

ΓΡΑΜΜΑΤΕΙΑ

ΜΗΧ
675



ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ

Τ.Ε.Ι ΠΕΙΡΑΙΑ

ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ

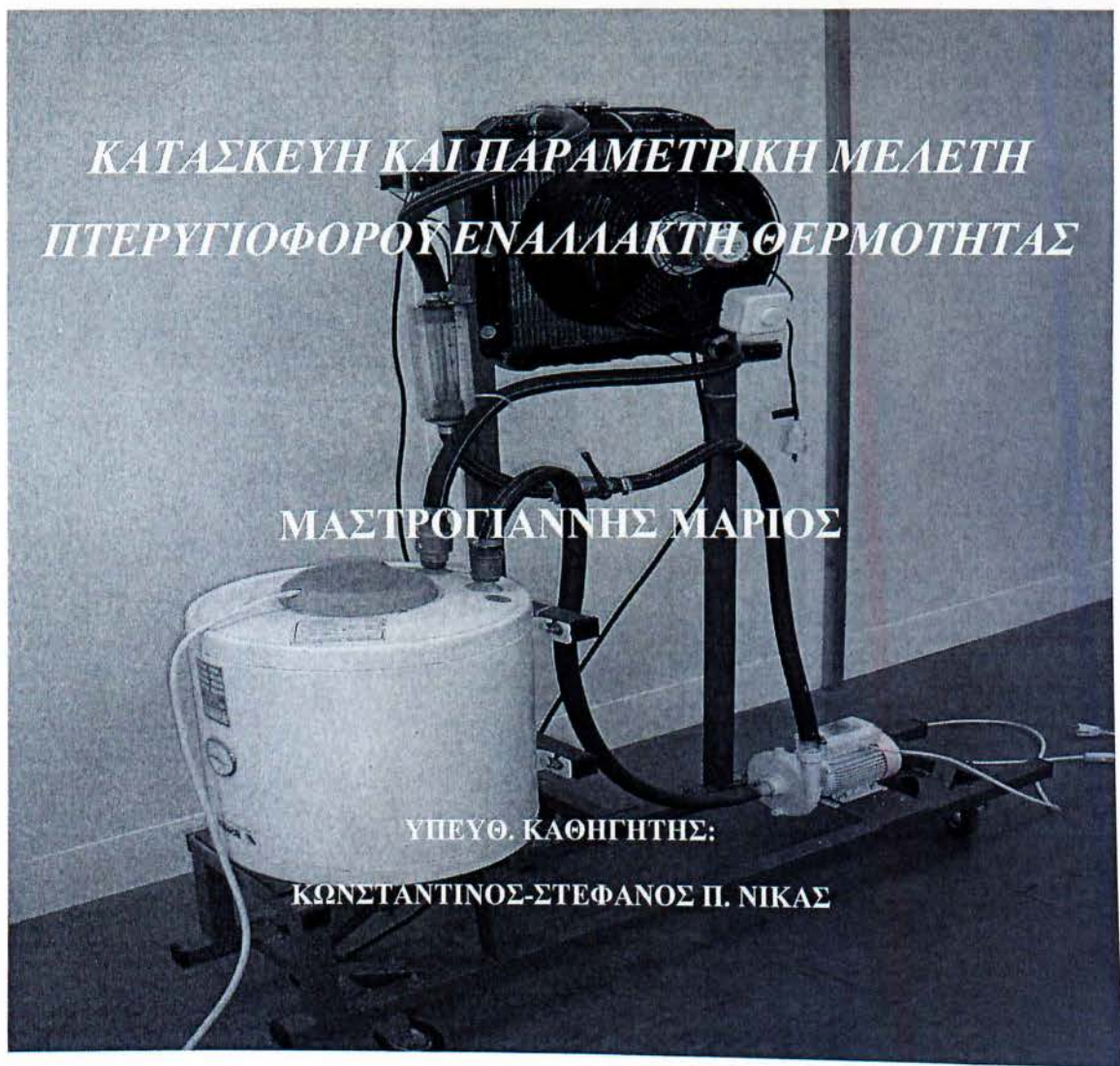
ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

*ΚΑΤΑΣΚΕΥΗ ΚΑΙ ΠΑΡΑΜΕΤΡΙΚΗ ΜΕΛΕΤΗ
ΠΤΕΡΥΓΙΟΦΟΡΟΥ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ*

ΜΑΣΤΡΟΓΙΑΝΝΗΣ ΜΑΡΙΟΣ

ΥΠΕΥΘ. ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ:

ΚΩΝΣΤΑΝΤΙΝΟΣ-ΣΤΕΦΑΝΟΣ Π. ΝΙΚΑΣ



ΣΕΠΤΕΜΒΡΙΟΣ 2012

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Στο σημερινό περιβάλλον – φυσικό και οικονομικό – όπου η ανάγκη για μειωμένη κατανάλωση και οικονομία καυσίμων είναι περισσότερο επιτακτική παρά ποτέ, ο ρόλος των εναλλακτών θερμότητας σε κυκλώματα ψύξης μηχανών κατέχει κεντρικό ρόλο, καθώς με τη διατήρηση της θερμοκρασίας σε επιθυμητά επίπεδα βελτιστοποιούνται οι συνθήκες λειτουργίας, μειώνονται οι απαιτήσεις σε καύσιμο και οι εκπομπές καυσαερίων και αυξάνεται ο χρόνος ζωής των υλικών.

Σκοπός της παρούσης εργασίας είναι η ανάλυση της λειτουργίας και των αποτελεσμάτων πειραματικής διάταξης κυκλώματος ψύξης με χρήση πτερυγιοφόρου εναλλάκτη θερμότητας. Η πειραματική διάταξη κατασκευάστηκε εξ'ολοκλήρου από τον συντάκτη και αποτελείται από την πηγή θερμότητας, τον εναλλάκτη, το κύκλωμα κυκλοφορίας του ψυκτικού μέσου και λοιπές βοηθητικές διατάξεις και όργανα.

ΛΕΞΕΙΣ - ΚΛΕΙΔΙΑ

Πτερυγιοφόρος εναλλάκτης θερμότητας, Ψυγείο, Κύκλωμα ψύξης

ABSTRACT

In today's environment - natural and economic - where the need for reduced consumption and fuel economy is more critical than ever, heat exchangers plays a central role in engine cooling circuits, by maintaining desired temperature levels, optimizing operating conditions, reducing fuel requirements and emissions and increasing the lifetime of materials.

The purpose of this thesis is to analyze the operation and results of experimental layout circuit cooling using fin heat exchanger. The experimental setup was constructed entirely by the author and consists of the heat source, the heat exchanger, the circulation of the coolant and other auxiliary equipment and instruments.

KEY-WORDS

Fin heat exchanger, Coolant circulation

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΕΡΙΛΗΨΗ-ΛΕΞΕΙΣ ΚΛΕΙΔΙΑ / ABSTRACT-KEY WORDS

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ & ΔΟΜΗ ΕΡΓΑΣΙΑΣ
 - 1.1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ
 - 1.2 ΔΟΜΗ ΕΡΓΑΣΙΑΣ
2. ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΑ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ
 - 2.1. ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ (HEAT EXCHANGERS)
 - 2.2. ΑΠΛΕΣ ΔΙΑΤΑΞΕΙΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ
 - 2.3. ΘΕΡΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ
 - 2.4. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ
 - 2.5. ΟΛΙΚΟΣ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ
 - 2.6. ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑ ΙΣΧΥΟΣ ΑΝΤΛΗΣΗΣ
 - 2.7. ΠΡΟΒΛΗΜΑΤΑ ΚΑΤΑ ΤΗ ΧΡΗΣΗ ΤΩΝ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ
 - 2.8. ΚΥΚΛΩΜΑ ΨΥΞΗΣ Μ.Ε.Κ.
 - 2.9. ΤΟ ΨΥΓΕΙΟ ΣΑΝ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ
3. ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΔΙΑΤΑΞΗ
4. ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ ΝΕΡΟΥ ΑΕΡΑ
5. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ ΚΑΙ ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ ΓΙΑ ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ-ΠΙΝΑΚΕΣ

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ-ΔΙΑΔΙΚΤΥΑΚΕΣ ΠΗΓΕΣ

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1^ο

ΕΙΣΑΓΩΓΗ ΚΑΙ ΔΟΜΗ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

1.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Το τυπολόγιο και οι εξισώσεις που διέπουν την λειτουργία των εναλλακτών θερμότητας – μέρος της γενικότερης θεωρίας της μετάδοσης ισχύος - φανερώνουν την πολυπαραμετρικότητα και συνθετότητα των παραγόντων που ορίζουν την απόδοσή τους. Οι πειραματικές διατάξεις που αποσκοπούν στην μέτρηση αυτής ακριβώς της αποδοτικότητας εναλλακτών θερμότητας έχουν ιδιαίτερη σημασία για την τυποποίησή τους και την διασύνδεση του θεωρητικού υποβάθρου με τα μετρήσιμα αποτελέσματα. Μια τέτοια ακριβώς πειραματική διάταξη είναι το αντικείμενο της παρούσας εργασίας.

1.2 ΔΟΜΗ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Στο 2ο κεφάλαιο της παρούσης αναλύεται το θεωρητικό υπόβαθρο που διέπει την λειτουργία των εναλλακτών θερμότητας. Παρουσιάζονται οι κύριοι τύποι και οι εξισώσεις που σχετίζονται με την εναλλαγή θερμότητας, ενώ δίνεται ιδιαίτερη έμφαση στον εναλλάκτη-ψυγείο νερού-αέρος για χρήση σε υδρόψυκτο κύκλωμα μηχανής εσωτερικής καύσης .

Στο 3^ο και στο 4^ο κεφάλαιο παρουσιάζεται η κατασκευή ενός κυκλώματος ψύξης, με κεντρικό στοιχείο τον περυσιοφόρο εναλλάκτη νερού-αέρος και παρατίθενται οι πειραματικές μετρήσεις που διεξήχθησαν για την πιστοποίηση της απόδοσης του εναλλάκτη και οι επεξεργασίες αυτών με βάση τις μεθόδους LMTD και NTU.

Στο 5^ο κεφάλαιο παρατίθενται τα συμπεράσματα από την επεξεργασία των μετρήσεων και τη σύγκριση των δύο μεθόδων.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2^ο

ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΑ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

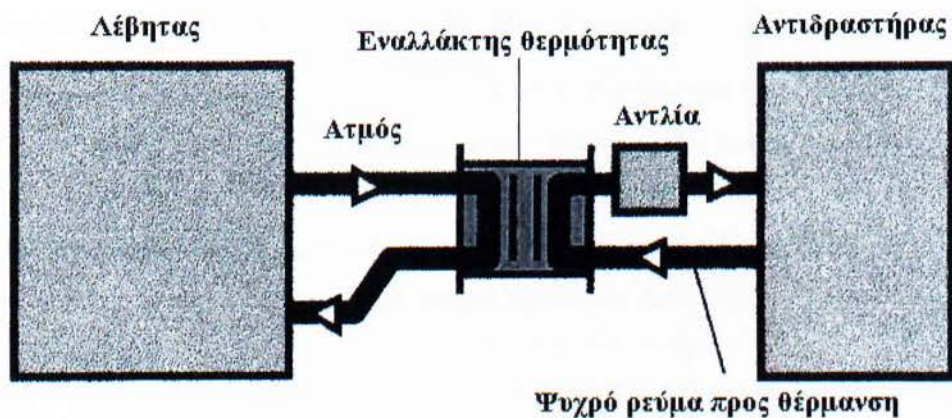
2.1 ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ (HEAT EXCHANGERS)

Οι εναλλάκτες θερμότητας είναι συσκευές με τις οποίες επιτυγχάνεται η μεταφορά ενέργειας από ένα ρευστό υψηλής θερμοκρασίας σε ένα άλλο ρευστό χαμηλότερης θερμοκρασίας. Το πολύ αυξημένο ενδιαφέρον για τη μείωση της κατανάλωσης ενέργειας σε παγκόσμιο επίπεδο τις τελευταίες δεκαετίες του 20ου αιώνα σε συνδυασμό με τα οικονομικά κίνητρα που έδωσαν οι περισσότερες κεντρικές κυβερνήσεις σε όλο το κόσμο οδήγησε τις παραγωγικές εταιρείες ανεξαρτήτως μεγέθους να αναπτύξουν τεχνολογίες αποτελεσματικότερης αξιοποίησης της ενέργειας. Σημαντικό ρόλο για την επίτευξη του παραπάνω στόχου έπαιξαν και συνεχίζουν να παίζουν οι συσκευές εναλλαγής θερμότητας. Οι εναλλάκτες θερμότητας βρίσκουν πολλές εφαρμογές σε όλους τους βιομηχανικούς τομείς, ανάμεσα σε αυτούς εξέχουσα θέση έχουν η χημική και η μεταλλουργική βιομηχανία. Οι τυπικές εφαρμογές των εναλλακτών θερμότητας στη χημική και μεταλλουργική βιομηχανία διακρίνονται στις ακόλουθες κυρίως κατηγορίες.

2.1.1 Ενεργειακά και οικονομικά αποδοτικοί τρόποι θέρμανσης (Heating)

Η θέρμανση οποιουδήποτε ρεύματος ρευστού που οδεύει σε βιομηχανικό χημικό αντιδραστήρα γίνεται συνήθως με χαμηλής πίεσης ατμό με εξαίρεση τις περιπτώσεις που απαιτείται θέρμανση σε σχετικά υψηλές θερμοκρασίες. Το ρευστό το οποίο πρέπει να εισέλθει στον αντιδραστήρα θερμαίνεται μέσα σε ένα εναλλάκτη θερμότητας έως την επιθυμητή θερμοκρασία από χαμηλής πίεσης ατμό ή σε ορισμένες περιπτώσεις από άλλα μέσα θέρμανσης όπως θερμό νερό και ειδικά λάδια.

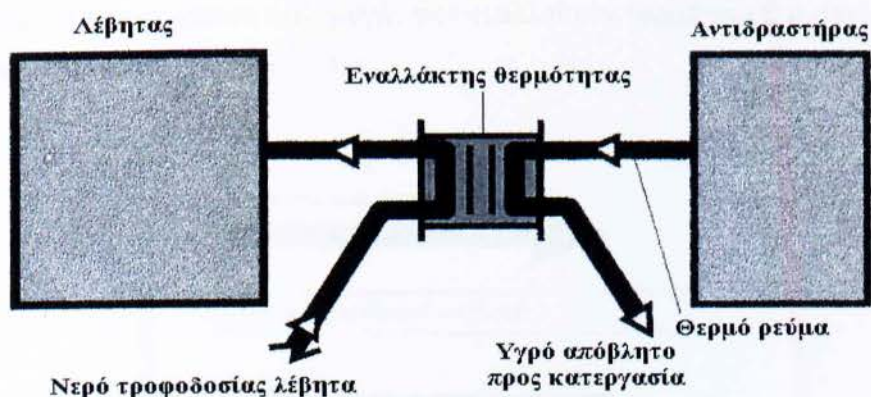
Ένα απλοποιημένο διάγραμμα ροής μιας τέτοιας εφαρμογής δίνεται στο σχήμα 2.1



Σχήμα 2.1: Θέρμανση με χαμηλής πίεσης ατμό.

