔΑ ΙΙΙ | |
|---|---------------------------------------|---|---------------------------------------|---|---------------------------------------|--|
| | Μέγιστη επιτρεπόμενη ένταση (Α) | Όνομαστική ένταση δοσολ. (Α) αθρόωτου δοκ. (Α') | Μέγιστη επιτρεπόμενη ένταση (Α) | Όνομαστική ένταση δοσολ. (Α) αθρόωτου δοκ. (Α') | Μέγιστη επιτρεπόμενη ένταση (Α) | Μέγιστη επιτρεπόμενη όνομαστική ένταση αιν.δ. σασκευής (Α) |
| 0,75 | --- | --- | 15 | 10 | 12 | 7 |
| 1 | 17 | 6 | 19 | 16 | 15 | 9 |
| 1,5 | 15 | 10 | 23 | 20 | 19 | 10 |
| 2,5 | 20 | 18 | 32 | 28 | 25 | 15 |
| 4 | 28 | 20 | 42 | 35 | 33 | 20 |
| 6 | 33 | 25 | 54 | 35 | 44 | 26 |
| 10 | 45 | 35 | 73 | 63 | 60 | 35 |
| 15 | 60 | 60 | 97 | 80 | 81 | 48 |
| 25 | 83 | 63 | 128 | 100 | 107 | 65 |
| 35 | 102 | 80 | 156 | 125 | 133 | 78 |
| 50 | 130 | 100 | 197 | 160 | 168 | 100 |
| 70 | 183 | 125 | 242 | 200 | --- | --- |
| 95 | 196 | 160 | 288 | 224 | --- | --- |
| 120 | 232 | 200 | 339 | 250 | --- | --- |
| 150 | --- | --- | 386 | 300 | --- | --- |
| 180 | --- | --- | 442 | 360 | --- | --- |
| 240 | --- | --- | 521 | 420 | --- | --- |
| 300 | --- | --- | 600 | 500 | --- | --- |
| 400 | --- | --- | 716 | 600 | --- | --- |
| 500 | --- | --- | 818 | 710 | --- | --- |

Σχ. 78. 1

Πίνακας 6.4: Τριπολικός ασφαλειοαποζεύκτης

| ΟΝΟΜΑΣΤΙΚΗ ΕΝΤΑΣΗ ΒΕΒΛΗΚΟΥ ΡΟΔΗΜΑΤΟΣ (I) A | = ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΣ χωρίς χειρολαβή ασφάλειας (B) | | = ΧΕΙΡΟΛΑΒΗ τοποθετούμενη δεξιά ή αριστερά απ' τον μηχανισμό | |
|--|--|-------------------------------------|--|---------------------------------|
| | Τύπος Βάρος Kg | Τύπος Βάρος Kg | Επιλεκτική Τύπος Βάρος Kg | Επιλεκτική Τύπος Βάρος Kg |
| Τριπολικός ασφαλειοαποζεύκτης | | | | |
| 25 A για φωτισμό 10 X 38 | LSI-D2531 (2) 0,240 | LSI-D2531 0,240 | μεταλλική χειρολαβή εκ κατασκευής | DK1-FB005 0,260 |
| 50 A για φωτισμό 14 X 53 | DK1-EK* 0,432 | DK1-EK* 0,432 | μεταλλική χειρολαβή εκ κατασκευής | DK1-AP05 0,250 |
| 80 A για φωτισμό 22 X 58 | DK1-FB2310 (4) 1,250 | DK1-FB23 (4) 1,250 | DK1-FA001 0,050 | DK1-FB005 0,200 |
| 125 A για φωτισμό 22 X 58 | DK1-GB2310 (4) 1,300 | DK1-GB23 (4) 1,250 | DK1-FA001 0,050 | DK1-FB005 0,200 |
| 200 A για φωτισμό μέγ. 0 | DK1-HC2310 (4) 4,350 | DK1-HC23 (4) 3,350 | DK1-HC001 0,650 | DK1-HC005 1,320 |
| Τετραπολικός ασφαλειοαποζεύκτης | | | | |
| 25 A για φωτισμό 10 X 38 | LSI-D2531 (2) + LAB-D254 0,300 | LSI-D2531 + LAB-B254 0,300 | μεταλλική χειρολαβή εκ κατασκευής | DK1-FB005 0,200 |
| 50 A για φωτισμό 14 X 53 | DK1-EM* (5) 0,270 | DK1-EM* (5) 0,270 | μεταλλική χειρολαβή εκ κατασκευής | DK1-AP05 0,250 |
| 80 A για φωτισμό 22 X 58 | DK1-FB2410 1,550 | DK1-FB24 1,550 | DK1-FA001 0,040 | DK1-FB005 0,200 |
| 125 A για φωτισμό 22 X 58 | DK1-GB2410 1,740 | DK1-GB24 1,700 | DK1-FA001 0,050 | DK1-FB005 0,200 |
| 200 A για φωτισμό μέγ. 0 | DK1-HC2410 4,950 | DK1-HC24 4,000 | DK1-HC001 0,250 | DK1-HC005 1,620 |