2.1.2 Ανάκτηση θερμότητας από θερμά ρεύματα (Heat Recovery)

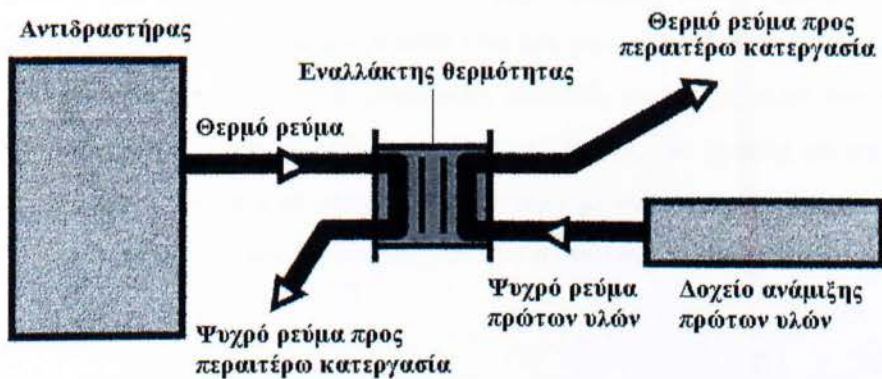
Κάθε βιομηχανική δραστηριότητα χαρακτηρίζεται από ένα μεγάλο αριθμό θερμών ρευμάτων τα οποία πρέπει να ψυχθούν ή θερμών ρευστών αποβλήτων τα οποία πριν υποστούν κατεργασία προς απόρριψη πρέπει επίσης να ψυχθούν για να ανακτηθεί η περιεχόμενη σε αυτά ενέργεια. Ο αποτελεσματικότερος τρόπος ανάκτησης της θερμότητας είναι μέσω ενός εναλλάκτη θερμότητας, ο οποίος όπως φαίνεται στο σχήμα 2.2 χρησιμοποιείται συνήθως για την προθέρμανση του νερού που τροφοδοτεί ένα λέβητα παραγωγής ατμού μειώνοντας με αυτό το τρόπο την κατανάλωση ενέργειας στο λέβητα.



Σχήμα 2.2: Τυπικό διάγραμμα ανάκτησης θερμότητας από θερμό ρεύμα.

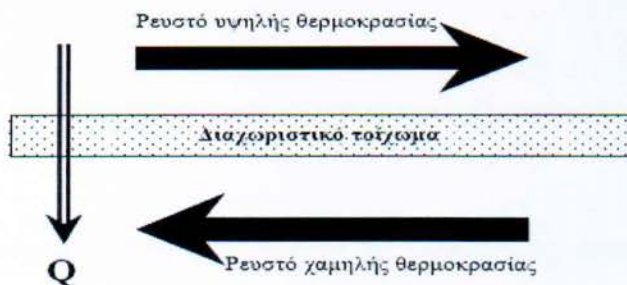
2.1.3 Αναγέννηση θερμότητας (Regenerative Heat Exchange)

Η φιλοσοφία της αναγέννησης θερμότητας είναι η ανάκτηση της ενέργειας ενός θερμού ρεύματος μιας παραγωγικής διαδικασίας που απαιτεί ψύξη για την άμεση θέρμανση ενός άλλου ψυχρού ρεύματος της ίδιας παραγωγικής διαδικασίας, το οποίο απαιτεί θέρμανση πριν την περαιτέρω κατεργασία του (Σχήμα 2.3). Ονομάζεται αναγέννηση θερμότητας διότι μεταφέρει άμεσα ένα ποσό ενέργειας από ένα θερμό ρεύμα εξόδου σε ένα ψυχρό ρεύμα εισόδου της ίδιας παραγωγικής διαδικασίας.



Σχήμα 2.3: Τυπικό διάγραμμα αναγέννησης θερμότητας.

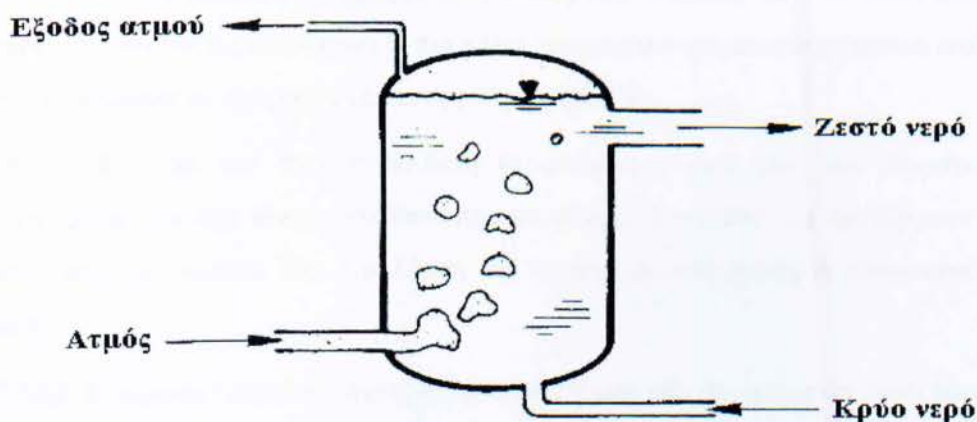
Ανεξαρτήτως του τρόπου εφαρμογής των εναλλακτών θερμότητας, η αρχή λειτουργίας τους φαίνεται παραστατικά στο σχήμα 2.4.



Σχήμα 2.4: Αρχή λειτουργίας εναλλακτών θερμότητας.

Οι ροές των δύο ρευστών συνήθως διαχωρίζονται μεταξύ τους, μέσω ενός μη διαπερατού θερμοαγώγιμου διαχωριστικού τοιχώματος. Λόγω της διαφοράς θερμοκρασίας ανάμεσα στα δυο ρευστά, υπάρχει ωθούσα δύναμη για μεταφορά ενέργειας υπό μορφή θερμότητας από το ρευστό υψηλής θερμοκρασίας προς το ρευστό χαμηλής θερμοκρασίας μέσω του διαχωριστικού τοιχώματος που έχει ως άμεση συνέπεια την αύξηση του ενεργειακού περιεχομένου του ψυχρού ρευστού και προφανώς της θερμοκρασίας του. Εκτός από το μηχανισμό μεταφοράς ενέργειας που περιγράφεται απλοϊκά στο σχήμα 2.4, υπάρχουν και διατάξεις εναλλαγής ενέργειας, όπου υπάρχει άμεση επαφή μεταξύ των δύο ρευστών όπως φαίνεται στο σχήμα 2.5.

Οι εναλλάκτες θερμότητας αυτού του τύπου ονομάζονται “άμεσης επαφής” και περιέχουν είτε δύο πλήρως μη-αναμίξιμα ρευστά, είτε ένα μη-υγροποιήσιμο αέριο στις συνθήκες λειτουργίας της συσκευής που διέρχεται μέσω ενός ρευστού, είτε τέλος ατμό που διασπείρεται σε ψυχρό νερό. Στο σχήμα 2.5 φαίνεται ένας εναλλάκτης θερμότητας άμεσης επαφής στον οποίο κορεσμένος ατμός έρχεται σε άμεση επαφή με κρύο νερό με συνέπεια ο ατμός να υγροποιείται αποβάλλοντας ενέργεια υπό μορφή θερμότητας, ενώ ταυτόχρονα το νερό να θερμαίνεται.



Σχήμα 2.5: Εναλλάκτης θερμότητας άμεσης επαφής.

Οι εναλλάκτες θερμότητας αποτελούν τις βασικότερες συνιστώσες των συστημάτων αποβολής ή/και ανάκτησης θερμότητας.

Ανάλογα με την κατασκευή τους λοιπόν οι εναλλάκτες διακρίνονται σε:

- α) Ομοκεντρικούς κυκλικής διατομής

β) Εναλλάκτες κελύφους

γ) Πλακοειδείς

δ) Συμπαγείς ή προεκταμένης επιφάνειας με πτερύγια. Τα πτερύγια αυξάνουν την επιφάνεια συναλλαγής από την πλευρά του αέρα(συνήθως) και, επομένως, το συντελεστή συναγωγής.

ε) Εναλλάκτες αναγέννησης (αναγεννητές).

Ανάλογα με το είδος της ροής μέσα στους εναλλάκτες, αυτοί διακρίνονται σε:

α) Ομοροής

β) Αντιροής

γ) Σταυρωτής ροής

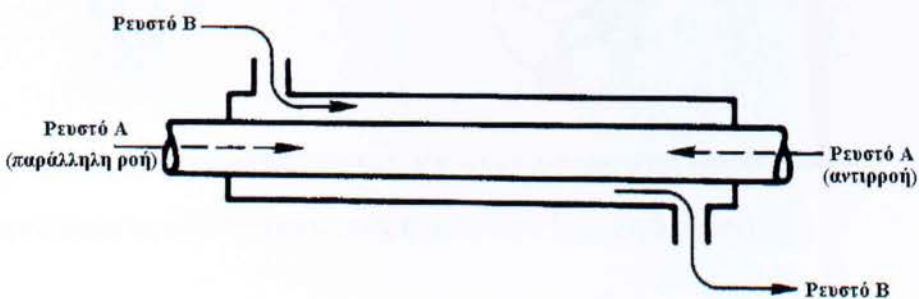
δ) Σύνθετους

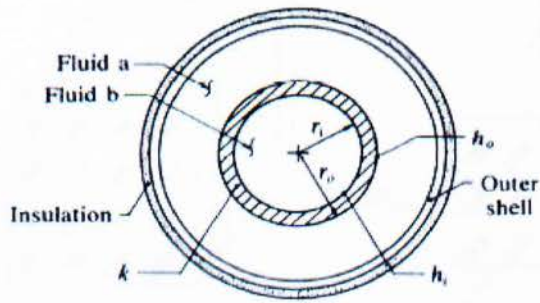
2.2 ΑΠΛΕΣ ΔΙΑΤΑΞΕΙΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ

α) Απλοί εναλλάκτες θερμότητας ομοροής ή αντιροής (Parallel flow or counterflow heat exchangers). Οι εναλλάκτες αυτοί είναι οι πιο απλοί γεωμετρικά και κατασκευαστικά εναλλάκτες και τους διαχωρίζουμε σε όμοροής και αντιροής σχήμα 2.6

ΟΜΟΡΡΟΗΣ. Σ' αυτό τον τύπο εναλλάκτη θερμότητας η ροή των δύο ρευμάτων είναι παράλληλη, αλλά και της ίδιας κατεύθυνσης και φοράς. Επιπλέον, τα εργαζόμενα ρευστά εισέρχονται στη μια πλευρά του εναλλάκτη σε ομόκεντρη σωλήνωση ή κατασκευή διπλής σωλήνωσης.

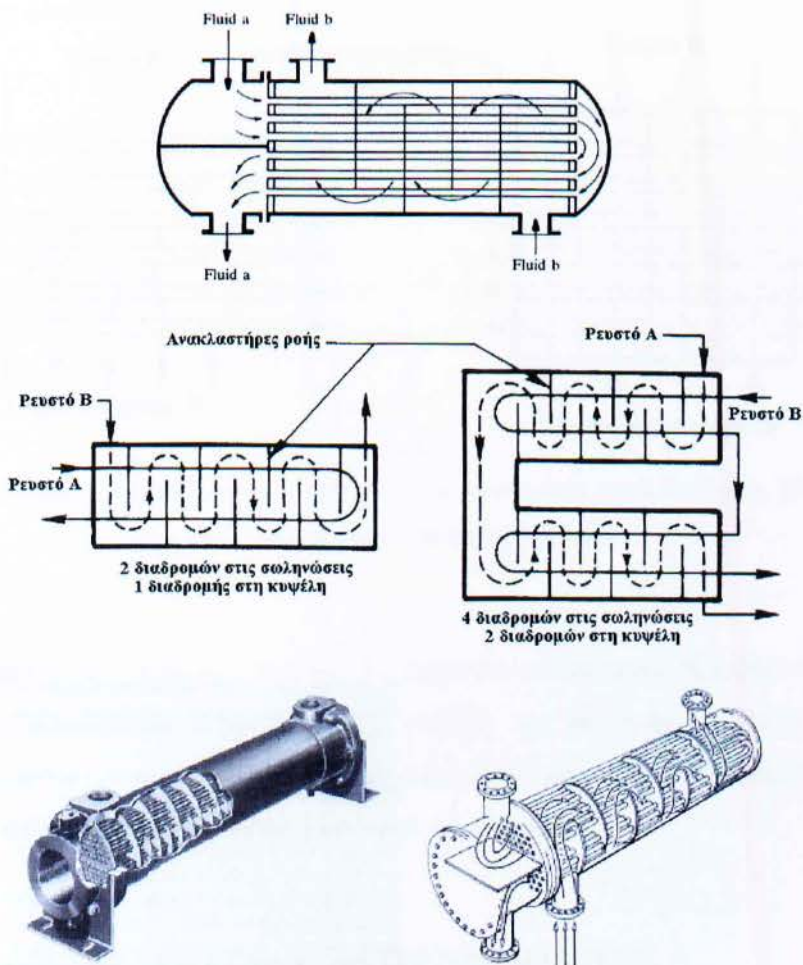
ΑΝΤΙΡΡΟΗΣ. Σ' αυτούς τους εναλλάκτες θερμότητας η ροή των δύο ρευστών είναι παράλληλη, αλλά αντίθετης διεύθυνσης και φοράς, κατά την οποία, τα ρευστά εισέρχονται από αντίθετη πλευρά και εξέρχονται κατά την αντίθετη πλευρά του εναλλάκτη.





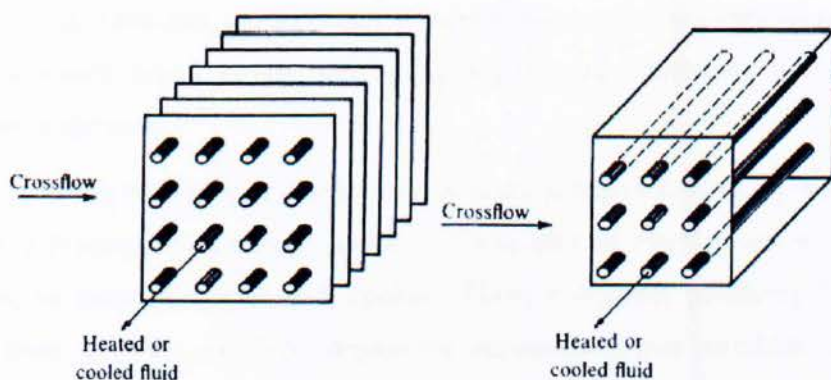
Σχήμα 2.6: Πλάγια όψη και τομή ενός εναλλάκτη διπλού σωλήνα

β) Εναλλάκτες θερμότητας με κυψέλη και σωληνώσεις (Shell-and-tube heat exchangers).

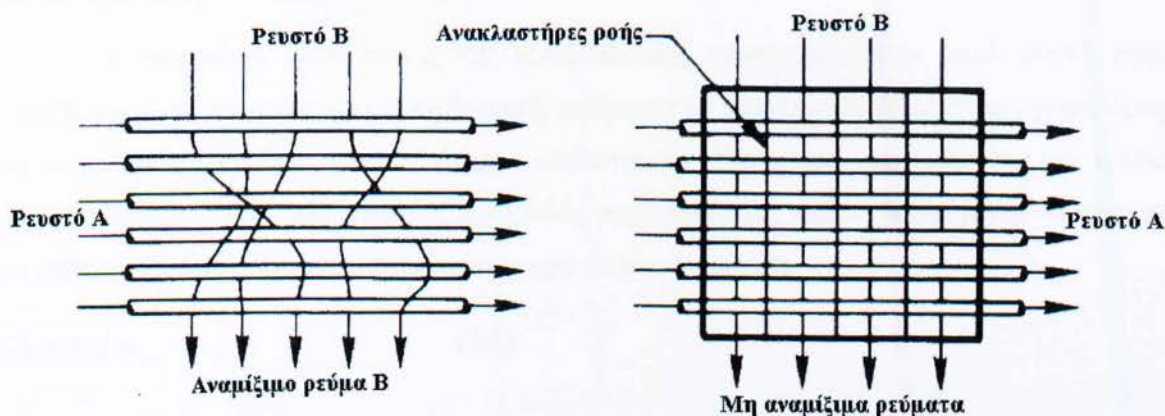


Σχήμα 2.7: Εναλλάκτης δέσμης σωλήνων με ανακλαστήρες (αλών-κελύφους)

γ) Εναλλάκτες θερμότητας εγκάρσιας ροής (Cross-flow heat exchangers).