Σχ. A48

Πίνακας 6.5: Φυσίγγια μηχανισμού (ασφαλειών)

Φυσίγγια ασφαλειών τύπου -aid για την περιστροφή περιστρεφόμενων δίσκων με μόνιμη (α) ή έγκυρη (καυτήρας, κρύστα, κ.λπ.) μέγιστη ταχύτητα (έσπρακση κ.λπ.)

Φυσίγγια ασφαλειών τύπου e² ή g² για την περιστροφή κυκλωμάτων γυαλιού (έσπρακση κ.λπ.)

Μέγεθος σε Α Τύπος Βάρος kg Μέγεθος σε Α Τύπος Βάρος kg

Πάληση σε συσκευασία των 10



DF2-CA***
DF2-CH***

Φυσίγγια ασφαλειών 19 x 38 για ασφαλειοζεύγος LS1-D

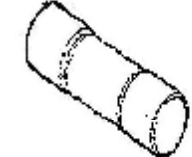
| | | | | | |
|------|------------|-------|----|------------|-------|
| 0,25 | DF2-CA001 | 0,010 | | | |
| 0,25 | DF2-CA002 | 0,010 | | | |
| 0,5 | DF2-CA005 | 0,010 | | | |
| 1 | DF2-CA01 | 0,010 | | | |
| 2 | DF2-CA02 | 0,010 | 2 | DF2-CA02 | 0,010 |
| 4 | DF2-CA04 | 0,010 | 4 | DF2-CA04 | 0,010 |
| 6 | DF2-CA06 | 0,010 | 6 | DF2-CA06 | 0,010 |
| 8 | DF2-CA08 | 0,010 | 8 | DF2-CA08 | 0,010 |
| 10 | DF2-CA10 | 0,010 | 10 | DF2-CA10 | 0,010 |
| 12 | DF2-CA12 | 0,010 | 12 | DF2-CA12 | 0,010 |
| 16 | DF2-CA16 * | 0,010 | 16 | DF2-CA16 * | 0,010 |
| 20 | DF2-CA20 * | 0,010 | 20 | DF2-CA20 * | 0,010 |
| 25 | DF2-CA25 * | 0,010 | | | |