Σχήμα 2.8: Εναλλάκτες σταυρωτής ροής: (α) με πτερύγια χωρίς ανάμειξη, (β) χωρίς πτερύγια με ανάμειξη του ρευστού εκτός σωλήνα



Σχήμα 2.9: Εναλλάκτες εγκάρσιας (σταυρωτής) ροής: (α) με πτερύγια χωρίς ανάμειξη, (β) χωρίς πτερύγια με ανάμειξη του ρευστού εκτός σωλήνα

Οι περισσότεροι μεγάλης κλίμακας βιομηχανικοί εναλλάκτες θερμότητας ανήκουν στη κατηγορία των εναλλακτών θερμότητας με κυψέλη και σωληνώσεις επειδή εξαιτίας του ιδιαίτερου σχεδιασμού τους (ροή ρευστού Β εγκάρσια προς τις σωληνώσεις) εξασφαλίζουν υψηλή απόδοση εναλλαγής θερμότητας ανάμεσα στα δύο ρευστά.

2.3 ΘΕΡΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Οι εναλλάκτες θερμότητας λειτουργούν, πολύ συχνά, για μεγάλες χρονικές περιόδους, χωρίς να μεταβάλλονται οι συνθήκες λειτουργίας τους. Γι' αυτό το λόγο, μπορούν να αναλυθούν, ως συσκευές μόνιμης κατάστασης, όπου η ροή μάζας και οι ιδιότητες των εργαζομένων ρευστών, όπως η θερμοκρασία και η πυκνότητα στην είσοδο και έξοδο του εναλλάκτη, παραμένουν

σταθερές ποσότητες. Επιπλέον, τα δυο ρεύματα παρουσιάζουν, σχεδόν μηδενική μεταβολή στην κινητική και δυναμική τους ενέργεια, αφού δε μεταβάλλεται, σημαντικά, η ταχύτητα και η υψομετρική τους απόσταση.

Παρότι η ειδική θερμοχωρητικότητα ενός ρευστού μεταβάλλεται με τη θερμοκρασία, σε ένα καθορισμένο θερμοκρασιακό εύρος μπορεί, να θεωρηθεί ως σταθερή και ίση με μια μέση τιμή της, χωρίς να εισάγεται σημαντικό σφάλμα. Τέλος η αξονική μετάδοση θερμότητας με αγωγιμότητα είναι συνήθως λιγότερο σημαντική παράμετρος, ενώ επιπλέον το εξωτερικό περιβλήμα του εναλλάκτη μπορεί να θεωρηθεί πλήρως μονωμένο, έτσι ώστε η συναλλαγή θερμότητας να υφίσταται μόνο μεταξύ των εργαζόμενων ρευστών και να μην υπάρχει απώλεια θερμότητας προς τον περιβάλλοντα χώρο.

Οι παραπάνω προσεγγίσεις και εξιδανικεύσεις χρησιμοποιούνται πολύ συχνά στην πράξη, αφού απλοποιούν, αρκετά τη θερμική ανάλυση των εναλλακτών θερμότητας, χωρίς όμως να μειώνεται η ακρίβεια των αντίστοιχων υπολογισμών. Επομένως, εφαρμόζοντας τον πρώτο θερμοδυναμικό νόμο, όπου ο ρυθμός μεταβολής της θερμότητας από το θερμό ρεύμα ισούται με το ρυθμό μεταβολής θερμότητας προς το ψυχρό ρεύμα, ισχύει ότι:

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h (h_{h,in} - h_{h,out}) \quad (2.1)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c (h_{c,out} - h_{c,in}) \quad (2.2)$$

όπου οι δείκτες h και c , υποδηλώνουν το θερμό και το ψυχρό ρεύμα αντίστοιχα, ενώ οι in και out , την είσοδο και την έξοδο και τα σύμβολα \dot{m} και h τη ροή μάζας και την ενθαλπία του καθενός ρεύματος.

Στην περίπτωση που τα δυο ρευστά δεν υπόκεινται σε αλλαγή φάσης και οι ειδικές θερμοχωρητικότητες, C_p θεωρούνται σταθερές, οι εξισώσεις (1) και (2) μετασχηματίζονται, αντίστοιχα, όπως παρακάτω:

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h C_{p_h} (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (2.3)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c C_{p_c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2.4)$$

όπου $\dot{Q} = \dot{Q}_h = \dot{Q}_c$

Θα πρέπει να σημειωθεί, ότι η ροή θερμότητας, \dot{Q} , λαμβάνεται ως θετική ποσότητα, ενώ η μεταφορά της γίνεται, από το θερμό προς το ψυχρό ρεύμα, υπακούοντας στο δεύτερο θερμοδυναμικό νόμο.

Στη θερμική ανάλυση των εναλλακτών θερμότητας, παρέχει μια μεγάλη διευκόλυνση η χρησιμοποίηση της έννοιας του ρυθμού χωρητικότητας (heat capacity rate), C , για το καθένα εργαζόμενο ρευστό, ο οποίος ορίζεται ως το γινόμενο της ροής μάζας και της ειδικής θερμοχωρητικότητάς του, δηλαδή:

$$C_h = \dot{m}C_{p_h} \quad (2.5)$$

$$C_c = \dot{m}C_{p_c} \quad (2.6)$$

όπου υποδηλώνει το ρυθμό μεταφοράς θερμότητας, που απαιτείται για να μεταβληθεί η θερμοκρασία ενός ρευστού, που κινείται μέσα σε ένα εναλλάκτη κατά 1°C .

Λαμβάνοντας υπόψη τον ορισμό του ρυθμού χωρητικότητας, οι εξισώσεις (2.3) και (2.4) συνοψίζονται στην παρακάτω έκφραση:

$$\dot{Q} = C_h (T_{h,in} - T_{h,out}) = C_c (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2.7)$$

δηλαδή, ο ρυθμός μεταβολής θερμότητας σε ένα εναλλάκτη θερμότητας είναι ίσος με το ρυθμό χωρητικότητας του κάθε ρευστού, πολλαπλασιαζόμενο με τη θερμοκρασιακή του διαφορά.

Μια επιπλέον σημαντική σχέση, που σχετίζει τη ροή θερμότητας με τη θερμοκρασιακή διαφορά, μεταξύ θερμού και ψυχρού ρεύματος, ($\Delta T = T_h - T_c$), είναι αναγκαία για την καλύτερη ανάλυση των εναλλακτών θερμότητας. Αυτή θα ήταν δυνατόν να είναι μια γενική έκφραση του νόμου του Newton, όπου ο συνολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας U , αντικαθιστά το συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας h . Αφού, όμως, στην περίπτωση ενός εναλλάκτη θερμότητας, η θερμοκρασιακή διαφορά, ΔT , των δύο ρευμάτων μεταβάλλεται σε κάθε θέση τους, ο ρυθμός μεταβολής θερμότητας μετασχηματίζεται ως εξής:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_m \quad (2.8)$$

όπου ΔT_m είναι η κατάλληλη μέση θερμοκρασιακή διαφορά (Mean Temperature Difference) για τη θερμική ανάλυση ενός εναλλάκτη θερμότητας και η μορφή της προσδιορίζεται ανάλογα, όπως θα δούμε στη συνέχεια.

2.4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Ένας εναλλάκτης θερμότητας μπορεί να μελετηθεί μέσω των παρακάτω δύο διαφορετικών προσεγγίσεων.

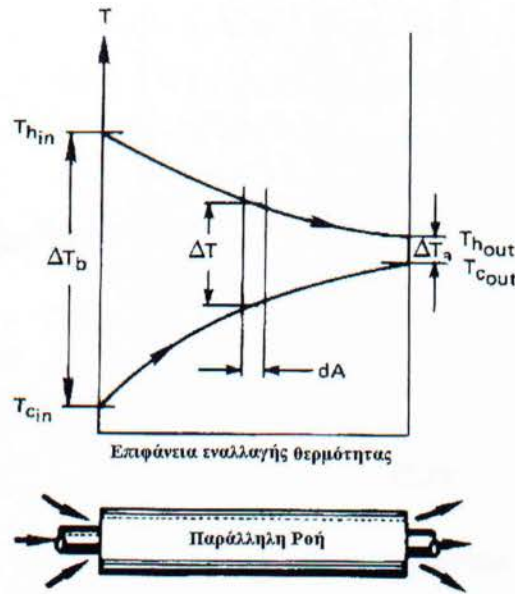
- α) Τη μέθοδο της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασιακής διαφοράς,
- β) Τη μέθοδο της αποδοτικότητας εναλλάκτη.

2.4.1 Μέθοδος μέσης λογαριθμικής θερμοκρασιακής διαφοράς (LMTD)

Για τη κατανόηση αυτής της μεθόδου θα αναλυθεί η περίπτωση των απλών εναλλακτών θερμότητας ομορροής και αντιρροής.

Απλός εναλλάκτης θερμότητας ομορροής/παράλληλης ροής

Ο απλός εναλλάκτης θερμότητας παράλληλης ροής αποτελείται από δύο ομόκεντρους κυλινδρικούς αγωγούς όπου στον εσωτερικό αγωγό ρέει το ρευστό υψηλής θερμοκρασίας (θερμό ρεύμα) και στον εξωτερικό αγωγό ρέει το ρευστό χαμηλής θερμοκρασίας (ψυχρό ρεύμα). Καθώς τα δύο ρευστά ρέουν μέσα στη συσκευή προς την ίδια κατεύθυνση (παράλληλη ροή) μεταφέρεται ενέργεια από το θερμό προς το ψυχρό ρεύμα με συνέπεια να αυξάνεται η θερμοκρασία του ψυχρού ρεύματος (T_c) και να μειώνεται η θερμοκρασία του θερμού (T_h), όπως φαίνεται στο σχήμα 2.10. Τονίζεται ότι σε αυτούς τους εναλλάκτες θερμότητας δεν είναι δυνατό να λάβει χώρα αλλαγή της φυσικής κατάστασης των δύο ρευστών (υγροποίηση ή εξάτμιση) πράγμα που σημαίνει ότι όλο το ποσό της μεταφερόμενης ενέργειας χρησιμοποιείται για τη μεταβολή της θερμοκρασίας των δύο ρευστών.



Σχήμα 2.10: Θερμοκρασιακή κατανομή στα ρευστά απλού εναλλάκτη θερμότητας παράλληλης ροής (ομορροής)

Η μέθοδος της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασιακής διαφοράς δέχεται ότι ο ολικός ρυθμός μεταφοράς θερμότητας από το θερμό στο ψυχρό ρεύμα μέσω της συνολικής επιφάνειας του εναλλάκτη θερμότητας, A , υπολογίζεται από τη σχέση:

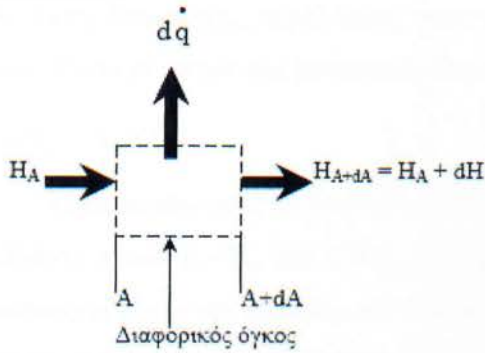
$$\dot{q} = UA\Delta T_{\mu} \quad (2.9)$$

όπου U είναι ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας, ΔT_{μ} είναι η μέση θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στα δύο ρευστά.

Συνεπώς, το πρόβλημα του υπολογισμού του εναλλάκτη θερμότητας ανάγεται σε πρόβλημα προσδιορισμού της μέσης θερμοκρασιακής διαφοράς ανάμεσα στα δύο ρευστά του εναλλάκτη.

Εάν θεωρήσουμε ένα διαφορικό όγκο ελέγχου με επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας dA όπως φαίνεται στο σχήμα 2.11, τότε ο διαφορικός ρυθμός μεταφοράς θερμότητας, \dot{q} , από το θερμό στο ψυχρό ρεύμα μέσα από τη διαφορική επιφάνεια δίνεται από την εξίσωση (2.9). Εφαρμόζοντας την αρχή διατήρησης ενέργειας για κάθε ρευστό χωριστά, προκύπτουν οι ακόλουθες εξισώσεις:

Θερμό ρεύμα



$$H_{A-dA} + d\dot{q} = H_A \Rightarrow$$

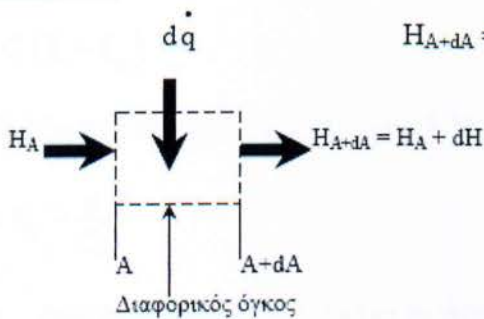
$$H_A + dH + d\dot{q} = H_A \Rightarrow$$

$$d\dot{q} = -dH = -\left(\dot{m} \cdot c_p\right)_h \cdot dT_h$$

$$d\dot{q} = U \Delta T dA = -(\dot{m} c_p)_h dT_h \quad (2.10)$$

όπου \dot{m}_h είναι ο ρυθμός μεταφοράς μάζας του θερμού ρευστού και dT_h η μεταβολή της θερμοκρασίας του κατά τη διεύθυνση της ροής του.

Ψυχρό ρεύμα



$$H_{A+dA} = H_A + d\dot{q} \Rightarrow H_A + dH = H_A + d\dot{q} \Rightarrow$$

$$d\dot{q} = dH = \left(\dot{m} \cdot c_p\right)_c \cdot dT_c$$

$$d\dot{q} = U \Delta T dA = -(\dot{m} c_p)_c dT_c \quad (2.11)$$

όπου \dot{m}_c είναι ο ρυθμός μεταφοράς μάζας του θερμού ρευστού και dT_c η μεταβολή της θερμοκρασίας του κατά τη διεύθυνση της ροής του.

Για να απλοποιηθεί το πρόβλημα, εισάγεται η έννοια της ολικής θερμοχωρητικότητας του ρευστού c , η οποία για κάθε ρευστό χωριστά δίνεται από τις ακόλουθες εξισώσεις:

$$C_h = (\dot{m} c_p)_h \quad (2.12)$$

$$C_c = (\dot{m} c_p)_c \quad (2.13)$$

Συνδυάζοντας τις σχέσεις (2.10), (2.11), (2.12) και (2.13), προκύπτει ότι για κάθε απλό εναλλάκτη θερμότητας παράλληλης ροής ισχύει η παρακάτω σχέση (2.14) σε κάθε διαφορικό όγκο ελέγχου με επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας dA :

$$-C_h dT_h = -C_c dT_c \quad (2.14)$$

Ολοκληρώνοντας τη διαφορική εξίσωση (2.14) από το σημείο εισόδου των ρευστών στον εναλλάκτη (όπου $T_h = T_{hin}$ και $T_c = T_{cin}$) έως ένα αυθαίρετο σημείο στο εσωτερικό του εναλλάκτη, προκύπτει η ακόλουθη εξίσωση που συνδέει τις θερμοκρασίες των δύο ρευστών σε οποιαδήποτε θέση στο εσωτερικό του εναλλάκτη.

$$T_h = T_{hin} - \frac{C_c}{C_h} (T_c - T_{cin}) \quad (2.15)$$

Ολοκληρώνοντας επίσης την εξίσωση (2.15) για τις ίδιες οριακές συνθήκες, υπολογίζεται ο ολικός ρυθμός μεταφοράς θερμότητας \dot{q} από την είσοδο του εναλλάκτη έως ένα αυθαίρετο σημείο στο εσωτερικό του, που δίνεται από την εξίσωση (2.16):

$$\dot{q} = C_c (T_c - T_{cin}) \quad (2.16)$$

Συνδυάζοντας τις εξισώσεις (2.15) και (2.16) προκύπτει η ακόλουθη γενική εξίσωση:

$$T_h = T_{hin} - \frac{\dot{q}}{C_h} \quad (2.17)$$

Από την εξίσωση 2.17 μπορεί να υπολογισθεί η τοπική θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στα δύο ρευστά σε κάθε θέση του εναλλάκτη:

$$\Delta T = T_h - T_c = T_{hin} - \left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) T_c + \frac{C_c}{C_h} T_{cin} \quad (2.18)$$

Αντικαθιστώντας το ΔT από την εξίσωση (2.18) στην εξίσωση (2.11), προκύπτει η ακόλουθη διαφορική εξίσωση:

$$\frac{UdA}{C_c} = \frac{dT}{T_{hin} - \left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) T_c + \frac{C_c}{C_h} T_{cin}} \quad (2.19)$$

Ολοκληρώνοντας την παραπάνω εξίσωση από την αρχή έως το τέλος του εναλλάκτη, θεωρώντας ότι ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας U και οι ολικές θερμοχωρητικότητες των ρευστών C_h και C_c είναι σταθερές, προκύπτει η εξίσωση (2.20):

$$\ln \left[\frac{T_{h_{in}} - \left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) T_{c_{out}} + \frac{C_c}{C_h} T_{c_{in}}}{T_{h_{in}} - \left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) T_{c_{in}} + \frac{C_c}{C_h} T_{c_{in}}} \right] = -\frac{UA}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) \quad (2.20)$$

Εισάγοντας για λόγους απλοποίησης της παραπάνω εξίσωσης τα μεγέθη ΔT_a και ΔT_b , όπου φαίνονται στο σχήμα (2.10) και ορίζονται από τις εξισώσεις (2.121) και (2.22), προκύπτει η εξίσωση (2.23):

$$\Delta T_a = T_{h_{out}} - T_{c_{out}} \quad (2.21)$$

$$\Delta T_b = T_{h_{in}} - T_{c_{in}} \quad (2.22)$$

$$\ln \left[\frac{\left(1 + \frac{C_c}{C_h}\right) (T_{c_{in}} - T_{c_{out}}) + \Delta T_b}{\Delta T_b} \right] = -UA \left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_h} \right) \quad (2.23)$$

Αν η εξίσωση (2.14) ολοκληρωθεί από την αρχή έως το τέλος του εναλλάκτη, τότε προκύπτει η εξίσωση (2.24) που αποτελεί συνέπεια της αρχής διατήρησης της ενέργειας.

$$\frac{C_c}{C_h} = \frac{T_{h_{out}} - T_{h_{in}}}{T_{c_{out}} - T_{c_{in}}} \quad (2.24)$$

Εισάγοντας την εξίσωση (2.24) στην εξίσωση (2.23) προκύπτει ότι,

$$\ln \left[\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} \right] = -UA \left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_h} \right) \quad (2.25)$$

Ολοκληρώνοντας τις εξισώσεις (2.3) και (2.4) από την αρχή έως το τέλος του εναλλάκτη προκύπτουν οι παρακάτω σχέσεις:

$$\frac{1}{C_h} = -\frac{T_{h_{out}} - T_{h_{in}}}{\dot{q}} \quad (2.26)$$

$$\frac{1}{C_c} = -\frac{T_{c_{out}} - T_{c_{in}}}{\dot{q}} \quad (2.27)$$

Εισάγοντας τις εξισώσεις (2.26) και (2.27) στην εξίσωση (2.16) προκύπτει η παρακάτω εξίσωση:

$$\dot{q} = UA \left[\frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} \right)} \right] \quad (2.28)$$

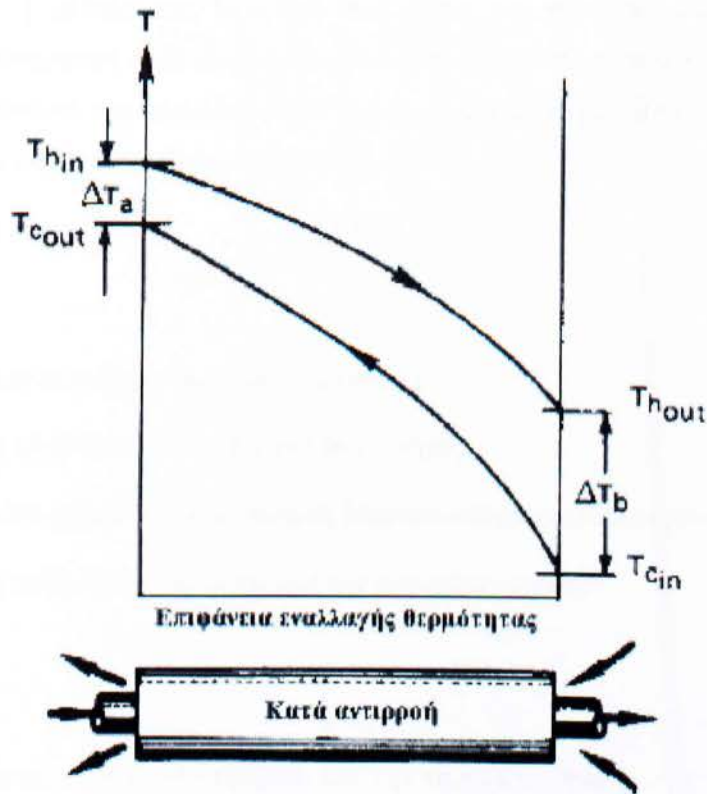
Συγκρίνοντας τις εξισώσεις (2.1) και (2.28), προκύπτει η εξίσωση ορισμού της μέσης θερμοκρασιακής διαφοράς ΔT_μ ανάμεσα στα δύο ρευστά του εναλλάκτη θερμότητας (εξίσωση 2.29).

$$\Delta T_\mu = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} \right)} \quad (2.29)$$

Από την ανωτέρω εξίσωση ορισμού προκύπτει, ότι το ΔT_μ είναι λογαριθμικός μέσος όρος των ΔT_a και ΔT_b και γι'αυτό το λόγο ονομάζεται μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά.

Απλός εναλλάκτης θερμότητας αντιρροής

Η διαφορά του εναλλάκτη θερμότητας κατά αντιρροή από τον εναλλάκτη θερμότητας παράλληλης ροής έγκειται στην αντίθετη κατεύθυνση ροής των δύο ρευστών όπως φαίνεται στο σχήμα 2.11. Η διάταξη αυτού του είδους έχει ως συνέπεια την αποτελεσματικότερη εναλλαγή θερμότητας ανάμεσα στο θερμό και το ψυχρό ρευστό έχοντας εν γένει μεγαλύτερο μήκος από τους αντίστοιχους εναλλάκτες παράλληλης ροής.



Σχήμα 2.11: Θερμοκρασιακή κατανομή στα ρευστά απλού εναλλάκτη θερμότητας αντιρροής

Η ανάλυση των εναλλακτών θερμότητας κατά αντιρροή ακολουθεί την ίδια λογική με αυτή των εναλλακτών θερμότητας παράλληλης ροής. Καταλήγει στην ίδια εξίσωση ορισμού της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασιακής διαφοράς (εξίσωση 2.29), μόνο που τα μεγέθη ΔT_a και ΔT_b που φαίνονται στο σχήμα (2.10) ορίζονται με διαφορετικό τρόπο, όπως φαίνεται από τις εξισώσεις (2.30) και (2.31):

$$\Delta T_a = T_{h,in} - T_{c,out} \quad (2.30)$$

$$\Delta T_b = T_{h,out} - T_{c,in} \quad (2.31)$$

2.4.2 Εφαρμογή της μεθόδου LMTD σε σύνθετους τύπους εναλλακτών θερμότητας

Το κύριο μειονέκτημα της μεθόδου της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασιακής διαφοράς είναι ότι όπως αναπτύχθηκε εφαρμόζεται μόνο στις διατάξεις απλών εναλλακτών θερμότητας παράλληλης ροής ή κατά αντιρροή. Αυτό το μειονέκτημα μπορεί να ξεπεραστεί

προσαρμόζοντας τη μέθοδο της Μ.Λ.Θ.Δ στις άλλες πιο σύνθετες διατάξεις εναλλακτών θερμότητας. Η προσαρμογή αυτή γίνεται μέσω της εισαγωγής του συντελεστή διόρθωσης F στην εξίσωση προσδιορισμού του ολικού ρυθμού μεταφοράς θερμότητας από το θερμό στο ψυχρό ρεύμα μέσα σε ένα σύνθετο εναλλάκτη θερμότητας:

$$\dot{q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{\mu} \cdot F(P, R) \quad (2.32)$$

όπου,

U είναι ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας,

A είναι η συνολική επιφάνεια του εναλλάκτη θερμότητας,

ΔT_{μ} είναι η μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στα δύο ρευστά,

P είναι αδιάστατος αριθμός που ορίζεται από την παρακάτω σχέση:

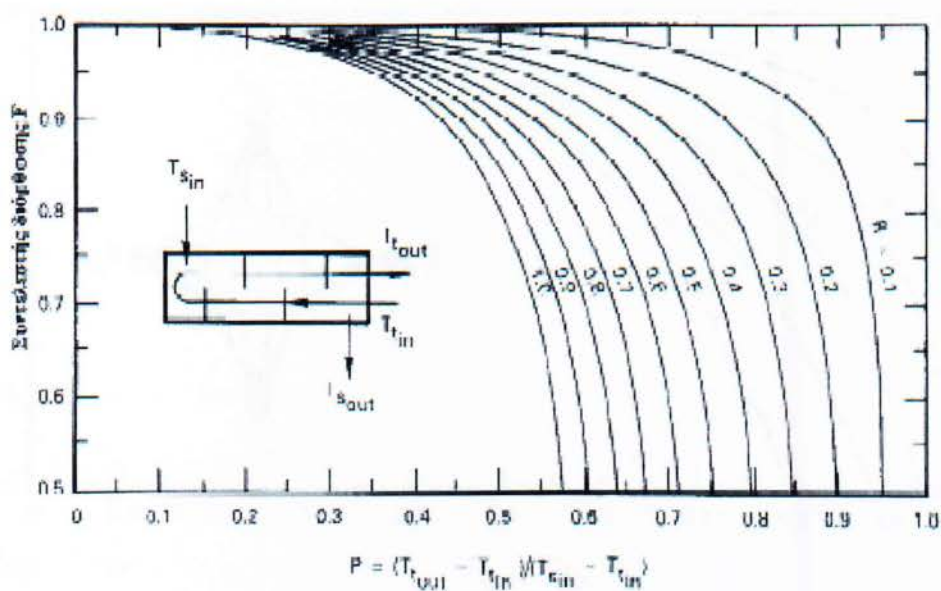
$$P = \frac{T_{t_{out}} - T_{t_{in}}}{T_{s_{out}} - T_{t_{in}}} \quad (2.33)$$

και R είναι αδιάστατος αριθμός που ορίζεται από την παρακάτω σχέση:

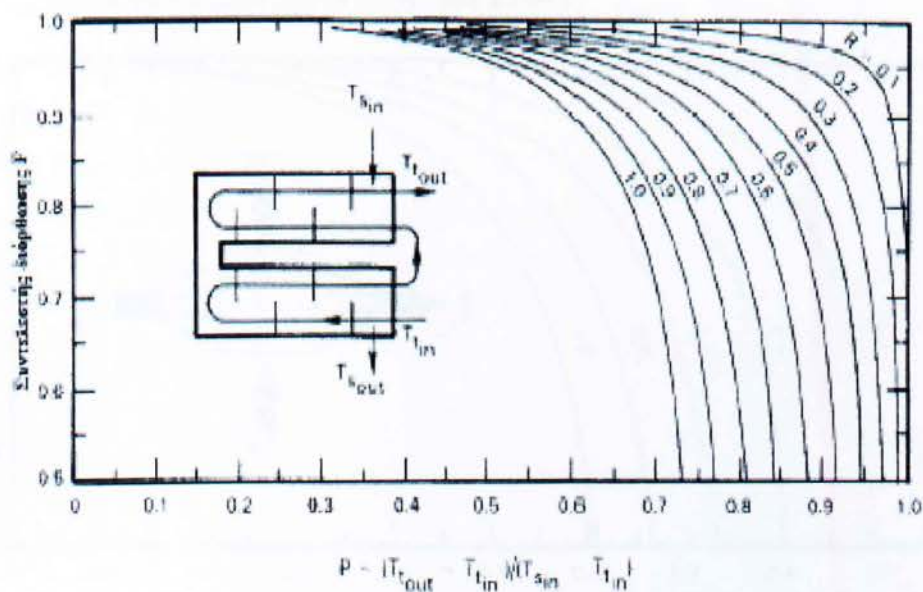
$$R = \frac{T_{s_{in}} - T_{s_{out}}}{T_{t_{out}} - T_{t_{in}}} \quad (2.34)$$

όπου T_s είναι η θερμοκρασία του ρευστού που ρέει στη κυψέλη και T_t είναι η θερμοκρασία του ρευστού που ρέει στις σωληνώσεις.

Ο συντελεστής διόρθωσης F είναι συνάρτηση των δύο αδιάστατων αριθμών P και R , δηλαδή $F=F(P,R)$, και ορίζεται με τέτοιο τρόπο, έτσι ώστε η μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά να υπολογίζεται πάντα από τον ισοδύναμο απλό εναλλάκτη θερμότητας κατά αντιρροή που έχει τις ίδιες θερμοκρασίες ρευμάτων εισόδου και εξόδου με το σύνθετο εναλλάκτη θερμότητας.