DF2-EA***
DF2-EN***

Φυσίγγια ασφαλειών 14 x 51 για ασφαλειοζεύγος GK1-C

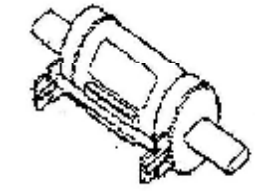
| | | | | | |
|------|------------|-------|----|------------|-------|
| 0,25 | DF2-EA002 | 0,020 | | | |
| 0,50 | DF2-EA005 | 0,020 | | | |
| 1 | DF2-EA01 | 0,020 | | | |
| 2 | DF2-EA02 | 0,020 | | | |
| 4 | DF2-EA04 | 0,020 | 4 | DF2-EN04 | 0,020 |
| 6 | DF2-EA06 | 0,020 | 6 | DF2-EN06 | 0,020 |
| 8 | DF2-EA08 | 0,020 | | | |
| 10 | DF2-EA10 | 0,020 | 10 | DF2-EN10 | 0,020 |
| 12 | DF2-EA12 | 0,020 | | | |
| 16 | DF2-EA16 | 0,020 | 16 | DF2-EN16 | 0,020 |
| 20 | DF2-EA20 | 0,020 | 20 | DF2-EN20 | 0,020 |
| 25 | DF2-EA25 | 0,020 | 25 | DF2-EN25 | 0,020 |
| 32 | DF2-EA32 * | 0,020 | 32 | DF2-EN32 * | 0,020 |
| 40 | DF2-EA40 * | 0,020 | 40 | DF2-EN40 * | 0,020 |
| 50 | DF2-EA50 * | 0,020 | | | |



DF2-FA**
DF2-FN**

Φυσίγγια ασφαλειών 22 x 58 για ασφαλειοζεύγος DK1-FB, GA

| | | | | | |
|-----|-------------|-------|-----|-------------|-------|
| 4 | DF2-FA04 | 0,045 | | | |
| 6 | DF2-FA06 | 0,045 | | | |
| 8 | DF2-FA08 | 0,045 | | | |
| 10 | DF2-FA10 | 0,045 | 10 | DF2-FN10 | 0,045 |
| 16 | DF2-FA16 | 0,045 | | | |
| 20 | DF2-FA20 | 0,045 | 20 | DF2-FN20 | 0,045 |
| 25 | DF2-FA25 | 0,045 | 25 | DF2-FN25 | 0,045 |
| 32 | DF2-FA32 | 0,045 | 32 | DF2-FN32 | 0,045 |
| 40 | DF2-FA40 | 0,045 | 40 | DF2-FN40 | 0,045 |
| 50 | DF2-FA50 | 0,045 | 50 | DF2-FN50 | 0,045 |
| 63 | DF2-FA63 * | 0,045 | 63 | DF2-FN63 * | 0,045 |
| 80 | DF2-FA80 * | 0,045 | 80 | DF2-FN80 * | 0,045 |
| 100 | DF2-FA100 * | 0,045 | 100 | DF2-FN100 * | 0,045 |
| 125 | DF2-FA125 * | 0,045 | | | |



DF2-GA****
DF2-GN****

Φυσίγγια ασφαλειών μηχανισμών μεγέθους e για ασφαλειοζεύγος DK1-BG

| | | | | | |
|-----|--------------|-------|-----|--------------|-------|
| 50 | DF2-GA1051 * | 0,230 | 50 | DF2-GN1051 * | 0,230 |
| 60 | DF2-GA1061 * | 0,230 | 60 | DF2-GN1061 * | 0,230 |
| 80 | DF2-GA1081 * | 0,230 | 80 | DF2-GN1081 * | 0,230 |
| 100 | DF2-GA1101 * | 0,230 | 100 | DF2-GN1101 * | 0,230 |
| 125 | DF2-GA1121 * | 0,230 | 125 | DF2-GN1121 * | 0,230 |
| 150 | DF2-GA1151 * | 0,230 | 150 | DF2-GN1151 * | 0,230 |
| 200 | DF2-GA1201 * | 0,230 | | | |

* Επιστροφή της ταχύτητας μετά την έσπραξη.

Σελ. A49

Πίνακας 6.6: Ηλεκτρονόμος Ισχύος

| Έλεγχος κινητήρων βραχ. όρου/α | | κατηγορία λειτουργίας ACS | | | | | | Μή επιπ. γωνια φορτία AC1 | Αριθμός δ. είδος βοηθητικών επαφών | Τύπος (αυτοκαταστροφή την τελεσί με το γραμμά που δείχνει την τάση λειτουργίας)(1) | Βάρος kg | |
|--------------------------------|----------------------------|---------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|---------------------------|------------------------------------|--|----------|--|
| Ένταση λειτουργίας max. | Μέγιστη τυποποιημένη ισχύς | Τάση | 220 V | 380 V | 415 V | 440 V | 500 V | 550 V | max(A) | | | |
| 9 A | kW | 2,2 | 4 | 4 | 6 | 5,5 | 5,5 | 25 A | -A- | LC1-D093-A60 | 0,320 | |
| | ch | 3 | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 7,5 | 7,5 | | -K- | LC1-D096-A60 | 0,320 | |
| 12 A | kW | 3 | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 7,5 | 7,5 | 25 A | -A- | LC1-D123-A60 | 0,320 | |
| | ch | 4 | 7,5 | 7,5 | 7,5 | 10 | 10 | | -K- | LC1-D126-A60 | 0,320 | |
| 16 A | kW | 4 | 7,5 | 9 | 9 | 10 | 7,5 | 40 A | -A- | LC1-D163-A60 | 0,490 | |
| | ch | 5,5 | 10 | 12,5 | 12,5 | 13,5 | 10 | | -K- | LC1-D169-A60 | 0,490 | |
| 25 A | kW | 5,5 | 11 | 11 | 11 | 15 | 15 | 40 A | -A- | LC1-D253-A60 | 0,490 | |
| | ch | 7,5 | 15 | 15 | 15 | 20 | 20 | | -K- | LC1-D259-A60 | 0,490 | |
| 40 A | kW | 11 | 18,5 | 22 | 22 | 22 | 30 | 60 A | -A++K- | LC1-D403- | 1,070 | |
| | ch | 15 | 25 | 30 | 30 | 30 | 40 | | | | | |
| 60 A | kW | 15 | 22 | 25 | 25 | 30 | 33 | 60 A | -A++K- | LC1-D603- | 1,070 | |
| | ch | 20 | 30 | 35 | 35 | 40 | 45 | | | | | |
| 80 A | kW | 18,5 | 30 | 37 | 37 | 37 | 37 | 80 A | -A++K- | LC1-D803- | 1,100 | |
| | ch | 25 | 40 | 50 | 50 | 50 | 50 | | | | | |
| 80 A | kW | 22 | 37 | 45 | 45 | 55 | 45 | 125 A | -A++K- | LC1-D803- | 1,440 | |
| | ch | 30 | 50 | 60 | 60 | 75 | 60 | | | | | |

| Χαρακτηρισμός | Είδος | Σύνθεση | Τύπος | Βάρος kg |
|---|---|--------------------|--------------|----------|
| Σε περίε LC1-D (ένα στοιχείο ανά περίε) | 1 στοιχείο βοηθητικών επαφών | -A++K- | LA1-D11 | 0,030 |
| | | 2-A- | LA1-D20 | 0,030 |
| | | 2-A++2-K- | LA1-D22 | 0,050 |
| | | 3-A++1-K- | LA1-D31 | 0,060 |
| | | 4-A- | LA1-D40 | 0,050 |
| | 1 στοιχείο χρονικών επαφών -A++K- | εργασία 0.1-3 sec | LA2-D20 | 0,080 |
| | | εργασία 0.1-30 sec | LA2-D22 | 0,080 |
| | | εργασία 10-180 sec | LA2-D24 | 0,080 |
| | | πρεμίας 0.1-3 sec | LA3-D20 | 0,080 |
| | | πρεμίας 0.1-30 sec | LA3-D22 | 0,080 |
| | πρεμίας 10-180 sec | LA3-D24 | 0,080 | |
| Σε περίε LC1-D09, D12, D16, D25 | Η ολομονωμένη γίνεται χειροκίνητα ή ηλεκτρικά | | LA6-DK01-(1) | 0,070 |