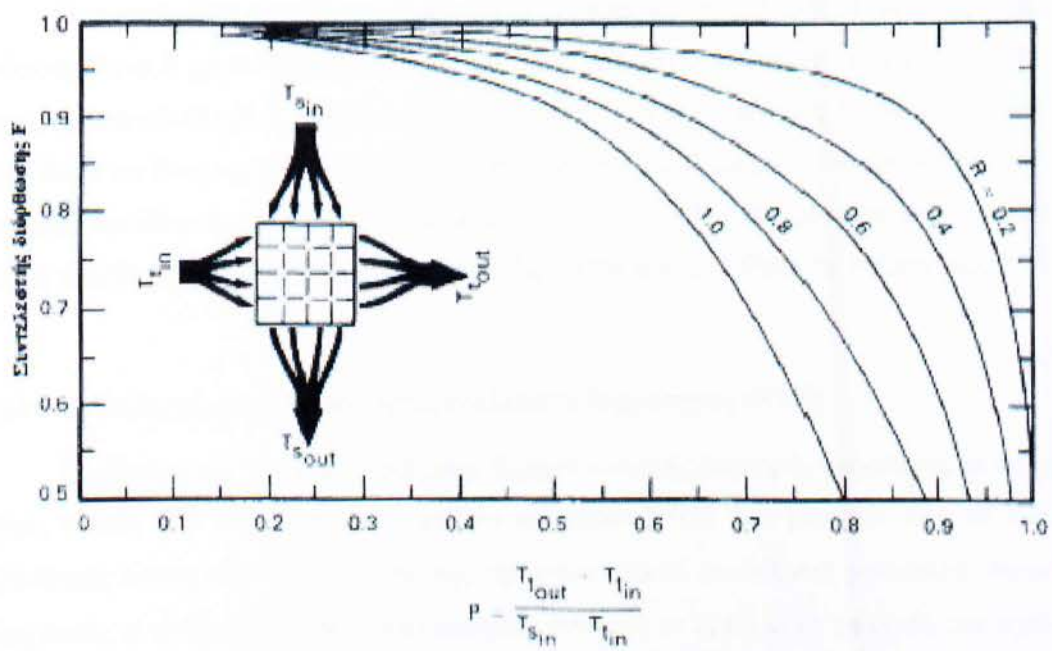


α. Εναλλάκτης θερμότητας μιας κυψέλης και πολλαπλών διαθερομένων σε σωληνώσεις

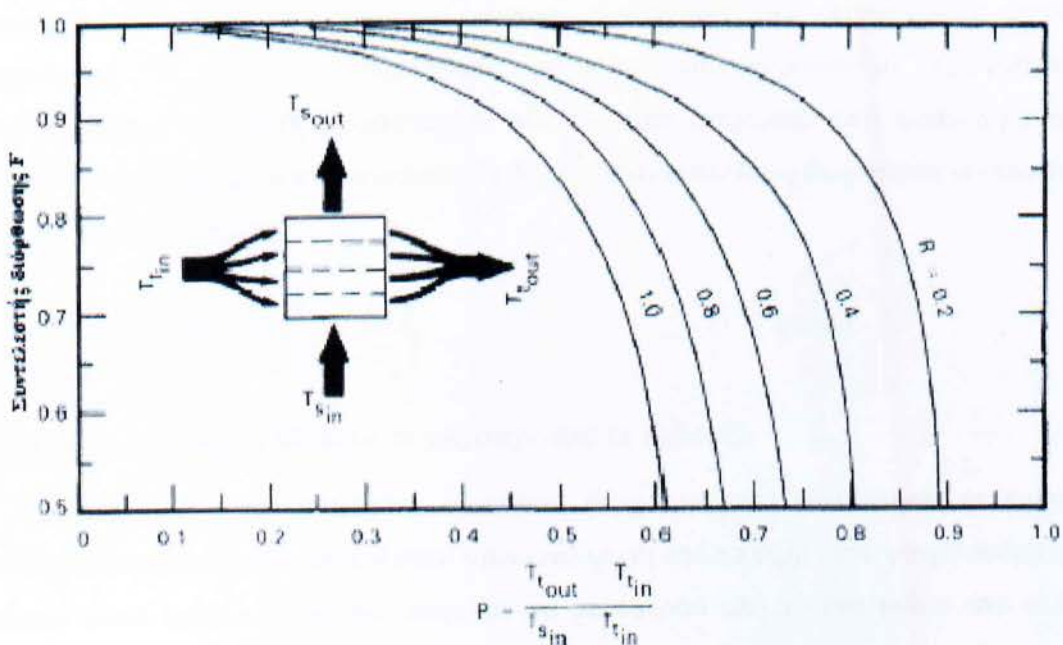


β. Εναλλάκτης θερμότητας δύο κυψελών και πολλαπλών διαθερομένων σε σωληνώσεις

Σχήμα 2.12: Συντελεστές διόρθωσης (F) για διάφορες διατάξεις εναλλακτών θερμότητας κελύφους-αυλών



α. Εναλλάκτης εγκάρσιας ροής με μη αναμειγμένα ρεύματα



β. Εναλλάκτης εγκάρσιας ροής με ένα αναμειγμένο ρεύμα

Σχήμα 2.13: Συντελεστές διόρθωσης (F) για διάφορες διατάξεις εναλλακτών θερμότητας εγκάρσιας ροής.

Ο συντελεστής διόρθωσης F υπολογίζεται γραφικά σε συνάρτηση με τους αδιάστατους αριθμούς P και R για διάφορες σύνθετες διατάξεις εναλλακτών θερμότητας από τα διαγράμματα των σχημάτων 2.12 και 2.13. Τα διαγράμματα αυτά ισχύουν για τιμές του αδιάστατου αριθμού $R \leq 1$. Όταν το $R > 1$, οι τιμές του συντελεστή διόρθωσης F μπορούν να ληφθούν από τα ίδια διαγράμματα κάνοντας τον μετασχηματισμό, $F(P,R) = F(PR, 1/R)$. Δηλαδή, το F εκτιμάται από τα ίδια διαγράμματα χρησιμοποιώντας το γινόμενο PR αντί του P και το $1/R$ αντί του R .

2.4.3 Μέθοδος της αποδοτικότητας εναλλάκτη θερμότητας (NTU)

Η μέθοδος της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασιακής διαφοράς απαιτεί για να εφαρμοστεί πλήρη γνώση των θερμοκρασιών εισόδου και εξόδου των δύο ρευστών από το εναλλάκτη θερμότητας καθώς επίσης και γνώση της τιμής του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. Όλες αυτές οι πληροφορίες δεν είναι συνήθως γνωστές σε εμάς κατά τη φάση του σχεδιασμού του εναλλάκτη θερμότητας και γι' αυτό η εφαρμογή της μεθόδου της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασιακής διαφοράς δεν είναι πάντοτε εφικτή για την επίλυση ενός εναλλάκτη θερμότητας. Σε αυτές τις περιπτώσεις μπορούμε να εφαρμόσουμε τη μέθοδο της αποδοτικότητας εναλλάκτη θερμότητας. Η μέθοδος αυτή στηρίζεται στην εισαγωγή ενός νέου μεγέθους που ονομάζεται αποδοτικότητα (effectiveness) εναλλάκτη θερμότητας (ε) και ορίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$\varepsilon = \frac{C_h (T_{h_{in}} - T_{h_{out}})}{C_{\min} (T_{h_{in}} - T_{c_{in}})} = \frac{C_c (T_{c_{out}} - T_{c_{in}})}{C_{\min} (T_{h_{in}} - T_{c_{in}})} \quad (2.35)$$

όπου, το C_{\min} ταυτίζεται πάντα με το μικρότερο από τα C_h και C_c .

Πρακτικά, η αποδοτικότητα εναλλάκτη θερμότητας (ε) είναι πάντα το πηλίκο της ενέργειας που πραγματικά μεταφέρεται στον εναλλάκτη από το θερμό στο ψυχρό ρεύμα προς το μέγιστο ποσό ενέργειας που θα μπορούσε να μεταφερθεί από το ένα ρεύμα στο άλλο. Με συνδυασμό των παραπάνω εξισώσεων προκύπτει η ακόλουθη εξίσωση από την οποία υπολογίζεται το ποσό ενέργειας που πραγματικά μεταφέρεται στον εναλλάκτη θερμότητας εάν είναι γνωστή η αποδοτικότητα του εναλλάκτη:

$$\dot{q} = \varepsilon \cdot C_{\min} (T_{h_{in}} - T_{c_{in}}) \quad (2.36)$$

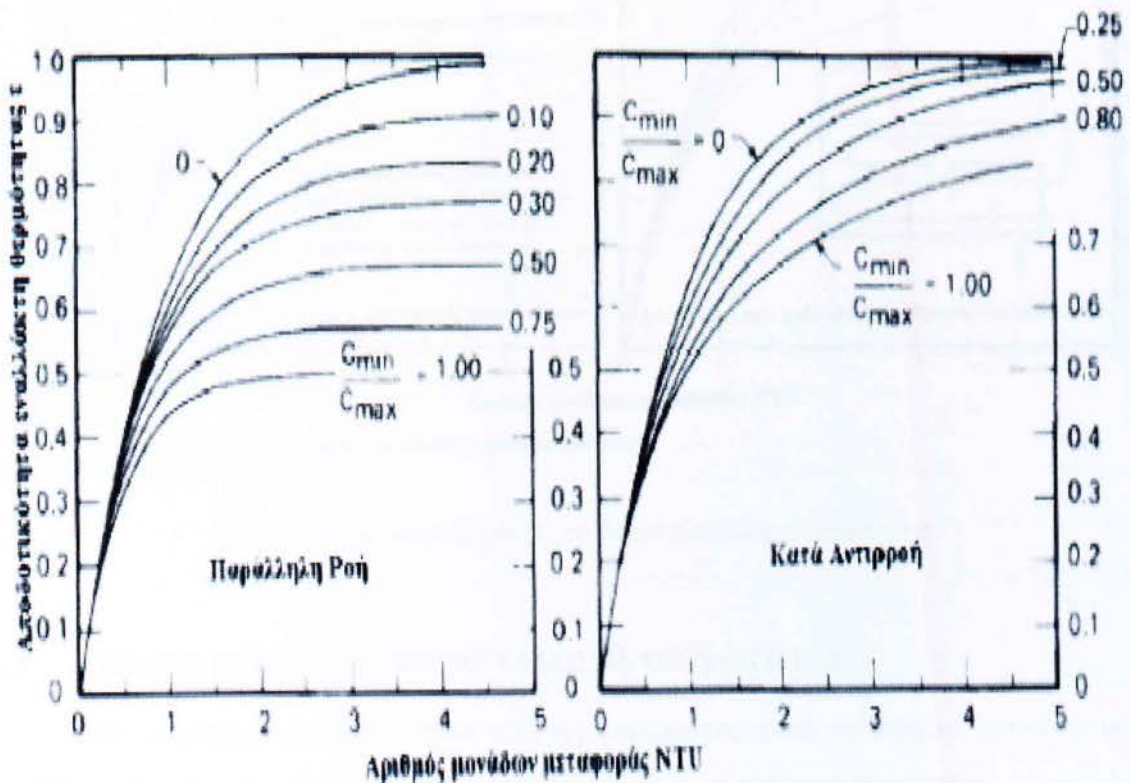
Η αποδοτικότητα εναλλάκτη θερμότητας (ϵ) έχει αποδειχθεί θεωρητικά ότι είναι συνάρτηση των παρακάτω δύο αδιάστατων αριθμών:

$$\epsilon = f\left(\frac{C_{\min}}{C_{\max}}, NTU\right) \quad (2.37)$$

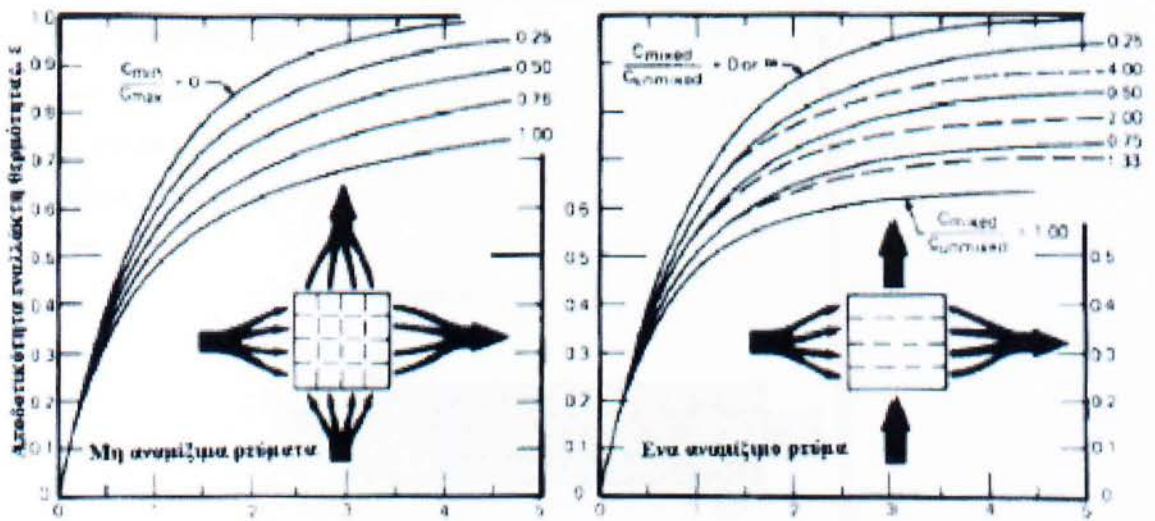
όπου, ο αδιάστατος αριθμός NTU ονομάζεται αριθμός μονάδων μεταφοράς (Number of Transfer Units) και ορίζεται από την παρακάτω εξίσωση.

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (2.38)$$

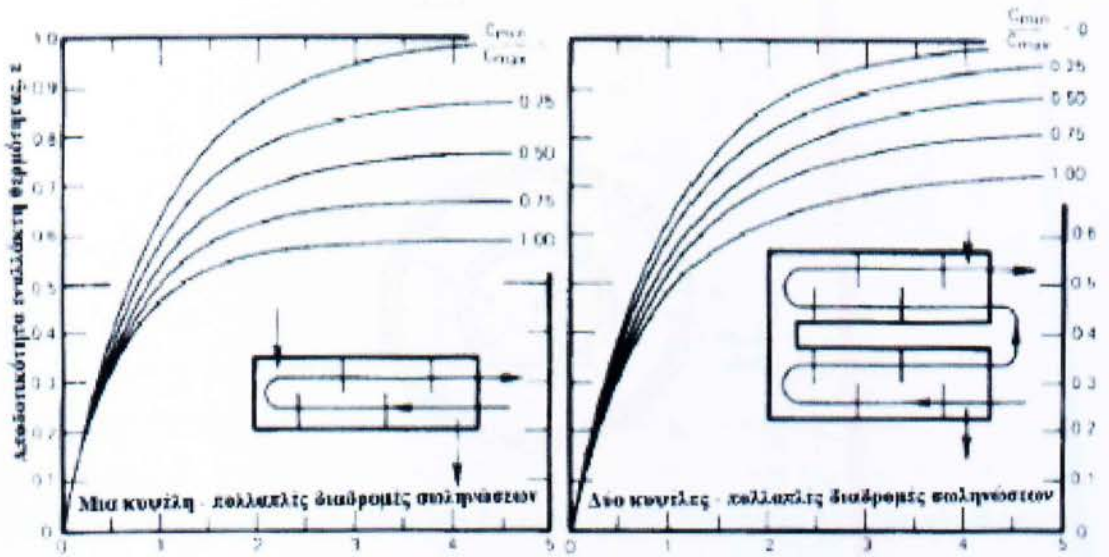
Η εξάρτηση του ϵ από τους αδιάστατους αριθμούς NTU και C_{\min}/C_{\max} δίνεται γραφικά στα ακόλουθα σχήματα 2.14 και 2.15 για διάφορες διατάξεις εναλλακτών θερμότητας. Επομένως, χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις (2.36) - (2.38) καθώς επίσης και τα γραφήματα των σχημάτων 2.14 και 2.15 μπορούμε να υπολογίσουμε τον εναλλάκτη θερμότητας και να προσδιορίσουμε τα μεγέθη που απαιτούνται για τον σχεδιασμό του.



Σχήμα 2.14: Αποδοτικότητα (ϵ) απλών εναλλακτών θερμότητας.