(1) Διηλεκτρικός τύπος του κινητήρα αλτάχου

| Volts | | 24 | 42 | 48 | 110 | 120 | 127 | 220 | 240 | 380 | 415 | 440 | 480 | 500 | 600 | 660 |
|----------|---------------|----|----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| 50 Hz | LC1-D09 - D60 | B | D | E | F | - | G | H | U | V | W | X | Y | - | - | - |
| 50 Hz | LC1-D09, D12 | - | - | D | F | F | - | M | M | - | - | N | N | - | S | X |
| | D16, D25 | - | - | D | F | F | - | L | L | - | - | N | N | - | SC | X |
| | D40 - D60 | - | - | D | K | K | - | P | P | - | - | O | O | - | V | SF |
| 50-60 Hz | LA6-DK01 | B | D | E | F | G | G | M | U | Q | N | R | - | S | - | Y |

Σκ. Α9

Πίνακας 6.8: Διάμετρος σωλήνα προστασίας καλωδίων

| Μικρωτικοί σωλήνες | | | | | | Κλειστοί μεταλλικοί σωλήνες | | | | | |
|---------------------------------|--------------------------------|-----------------|------|------|----|---------------------------------|--------------------------------|------|------|------|------|
| Πλήθος άγωγών* | | | | | | Πλήθος άγωγών | | | | | |
| Διατομή άγωγών* mm ² | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | Διατομή άγωγών* mm ² | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| | Έσπιτ. διάμετροι σωλήνων σε mm | | | | | | Έσπιτ. διάμετροι σωλήνων σε mm | | | | |
| 1,5 μ | 11 | 11 ⁺ | 13,5 | 13,5 | 16 | 1,5 μ | 13,2 | 13,2 | 13,2 | 13,2 | 16,4 |
| 2,5 μ | 11 ⁺ | 13,5 | 16 | 16 | 23 | 2,5 μ | 13,2 | 13,2 | 16,4 | 16,4 | 16,4 |
| 4 μ | 13,5 | 16 | 16 | 23 | 23 | 4 μ | 13,2 | 13,2 | 16,4 | 16 | 19,9 |
| 6 μ | 16 | 16 ⁺ | 23 | 23 | 23 | 6 μ | 13,2 | 16,4 | 16 | 19,9 | 25,5 |
| 10 μ | 23 | 23 | 29 | 29 | 29 | 10 μ | 18 | 19,9 | 25,5 | 25,5 | 34,2 |
| 10 π | 23 | 23 | 29 | 29 | 29 | 10 π | 19,9 | 25,5 | 25,5 | 25,5 | 34,2 |
| 16 μ | 23 | 29 | 29 | 29 | 36 | 16 μ | 25,5 | 25,5 | 25,5 | 34,2 | 34,2 |
| 16 π | 23 | 29 | 29 | 29 | 36 | 16 π | 25,5 | 25,5 | 34,2 | 34,2 | 34,2 |
| 25 μ | 29 | 29 | 36 | 36 | 48 | 25 μ | 25,5 | 34,2 | 34,2 | 44 | 44 |
| 25 π | 29 | 29 | 36 | 36 | 48 | 25 π | 34,2 | 34,2 | 34,2 | 44 | 44 |
| 35 π | 29 | 36 | 36 | 48 | 48 | 35 π | 34,2 | 34,2 | 34,2 | 44 | 44 |
| 50 π | 36 | 36 | 48 | 48 | — | 50 π | 34,2 | 44 | 44 | 51 | 51 |
| 70 π | 48 | 48 | 48 | — | — | 70 π | 44 | 44 | 51 | 51 | 55,8 |
| 95 π | 48 | 48 | — | — | — | 95 π | 44 | 51 | 51 | — | — |
| 120 π | 48 | — | — | — | — | 120 π | 51 | 51 | 55,8 | — | — |
| 150 π | — | — | — | — | — | 150 π | 55,8 | 55,8 | — | — | — |

* μ = μονόκλιτος
 π = πολύκλιτος
 + Να λαμβάνει ή άμέσως μεγαλύτερη διάμετρος για χονεκτή εγκατάσταση

Σχ. 22

ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Στα πρώτα στάδια της πτυχιακής εργασίας αναφέρθηκαν οι εφαρμογές των εναλλακτών θερμότητας, η έννοια της μεταφοράς θερμότητας και οι βασικοί μηχανισμοί μεταφοράς θερμότητας. Έπειτα, έγινε λόγος στην αρχή λειτουργίας των εναλλακτών θερμότητας και τα βασικά είδη αυτών.

Κατόπιν, αναπτύχθηκαν τα βασικά δεδομένα για τον σχεδιασμό του εναλλάκτη θερμότητας της εγκατάστασης. Όλα τα δεδομένα, είτε έχουν υπολογιστεί από την πράξη είτε δίδονται βάσει των προδιαγραφών είτε τα επιλέγουμε εμείς ως μηχανικοί γνωρίζοντας καλά το θεωρητικό υπόβαθρο των διαφορετικών λύσεων που μπορούν να υπάρξουν για κάθε εγκατάσταση. Έτσι, υπολογίστηκαν οι θερμικές παράμετροι του εναλλάκτη με δύο μεθόδους: (α) την Κλασική Μέθοδο και (β) την νεότερη Μέθοδο NTU (Αριθμός Μεταφερόμενων Μονάδων).

Στην συνέχεια, μελετήθηκε το μέγεθος του εναλλάκτη. Δηλαδή, η κατασκευαστική του διαμόρφωση, οι αυλοί του, το μήκος του και η διάμετρος του κελύφους του. Ελέγχτηκε η κυκλοφορία του ρευστού εξωτερικά των αυλών και υπολογίστηκε η διάμετρος των στομιών εισόδου και εξόδου του θερμού και υπέρθερμου νερού.

Στο επόμενο στάδιο της πτυχιακής, έγινε λεπτομερής ανάλυση του κυκλώματος του υπέρθερμου νερού. Δηλαδή, μελετήθηκε το κύκλωμα από τον παρασκευαστήρα έως τον εναλλάκτη θερμότητας. Υπολογίστηκε η διάμετρος του σωλήνα του κυκλώματος και οι απώλειες λόγω τριβής ανά κλάδο, ώστε να βρούμε το απαιτούμενο μανομετρικό της αντλίας του κυκλώματος και την ισχύ του ηλεκτροκινητήρα της αντλίας. Έγινε έλεγχος του πάχους του σωλήνα του κυκλώματος, ώστε να αντέχει στην μέγιστη πίεση και την θερμοκρασία λειτουργίας. Τέλος, έγινε σχεδιασμός διαγράμματος, για την κατανόηση της μεταβολής της πίεσης του υπέρθερμου νερού, χωρίς και με την λειτουργία της αντλίας.

Εν συνεχεία, έγινε ανάλυση της θερμοδυναμικής συμπεριφοράς του κυκλώματος από τον λέβητα έως τον εναλλάκτη, για δύο διαφορετικές περιπτώσεις. Στην πρώτη περίπτωση, το εργαζόμενο μέσο του κυκλώματος είναι το υπέρθερμο νερό και στην δεύτερη περίπτωση, το εργαζόμενο μέσο είναι κορεσμένος ατμός. Μετά τον υπολογισμό της θερμοδυναμικής συμπεριφοράς και την σχεδίαση των αντίστοιχων κυκλωμάτων, προχωρήσαμε σε οικονομική σύγκριση των δύο αυτών διαφορετικών περιπτώσεων και είδαμε πως οικονομικότερη λύση αποτελεί αυτή στην οποία το εργαζόμενο μέσο είναι απ' ευθείας ο κορεσμένος ατμός που παρασκευάζει ο λέβητας.