α. Εναλλάκτης θερμότητας εγκάρσιας ροής



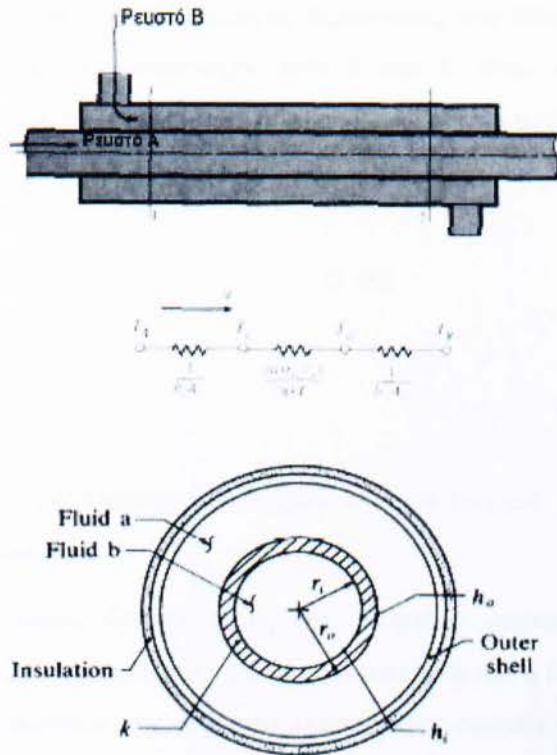
β. Εναλλάκτης θερμότητας με κυψέλες και συληνώσεις

Σχήμα 2.15: Αποδοτικότητα (ϵ) σύνθετων εναλλακτών θερμότητας.

2.5 ΟΛΙΚΟΣ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Μια ουσιώδης και συχνά πολύ αβέβαιη παράμετρος κατά τη θερμική ανάλυση κάθε εναλλάκτη θερμότητας, είναι ο προσδιορισμός του ολικού συντελεστή θερμότητας (overall heat transfer coefficient), U .

Η περίπτωση ενός εναλλάκτη θερμότητας, τύπου διπλού αγωγού, τυπικά περιλαμβάνει δυο ρευστά. Αυτά διαχωρίζονται από ένα τοίχωμα, έτσι ώστε η θερμότητα να μεταφέρεται από το θερμό ρεύμα, κινούμενο στο εσωτερικό του αγωγού, προς το τοίχωμα, μέσω συναγωγιμότητας, δια μέσου του τοιχώματος, μέσω αγωγιμότητας και στη συνέχεια, από το ψυχρό ρεύμα, μέσω συναγωγιμότητας.



Σχήμα 2.16: Σχηματική απεικόνιση εναλλάκτη θερμότητας, διπλού αγωγού με θερμό και ψυχρό ρεύμα.

Επομένως, η συνολική θερμική αντίσταση, που σχετίζεται με την παραπάνω θερμική διαδικασία, περιλαμβάνει δυο θερμικές αντιστάσεις συναγωγιμότητας και μια αγωγιμότητας, όπως φαίνεται και από το παραπάνω σχήμα όπου εφαρμόζοντας τις αντίστοιχες εξισώσεις θα έχουμε:

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (2.38)$$

$$R_i = 1/h_i A_i = 1/h_i 2\pi r_i L \quad (\text{θερμό ρεύμα})$$

$$R_w = \ln(r_2/r_1)/2\pi kL \quad (\text{τοιχώμα})$$

$$R_o = 1/h_o A_o = 1/h_o 2\pi r_o L \quad (\text{ψυχρό ρεύμα})$$

και

$$R_{tot} = R_i + R_w + R_o = 1/h_i 2\pi r_i L + \ln(r_2/r_1)/2\pi kL + 1/h_o 2\pi r_o L \quad (2.39)$$

όπου A_i και A_o είναι οι επιφάνειες συναλλαγής θερμότητας του θερμού(εσωτερικού) και του ψυχρού (εξωτερικού) ρεύματος, αντίστοιχα, ενώ k και L είναι ο συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας του υλικού του τοιχώματος και το μήκος του αγωγού αντίστοιχα.

Η προκύπτουσα ροή θερμότητας δίνεται από την έκφραση:

$$\dot{Q} = \frac{A_c (T_i - T_o)}{\left(\frac{1}{h_i r_i}\right) + \left(\frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{k}\right) + \left(\frac{1}{h_o r_o}\right)} \quad (2.40)$$

όπου T_i και T_o είναι οι θερμοκρασίες του θερμού και του ψυχρού ρεύματος αντίστοιχα και $A_c = 2\pi L$ η συμβατική επιφάνεια.

Έχοντας γνωστό όμως, ότι το πάχος του θερμικού οριακού στρώματος των δύο εργαζόμενων ρευμάτων είναι σχετικά πολύ μικρό, η εσωτερική και η εξωτερική ακτίνα r_i και r_o αντίστοιχα, που περιλαμβάνονται στις δύο συναλλασσόμενες επιφάνειες της συναγωγιμότητας, προσεγγίζονται με τις αντίστοιχες ακτίνες, που βρέχονται από τα δύο ρεύματα, δηλαδή, $r_i \approx r_1$ και $r_o \approx r_2$. Οπότε η εξίσωση (ii) μετασχηματίζεται ως εξής:

$$\dot{Q} = \frac{A_c (T_i - T_o)}{\left(\frac{1}{h_i r_1}\right) + \left(\frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{k}\right) + \left(\frac{1}{h_o r_2}\right)} = UA_c (T_i - T_o) \quad (2.41)$$

Ορίζοντας ως συνολικό συντελεστή μετάδοσης θερμότητας την έκφραση:

$$U^{-1} = \left(\frac{1}{h_i r_1} \right) + \left(\frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{k} \right) + \left(\frac{1}{h_o r_2} \right) \quad (2.42)$$

Όταν το πάχος του τοιχώματος του αγωγού είναι μικρό και ο συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας του υλικού έχει μεγάλη τιμή, όπως συνήθως συμβαίνει η αντίστοιχη θερμική του αντίσταση μπορεί να θεωρηθεί αμελητέα, δηλαδή $R_w=0$ και οι συναλλασσόμενες επιφάνειες των δύο εργαζόμενων ρευμάτων είναι περίπου ίσες, δηλαδή $A_i \approx A_o$.

Στην προκυμένη περίπτωση η εξίσωση (2.42) λαμβάνει τη μορφή:

$$\dot{Q} = \frac{A_c (T_i - T_o)}{\left(\frac{1}{h_i r_1} \right) + \left(\frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{k} \right) + \left(\frac{1}{h_o r_2} \right)} = \frac{2\pi L (T_i - T_o)}{\left(\frac{1}{h_i r_1} \right) + \left(\frac{1}{h_o r_2} \right)} = UA_1 (T_i - T_o) = UA_1 \Delta T \quad (2.43)$$

και η εξίσωση (2.41) λαμβάνει τη μορφή:

$$U^{-1} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (2.44)$$

Στην περίπτωση όπου επιπλέον των παραπάνω συνθηκών το εσωτερικό ρεύμα είναι αέριο, ενώ το εξωτερικό ρεύμα είναι υγρό (συνήθως νερό), με συντελεστή θερμικής συναγωγιμότητας, σχετικά πολύ υψηλότερο του αερίου, δηλαδή $h_i < h_o$, τότε προκύπτει:

$$U^{-1} = \frac{1}{h_i} + \left[\frac{1}{h_o} \rightarrow 0 \right] \Rightarrow U^{-1} = \frac{1}{h_i} \quad (2.45)$$

το οποίο σημαίνει, ότι η τιμή του ρυθμού μεταφοράς θερμότητας διακυβερνάται, μόνο, από την τιμή του συντελεστή θερμικής συναγωγιμότητας του αερίου ρεύματος.

Όπως ήδη αναφέρθηκε παραπάνω, στην πράξη, ο ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας U είναι μια αβέβαιη και αρκετά δύσκολο υπολογίσιμη παράμετρος καθώς εξαρτάται σημαντικά από το σχήμα και τη γεωμετρία του εκάστοτε εναλλάκτη, που όπως αντιλαμβάνεται κανείς, αυτά μπορεί να ποικίλουν από περίπτωση σε περίπτωση και από κατασκευαστή σε κατασκευαστή. Ιδιαίτερα δε στους συμπαγείς εναλλάκτες θερμότητας με πτερύγια που είναι το αντικείμενο της παρούσας εργασίας είναι ακόμη πιο πολύπλοκο. Γι' αυτό το λόγο υπάρχουν

πίνακες όπου έχει υπολογιστεί ο U προσεγγιστικά και πειραματικά για διάφορες περιπτώσεις όπως είναι ο παρακάτω Πίνακας 2.1.

Πίνακας 2.1: Προσεγγιστικές τιμές του συνολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας σε πρακτικές εφαρμογές

Φυσική κατάσταση	Συντελεστής (W/m ² °C)
Εξωτερικός τοίχος με τούβλα, σοβαντισμένος, χωρίς μόνωση	2.55
Γυάλινο παράθυρο	6.2
Εναλλάκτης θερμότητας νερού - νερού	850 – 1,700
Εναλλάκτης θερμότητας νερού - αέρα, με πτερυγιωτούς σωλήνες	25 – 55
Εναλλάκτης θερμότητας νερού - ελαίου	110 – 350
Εναλλάκτης θερμότητας ατμού – κηροζίνης	280 – 1,140
Εναλλάκτης θερμότητας ατμού - αέρα, με πτερυγιωτούς σωλήνες	28 - 280
Εναλλάκτης θερμότητας αερίου - αερίου	10 - 40

2.6 ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑ ΙΣΧΥΟΣ ΑΝΤΛΗΣΗΣ

Μια άλλη βασική παράμετρος αξιολόγησης της συμπεριφοράς του εναλλάκτη θερμότητας είναι και η μηχανική ισχύς, η οποία απαιτείται για την ώθηση κάθε εργαζομένου ρευστού, να κινείται δια μέσου των αγωγών του εναλλάκτη, η οποία συνεπάγεται την ύπαρξη διαδικασίας άντλησής τους. Για τον υπολογισμό της απαιτούμενης μηχανικής ισχύς είναι απαραίτητος ο υπολογισμός της συνολικής πτώσης πίεσης (total pressure drop), ΔP , κατά μήκος των ρευμάτων. Για θερμοδυναμικά ασυμπέστο ρευστό, ροής m η απαιτούμενη ισχύς της αντλίας είναι:

$$W_p = \frac{1}{h_p} \frac{\dot{m}}{\rho} (\Delta P) \quad (2.46)$$

όπου ρ είναι η πυκνότητα του εργαζόμενου ρευστού και h_p η ισεντροπική απόδοση της αντλίας.

Στην περίπτωση που το ένα ρεύμα είναι αέριας φάσης τότε η ισχύς του συμπιεστή εκφράζεται από τη σχέση:

$$W_c = \frac{1}{h_c} \dot{m} C_p T_i \left[(P_{out} - P_{in})^{R/C_p} - 1 \right] \quad (2.47)$$

όπου T_i είναι η θερμοκρασία εισαγωγής του αερίου σε K ή R και h_c η αδιαβατική απόδοση του συμπιεστή μιας βαθμίδας.

Η πτώση πίεσης ΔP , μέσα στους αγωγούς ενός εναλλάκτη θερμότητας είναι μια πολυπλοκότερη διαδικασία που εξαρτάται από τις παραμέτρους της ροής και τη γεωμετρία των διόδων διέλευσης. Προκειμένου όμως για ροή σε ευθύγραμμο αγωγό, η πτώση πίεσης δίνεται από τη σχέση:

$$\Delta P = f \frac{L}{\rho Dh} \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (2.48)$$

στην περίπτωση όπου η πυκνότητα του ρευστού μπορεί να θεωρηθεί σταθερή και όπου L είναι το μήκος και Dh η υδραυλική διάμετρος του αγωγού, f ο συντελεστής τριβής και V η μέση ταχύτητα του ρευστού.

Η εξίσωση (2.48) εμπεριέχει τη διόρθωση της διαφοράς πιέσεων, που απαιτείται για την επιτάχυνση του ρεύματος ρευστού και επιπλέον των απωλειών, οι οποίες πιθανόν προέρχονται από καμπυλώσεις, στενώσεις, απότομα ανοίγματα κ.α. τα οποία παρουσιάζονται κατά την κίνηση των ρευστών στις διόδους σιέλευσης εντός των εναλλακτών θερμότητας.

2.7 ΠΡΟΒΛΗΜΑΤΑ ΚΑΤΑ ΤΗ ΧΡΗΣΗ ΤΩΝ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Τα ρευστά που μεταδίδουν τη θερμότητα περιέχουν, στις περισσότερες περιπτώσεις, ποσά αιρούμενων ή διαλελυμένων ουσιών ή/και επιτρέπουν την ανάπτυξη μικροοργανισμών στις επιφάνειες του εναλλάκτη θερμότητας. Έτσι, οι επιφάνειες του εναλλάκτη, μετά από μια περίοδο λειτουργίας του, μπορεί να καλυφθούν από διάφορες επικαθίσεις ή/και να διαβρωθούν. Οι επικαθίσεις αυτές έχουν, συνήθως, πολύ μικρό συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα ότι, ένα λεπτό στρώμα επικαθίσεων μπορεί να προκαλεί μια πρόσθετη αντίσταση στη μετάδοση της θερμότητας, μειώνοντας έτσι τη συνολική απόδοση του εναλλάκτη.

Η διαδικασία της εναπόθεσης των διάφορων υλικών στις επιφάνειες θερμοεναλλαγής ονομάζεται ρύπανση αυτών, ενώ η αντίσταση στη μετάδοση της θερμότητας που προκαλείται από τις επικαθίσεις ονομάζεται αντίσταση ρύπανσης. Στον Πίνακα 2.2 παρουσιάζονται οι συνηθέστερες επικαθίσεις και ο συντελεστής θερμικής αγωγιμότητάς τους.

Πίνακας 2.2: Συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας συνηθισμένων εναποθέσεων

Υλικό	Συντελεστής (W/m°C)
Βιολογικό φιλμ	0,7
Συστατικά γάλακτος	0,5 – 0,7
Ανθρακικό ασβέστιο	2,9
Θειικό ασβέστιο	2,3
Φωσφορικό ασβέστιο	2,6
Φωσφορικό μαγνήσιο	2,3
Μαγνητίτης	2,9
Αιματίτης	0,6
Ασβεσίτης	0,9
Γύψος	1,3

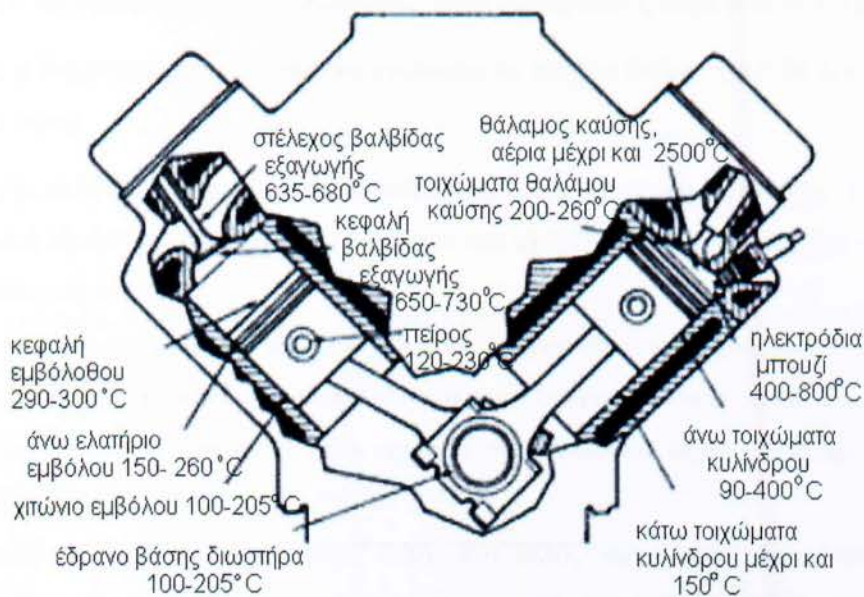
Για την αντιμετώπιση των επικαθίσεων στους εναλλάκτες θερμότητας το σημαντικότερο βήμα είναι ο σωστός σχεδιασμός τους, ο οποίος πρέπει να περιλαμβάνει:

- α) την επιλογή του κατάλληλου τύπου εναλλάκτη θερμότητας,
- β) την αναζήτηση των βέλτιστων συνθηκών λειτουργίας, όπως για παράδειγμα τη βέλτιστη ταχύτητα ροής των ρευστών και
- γ) την όσο το δυνατόν καλύτερη κατασκευή του εναλλάκτη.

Η απομάκρυνση της ρύπανσης μπορεί να γίνει με μηχανικά μέσα, όπως με πεπιεσμένο αέρα ή ατμό, βούρτσισμα ή ξύσιμο, αλλά και με χημικά μέσα, όπως με το πλύσιμο των επιφανειών του εναλλάκτη με κατάλληλα χημικά που προσβάλλουν το υλικό των επικαθίσεων. Προληπτικά, η χρήση χημικών ουσιών μπορεί να μειώσει σημαντικά το φαινόμενο των επικαθίσεων από διαλυμένες ουσίες, αλλά και η επιλογή των κατάλληλων υλικών για την κατασκευή των εναλλακτών μπορεί να ελαχιστοποιήσει τα αποτελέσματα της αλληλεπίδρασης της ροής των ρευστών με το υλικό των επιφανειών.

2.8 ΚΥΚΛΩΜΑ ΨΥΞΗΣ Μ.Ε.Κ.

Κατά τη λειτουργία μιας Μ.Ε.Κ. αναπτύσσονται πολύ ψηλές θερμοκρασίες στο χώρο καύσης με αποτέλεσμα όλα τα εξαρτήματα να απορροφούν θερμότητα (σχήμα 2.17). Μέρος της θερμότητας που δημιουργείται μεταφέρεται από τα καυσάερια με την εξαγωγή τους στην ατμόσφαιρα. Όμως τα έμβολα, η κυλινδροκεφαλή, τα τοιχώματα των κυλίνδρων, οι βαλβίδες κτλ, απορροφούν μεγάλη ποσότητα θερμότητας που πρέπει να αφαιρεθεί όπως φαίνεται στο σχήμα 2.17.



Σχήμα 2.17: Χαρακτηριστικές τιμές θερμοκρασιών εντός κυλίνδρου κινητήρα εσωτερικής καύσης

Η θερμοκρασία στα διάφορα σημεία πρέπει να διατηρείται σε ορισμένα όρια, διαφορετικά υπάρχει κίνδυνος να δημιουργηθούν προβλήματα με καταστροφικές συνέπειες για τη λειτουργία ή ακόμη και για την ίδια τη μηχανή. Τα πιο βασικά προβλήματα από την αύξηση της θερμοκρασίας - υπερθέρμανση είναι:

1. Στρεβλώνουν και παραμορφώνονται τα τοιχώματα του θαλάμου καύσης, η κεφαλή του εμβόλου, το πάνω μέρος του κυλίνδρου και η περιοχή των θυρίδων εξαγωγής, με αποτέλεσμα να παρατηρούνται διαρροές αερίων, απώλεια ισχύος, κάψιμο βαλβίδων ακόμη και ράγισμα των κυλίνδρων.

2. Το λάδι καίγεται ή ανθρακώνεται, με αποτέλεσμα να καταστρέφεται η προστατευτική λιπαντική μεμβράνη στα τοιχώματα των εξαρτημάτων και έτσι να φθείρονται.
3. Το νέο μείγμα που εισέρχεται στον κύλινδρο ζεσταίνεται, με αποτέλεσμα να μειώνεται η πυκνότητά του και παράλληλα η απόδοση της μηχανής.
4. Το μείγμα προαναφλέγεται από τα θερμά τοιχώματα του θαλάμου καύσης.

Γενικά ισχύει ότι όσο πιο “κρύες” είναι οι επιφάνειες του θαλάμου καύσης, τόσο μεγαλύτερη είναι η μάζα του αέρα που μπορεί να παγιδευτεί στον κύλινδρο, άρα και η μάζα του καυσίμου που μπορεί να καεί (δηλαδή ο ογκομετρικός β.α., ή βαθμός πλήρωσης). Γενικά, όσο υψηλότερος ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης, τόσο υψηλότερη η ισχύς του κινητήρα.

Ωστόσο, η θερμοκρασία δεν πρέπει να μειώνεται σε μεγάλο βαθμό, γιατί θα προκύψουν άλλα προβλήματα όπως:

1. Για την καλύτερη εξαέρωση του καυσίμου είναι απαραίτητη η θερμότητα. Το καύσιμο με κακή εξαέρωση κάθεται στα τοιχώματα του κυλίνδρου και καταστρέφει τις λιπαντικές ιδιότητες του λαδιού.
2. Όταν η θερμοκρασία στα τοιχώματα του κυλίνδρου είναι πολύ χαμηλή, οι υδρατμοί που δημιουργούνται κατά την ανάφλεξη συμπυκνώνονται πάνω σ’ αυτά και δημιουργούν “λάσπη” με το λιπαντικό λάδι, πράγμα που προκαλεί οξειδωση (σκούριασμα) στα εξαρτήματα.
3. Μεγάλη θερμοκρασιακή διαφορά εντός και εκτός των τοιχωμάτων του κυλίνδρου καύσης μιας μηχανής, μπορεί να δημιουργήσει εσωτερικές τάσεις στο μέταλλο με αποτέλεσμα τη στρέβλωση, το ράγισμα και τελικώς την καταστροφή της.

Απ’ όσα αναφέραμε πιο πάνω, βγαίνει το συμπέρασμα ότι η θερμοκρασία δεν πρέπει να είναι πολύ ψηλή, αλλά ούτε και πολύ χαμηλή.

Όταν η θερμοκρασία διατηρείται γύρω στους 200^ο– 250^οC στους κυλίνδρους και στα εξαρτήματα στο χώρο καύσης, η μηχανή θα εργάζεται ικανοποιητικά. Σκοπός του συστήματος ψύξης είναι να διατηρεί τη θερμοκρασία στα αποτελεσματικότερα για τη λειτουργία της μηχανής επίπεδα, σε όλες τις ταχύτητες και σε όλες τις συνθήκες οδήγησης του αυτοκινήτου.

Στις μηχανές αυτοκινήτων χρησιμοποιούνται δύο τύποι συστημάτων ψύξης: το αερόψυκτο και το υδρόψυκτο σύστημα. Στη συνέχεια θα εξετάσουμε το υδρόψυκτο σύστημα που είναι και το πιο διαδεδομένο αλλά και το αντικείμενό της παρούσας εργασίας.

2.8.1 Υδρόψυκτο σύστημα

Υπάρχουν δύο πτυχές στη μεταφορά θερμότητας μέσα στους κινητήρες εσωτερικής καύσης. Αρχικά υπάρχει μεταφορά θερμότητας από το θάλαμο καύσης προς τα τοιχώματα και αφετέρου υπάρχει μεταφορά θερμότητας από τα τοιχώματα προς το ψυκτικό μέσο.

Στο υδρόψυκτο σύστημα η θερμοκρασία αφαιρείται από τα εξαρτήματα με ψυκτικό μέσο, συνήθως νερό, στο οποίο συχνά προστίθενται διάφορα χημικά πρόσθετα. Το νερό χρησιμοποιείται ως ψυκτικό μέσο λόγω χαμηλού κόστους, παρόλο που έχει και μερικά μειονεκτήματα, όπως χαμηλό σημείο βρασμού και ψηλό σημείο πήξης και τη διάβρωση των μετάλλων με τα οποία έρχεται σε επαφή. Τα μειονεκτήματα αυτά εξουδετερώνονται:

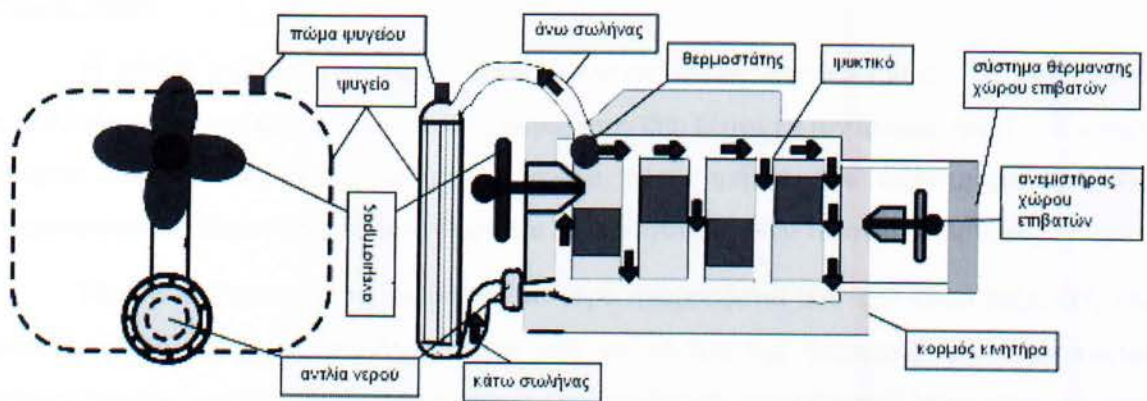
- με τη μετατροπή του συστήματος σε σφραγισμένο το οποίο μπορεί να εργάζεται υπό πίεση, έτσι ώστε να αυξάνεται η θερμοκρασία βρασμού του ψυκτικού υγρού και
- με την προσθήκη αντιπηκτικού για τη μείωση της διάβρωσης και της θερμοκρασίας πήξης.

Η κυκλοφορία του νερού στους υδροθαλάμους μπορεί να γίνει με φυσικό τρόπο ή αναγκαστικά. Ανάλογα με τον τρόπο κυκλοφορίας του νερού, διαμορφώνεται και το σύστημα ψύξης.

Σήμερα αυτό που χρησιμοποιείται περισσότερο είναι το υδρόψυκτο σύστημα με αναγκαστική κυκλοφορία. Οι μηχανές εσωτερικής καύσης συνεχώς εξελίσσονται. Την εξέλιξη αυτή έπρεπε να ακολουθήσει και το σύστημα ψύξης που, όπως έχουμε αναφέρει, συμβάλλει στην αποτελεσματική λειτουργία των μηχανών.

Η ροή του νερού στους υδροθαλάμους γίνεται αναγκαστικά από την αντλία που αναρροφά το νερό από το κάτω μέρος του ψυγείου και το αποστέλλει στους υδροθαλάμους, ψύχει τα μέρη της μηχανής και επιστρέφει στο πάνω μέρος του ψυγείου όπου ψύχεται και ακολουθεί τον ίδιο κύκλο (Σχήμα 18).

Εκτός από την αντλία, υπάρχουν και άλλα εξαρτήματα που συντονίζουν και ρυθμίζουν τη ψύξη έτσι, ώστε να διατηρούνται στη μηχανή οι θερμοκρασίες στις οποίες μπορεί να λειτουργεί αποδοτικά, ανεξάρτητα από τις καιρικές συνθήκες του περιβάλλοντος, αν δηλαδή είναι χειμώνας ή καλοκαίρι.



Σχήμα 2.18: Σχηματικό διάγραμμα ροής ψυκτικού μέσου σε κινητήρα.

Τα κύρια εξαρτήματα του υδρόψυκτου συστήματος είναι τα ακόλουθα:

1. Οι υδροθάλαμοι
2. Η αντλία νερού
3. Το ψυγείο (radiator)
4. Ο ανεμιστήρας (βεντιλατερ)
5. Ο θερμοστάτης
6. Οι υδροσωλήνες
7. Τα όργανα μέτρησης της θερμοκρασίας

Στη συνέχεια θα περιγράψουμε το κάθε μέρος ξεχωριστά και τη λειτουργία του συστήματος στο σύνολο του.

Υδροθάλαμοι

Οι υδροθάλαμοι είναι κοιλότητες στον κορμό των κυλίνδρων και στην κυλινδροκεφαλή στις οποίες κυκλοφορεί νερό. Οι κοιλότητες αυτές δημιουργούνται κατά τη χύτευση του κορμού των κυλίνδρων και της κυλινδροκεφαλής. Μεταξύ κορμού και κυλινδροκεφαλής τοποθετείται ειδικό παρέμβασμα (τζουβάς) στο οποίο υπάρχουν οπές μέσω των οποίων το νερό από τους υδροθαλάμους των κυλίνδρων εισέρχεται στους υδροθαλάμους της κυλινδροκεφαλής.

Αντλία νερού

Η αντλία αναγκάζει το νερό να κυκλοφορήσει στους υδροθαλάμους. Τοποθετείται σε κατάλληλο μέρος της μηχανής και πολλές φορές στον ίδιο άξονα με τον ανεμιστήρα(βεντιλατερ). Παίρνει κίνηση από το στροφαλοφόρο άξονα μέσω ιμάντα που περιστρέφει τροχαλία στερεωμένη στον άξονα της αντλίας. Η αντλία είναι φυγοκεντρικού τύπου με πτερύγια.

Με την περιστροφή της φτερωτής, το νερό απορροφάται από την κάτω δεξαμενή του ψυγείου μέσω ελαστικού σωλήνα, περνά από το κέντρο της φτερωτής και εκτινάσσεται φυγοκεντρικά προς την περιφέρεια της θήκης της αντλίας απ' όπου αποστέλλεται μέσω αγωγού, στους υδροθαλάμους για απαγωγή (απορρόφηση) της θερμότητας.

Η κυκλοφορία του νερού εξασφαλίζεται κυρίως από την πίεση της αντλίας. Το νερό, όταν απορροφήσει μέρος της θερμότητας κατευθύνεται προς το χώρο όπου βρίσκεται ο θερμοστάτης. Αν ο θερμοστάτης είναι κλειστός, τότε μια μικρή ποσότητα νερού επιστρέφει στην άνοδο της αντλίας μέσω μιας εσωτερικής οδού (by pass), μέχρι που να ανοίξει ο θερμοστάτης και το νερό να κατευθυνθεί προς το ψυγείο για ψύξη και νέο κύκλο κυκλοφορίας.

Ψυγείο υδρόψυκτου συστήματος

Ένα βασικό στοιχείο του υδρόψυκτου συστήματος είναι το ψυγείο, που χρησιμεύει ως αποθήκη του νερού και ως χώρος ψύξης του θερμού νερού που επιστρέφει από τους υδροθαλάμους της μηχανής. Τοποθετείται συνήθως στο μπροστινό μέρος του αυτοκινήτου μπροστά ή πλάγια από τη μηχανή σε ειδικές βάσεις από ελαστικό.

Το ψυγείο αποτελείται από δύο υδροθαλάμους ή καπάκια, όπως διαφορετικά ονομάζονται, που βρίσκονται στο άνω και στο κάτω μέρος του. Ενδιάμεσα στους υδροθαλάμους βρίσκεται η ψυκτική επιφάνεια του ψυγείου που ονομάζεται κυψέλη. Το ζεστό νερό που φτάνει στον πάνω υδροθάλαμο προχωρεί προς τον κάτω, περνώντας μέσα από τη ψυκτική επιφάνεια του ψυγείου. Καθώς το αυτοκίνητο κινείται κτυπά ο αέρας στο ψυγείο με αποτέλεσμα το νερό που ρέει στο ψυγείο να ψύχεται. Στη ψυκτική ικανότητα του ψυγείου επιδρά ευνοϊκά και ο ανεμιστήρας, που τοποθετείται συνήθως μεταξύ μηχανής και ψυγείου και απορροφά αέρα αυξάνοντας το ρεύμα που δημιουργείται από την κίνηση του αυτοκινήτου.