Στο τελευταίο στάδιο της παρούσας πτυχιακής εργασίας, έγινε η μελέτη της ηλεκτρικής συνδεσμολογίας του κινητήρα του κυκλοφορητή του υπέρθερμου νερού. Η σύνδεσή του επιλέχθηκε απ' ευθείας στο δίκτυο. Υπολογίστηκε η διατομή των καλωδίων ασφαλούς λειτουργίας, οι ασφάλειες, ο ηλεκτρονόμος ισχύος και το θερμικό προστασίας υπερεντάσεων. Τέλος, βρέθηκε η εσωτερική διάμετρος του σωλήνα προστασίας των καλωδίων σύνδεσης του ηλεκτροκινητήρα με το δίκτυο και σχεδιάστηκαν τα κυκλώματα "Ισχύος" και "Εντολών".

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ^(*)

1. YUNUS A. CENGEL, Μεταφορά Θερμότητας, Εκδόσεις ΤΖΙΟΛΑ, Αθήνα, 2005.
2. Ν. ΚΟΥΜΟΥΤΣΟΣ και Β. ΛΥΓΕΡΟΥ, Μεταφορά Θερμότητας, Εκδόσεις ΕΘΝΙΚΟΥ ΜΕΤΣΟΒΙΟΥ ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΟΥ, Αθήνα, 1992.
3. ΑΝΔΡΕΑΣ ΧΡ. ΓΙΑΝΝΟΠΟΥΛΟΣ, Εργαστηριακές Ασκήσεις και Ασκήσεις Πράξης Ατμολέβητων Ατμοστρόβιλων, Πάτρα, 2011.
4. ΑΝΔΡΕΑΣ ΧΡ. ΓΙΑΝΝΟΠΟΥΛΟΣ, Εργαστηριακές Ασκήσεις και Ασκήσεις Πράξης Στοιχείων Μηχανών Ι, Πάτρα, 2011.
5. ΣΤΕΡΓΙΟΥ Κ. ΙΩΑΝΝΗΣ, Στοιχεία Μηχανών Ι, Σύγχρονη Εκδοτική, Αθήνα, 2003.
6. ΓΕΡΑΣΙΜΟΣ ΒΛΑΣΟΠΟΥΛΟΣ, Σημειώσεις Ασκήσεων Πράξης Ε.Η.Ε & Αυτοματισμοί, Πάτρα, 1990.
7. STEPHEN J. CHARPMAN, Ηλεκτρικές Μηχανές AC-DC 3^η Έκδοση, Εκδόσεις ΤΖΙΟΛΑ, Θεσσαλονίκη, 2000.
8. Θ. ΠΑΝΙΔΗΣ, Μετάδοση Θερμότητας, Πανεπιστημιακές Σημειώσεις, Πάτρα, 2010.
9. Τ. KUPPAN, Heat Exchanger Design Handbook, MARCEL DEKKER, INC, New York – Basel, 2000.
10. ERIC M. SMITH, Advances in Thermal Design of Heat Exchangers, John Wiley & Sons, Ltd, West Sussex England, 2005.
11. ΑΛΚΙΒΙΑΔΗΣ Χ. ΠΑΓΙΑΤΑΚΗΣ, Ρευστομηχανική, Εκδόσεις Πανεπιστημίου Πατρών, 2014.

^(*) Οι παραπάνω καταχωρήσεις αφορούν τα εξής:

1. Μεταφρασμένο στα Ελληνικά Ξενόγλωσσο Βιβλίο, 2. Ελληνικό Βιβλίο, 3. Ελληνικές Διδακτικές Σημειώσεις, 4. Ελληνικές Διδακτικές Σημειώσεις, 5. Ελληνικό Βιβλίο, 6. Ελληνικές Διδακτικές Σημειώσεις, 7. Μεταφρασμένο στα Ελληνικά Ξενόγλωσσο Βιβλίο, 8. Ελληνικές Διδακτικές Σημειώσεις, 9. Ξενόγλωσσο Βιβλίο, 10. Ξενόγλωσσο Βιβλίο, 11. Ελληνικές Διδακτικές Σημειώσεις.