Το ψυγείο κατασκευάζεται από ορείχαλκο ή χαλκό, για να διευκολύνεται η ψύξη και ταυτόχρονα να προστατεύεται από τη διάβρωση. Πλέον όμως τα τελευταία χρόνια χρησιμοποιείται και τείνει να εδραιωθεί η κατασκευή αυτών από αλουμίνιο και κράματα αυτού,

που είναι επίσης καλός αγωγός της θερμότητας με αντοχή στη διάβρωση και οξείδωση και με σημαντικά χαμηλότερο κόστος(ανά μονάδα βάρους).

Το ψυγείο φέρει στην πάνω δεξαμενή ένα στόμιο από το οποίο γίνεται το γέμισμά του με νερό. Το στόμιο αυτό κλείνεται με πώμα, το οποίο στις σύγχρονες μηχανές είναι ειδικό, όπως θα δούμε στη συνέχεια, για να σφραγίζει το σύστημα ψύξης. Επίσης το στόμιο αυτό φέρει και ένα σωληνάκι υπερχειλίσης για τη περίπτωση που η πίεση του κυκλώματος υπερβεί τα προκαθορισμένα απ' τον κατασκευαστή όρια.

Πώμα ψυγείου

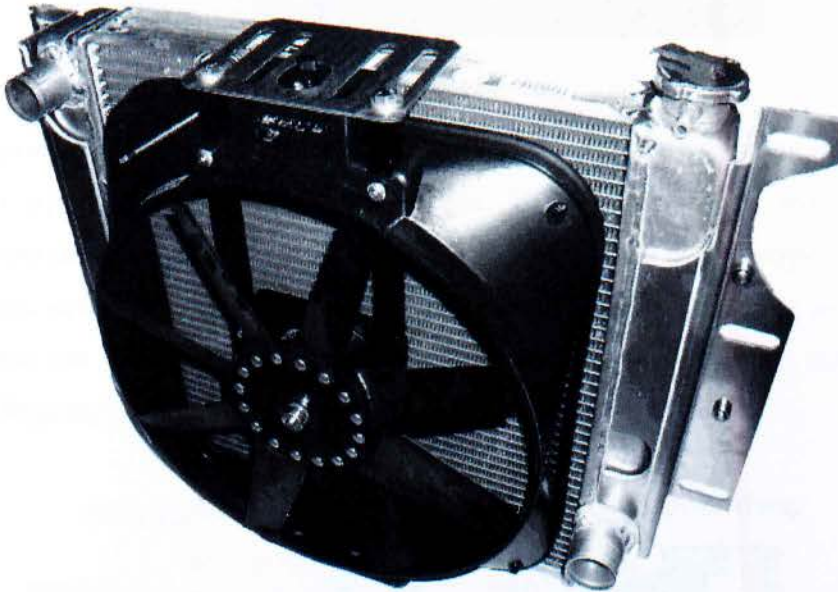
Όπως έχουμε αναφέρει, το νερό που χρησιμοποιείται ως ψυκτικό μέσο, έχει μερικά μειονεκτήματα, όπως χαμηλό σημείο βρασμού και ψηλό σημείο πήξης. Το νερό εξατμίζεται στους 100°C και πήζει στους 0°C. Για να ξεπεραστεί αυτό το μειονέκτημα, προστίθενται στο νερό ειδικά αντιπηκτικά. Όμως το πρόβλημα αυτό λύνεται πιο αποτελεσματικά με την τοποθέτηση ειδικού πώματος(τάπα) που σφραγίζει το σύστημα ψύξης και κάνει το ψυγείο να λειτουργεί σε ψηλότερη πίεση από την ατμοσφαιρική, ανεβάζοντας το σημείο βρασμού του νερού άρα και τη ψυκτική ικανότητα του ψυγείου.

Στο πώμα υπάρχουν δύο βαλβίδες. Η μια ονομάζεται βαλβίδα πίεσης. Στην περίπτωση κατά την οποία η πίεση αυξάνεται και ξεπερνά εκείνη για την οποία έχει κατασκευαστεί το σύστημα ψύξης, η βαλβίδα αυτή ανοίγει, οπότε διαφεύγει νερό μέσω του σωλήνα υπερχειλίσης και η πίεση ρυθμίζεται. Η άλλη ονομάζεται βαλβίδα υποπίεσης. Όταν η μηχανή σταματήσει και αρχίσει να ψύχεται η βαλβίδα αυτή ανοίγει και εισέρχεται αέρας στο ψυγείο.

Ανεμιστήρας (ventilator)

Ο ανεμιστήρας τοποθετείται στο μπροστινό μέρος της μηχανής ακριβώς πίσω από το ψυγείο (Σχήμα 2.19). Όταν κινείται το όχημα, ο αέρας που διέρχεται δια μέσου του ψυγείου ίσως είναι αρκετός για να ψύξει το νερό, αλλά ο ανεμιστήρας είναι απαραίτητος για να ψυχεί το σύστημα όταν η μηχανή λειτουργεί χωρίς φορτίο(ρελαντί). Παλαιότερα οι ανεμιστήρες έπαιρναν κίνηση με τη βοήθεια μίαντα απ' το στροφαλοφόρο άξονα. Σήμερα όμως έχουν επικρατήσει οι ηλεκτρικοί ανεμιστήρες, όπου τίθεται σε λειτουργία μέσω μιας ηλεκτρικής βαλβίδας που βρίσκεται συνήθως προσαρμοσμένη στον κάτω υδροθάλαμο του ψυγείου. Όταν το νερό εξέλθει από το ψυγείο σε θερμοκρασία ίση ή μεγαλύτερη απ' τη θερμοκρασία λειτουργίας της βαλβίδας τότε τίθεται σε λειτουργία ο ανεμιστήρας. Για τους κινητήρες οχημάτων ο ανεμιστήρας θα πρέπει να διοχετεύει επαρκή ποσότητα αέρα προς το ψυγείο για ψυκτικούς λόγους σε

μποτιλιάρισμα ή πολύ ζεστή μέρα και γενικά να εξασφαλίζει επαρκή ψύξη σε χαμηλές ταχύτητες περιστροφές του κινητήρα. Από την άλλη σε υψηλές ταχύτητες περιστροφής ή κατά τη διάρκεια ενός ταξιδιού δεν απαιτείται η ίδια βοήθεια από τον ανεμιστήρα, καθώς η φυσική ροή αέρα μέσω του ψυγείου είναι επαρκής για να ψύξει τον αέρα. Υπό αυτές τις συνθήκες λειτουργίας ο ανεμιστήρας θα απορροφούσε άσκοπη ισχύ από τον κινητήρα για τη λειτουργία του.



Σχήμα 2.19: Ανεμιστήρας κινητήρα τοποθετημένος πίσω από το ψυγείο

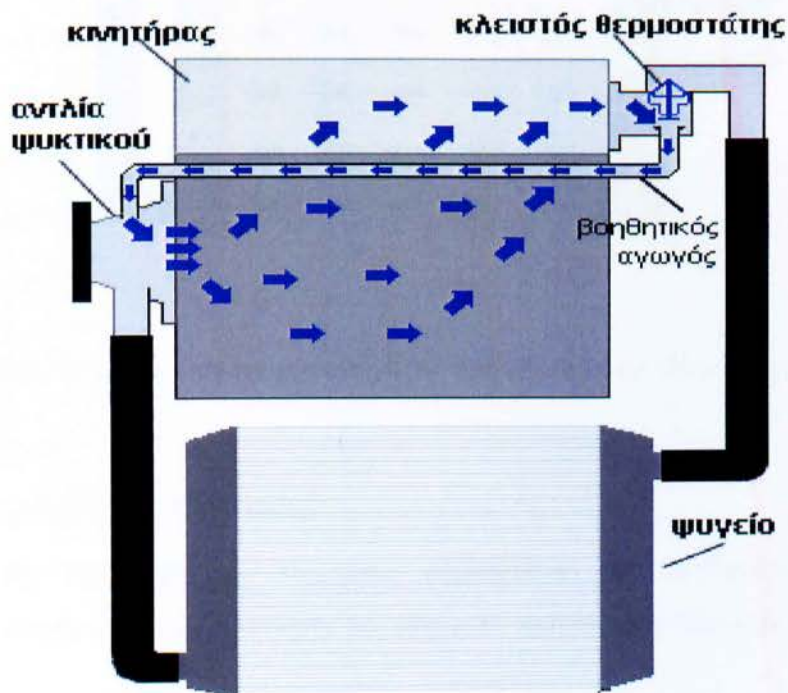
Θερμοστάτης

Ο θερμοστάτης είναι μια βαλβίδα που λειτουργεί με τη βοήθεια της θερμότητας. Τοποθετείται συνήθως στο σώμα της μηχανής και παραμένει κλειστός, εφόσον η μηχανή είναι κρύα. Όταν το νερό θερμανθεί και φτάσει στην κατάλληλη θερμοκρασία λειτουργίας του θερμοστάτη (συνήθως $75\div 85^{\circ}\text{C}$) τότε ανοίγει επιτρέποντας τη ροή του νερού διαμέσου των ελαστικών σωληνώσεων στο ψυγείο προκειμένου να ψυχθεί.



Σχήμα 2.20: Θερμοστάτης

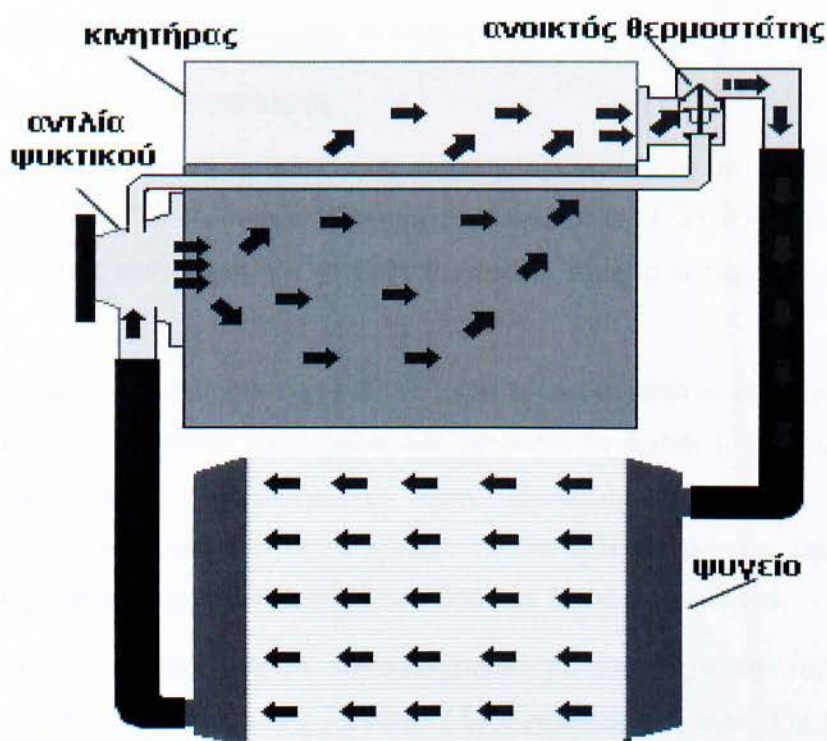
Ο θερμοστάτης ελέγχει τη ροή του ψυκτικού προς το ψυγείο ανάλογα με τη θερμοκρασία του χιτωνίου υγρού (water-jacket) του κινητήρα. Όταν ο κινητήρας είναι «κρύος», ο θερμοστάτης δεν επιτρέπει στο ψυκτικό να εγκαταλήξει τον χιτώνιο υγρού μέχρι η θερμοκρασία ψυκτικού μέσου να αυξηθεί (σχήμα 2.21). Σε αυτό το στάδιο ανοίγει η βαλβίδα του θερμοστάτη και επιτρέπεται στο ψυκτικό μέσο να οδηγηθεί προς το ψυγείο σε τέτοιο βαθμό ώστε να διατηρηθεί η θερμοκρασία σε λογικά επίπεδα λειτουργίας.



Σχήμα 2.21: Παρουσιάζεται η θέση και η λειτουργία του θερμοστάτη σε κινητήρα. Θερμοστάτης κλειστος

Με τον έλεγχο της ροής του ψυκτικού μέσου, ο κινητήρας και το λιπαντικό έλαιο θερμαίνονται γρήγορα, οπότε:

- Μειώνονται οι απώλειες τριβής
- Μειώνονται οι φθορές στα ελατήρια του εμβόλου και τον κύλινδρο
- Μειώνονται οι επικαθήσεις άνθρακα στον θάλαμο καύσης
- Μειώνεται η κατανάλωση καυσίμου



Σχήμα 2.22: Παρουσιάζεται η θέση και η λειτουργία του θερμοστάτη σε κινητήρα. Θερμοστάτης ανοικτός

Λειτουργία του υδρόψυκτου συστήματος

Μετά την περιγραφή των επιμέρους εξαρτημάτων του υδρόψυκτου συστήματος, μπορούμε να εξηγήσουμε τη λειτουργία με βάση το τυπικό σχεδιάγραμμα τετρακύλινδρης μηχανής.

Στο ψυγείο αποθηκεύεται ποσότητα νερού τόση όση χρειάζεται για να κυκλοφορεί σε όλα τα μέρη και παράλληλα να ψύχεται και να αντικαθιστά το νερό που θερμαίνεται. Όταν η μηχανή τεθεί σε λειτουργία, με αναγκαστική κυκλοφορία το νερό αποστέλλεται στους υδροθαλάμους

μέχρι που να ανεβεί η θερμοκρασία του, με το θερμοστάτη στην κλειστή θέση. Επειδή ο θερμοστάτης είναι κλειστός, το νερό ανακυκλώνεται στους υδροθαλάμους της μηχανής και μέρος του επιστρέφει από ειδική δίοδο στο χώρο της αντλίας. Μόλις η θερμοκρασία του νερού φτάσει στην οριακή θερμοκρασία του θερμοστάτη, η βαλβίδα του θερμοστάτη ανοίγει. Τότε, το θερμό νερό ανέρχεται στην πάνω δεξαμενή του ψυγείου. Από εκεί, αφού διέλθει από τις κυψέλες ψύχεται και λόγω του βάρους του, κατέρχεται στην κάτω δεξαμενή του ψυγείου. Ο κύκλος αυτός επαναλαμβάνεται όσο η μηχανή βρίσκεται σε λειτουργία.

Συντήρηση του υδρόψυκτου συστήματος

Η ομαλή και αποδοτική λειτουργία της μηχανής εξαρτάται από την αποτελεσματικότητα του συστήματος ψύξης. Το υδρόψυκτο σύστημα είναι απλό στην κατασκευή και στη λειτουργία του. Χρειάζεται όμως συντήρηση, για να είναι πάντοτε σε θέση να εκπληρώνει τον προορισμό του.

Το νερό που χρησιμοποιείται ως ψυκτικό μέσο πρέπει να είναι απαλλαγμένο από άλατα, διαφορετικά θα δημιουργούνται προβλήματα που μειώνουν τη δράση του. Νερό που περιέχει άλατα, δημιουργεί πέτρα στο ψυγείο και στους υδροθαλάμους, η οποία πολλές φορές παρεμποδίζει την κυκλοφορία του και επηρεάζει την αποτελεσματικότητα της ψύξης. **Έτσι επιβάλλεται η χρησιμοποίηση αποσταγμένου νερού που δεν περιέχει άλατα.**

Το νερό έχει την ιδιότητα να ενώνεται χημικά με το σίδηρο και τον αέρα και να δημιουργεί οξειδώσεις (σκουριές) στις επιφάνειες που ψύχονται από αυτό. Για καταπολέμηση της οξείδωσης χρησιμοποιούνται κατάλληλα παρασκευάσματα σε καθορισμένες αναλογίες, τα οποία ονομάζονται συντηρητικά.

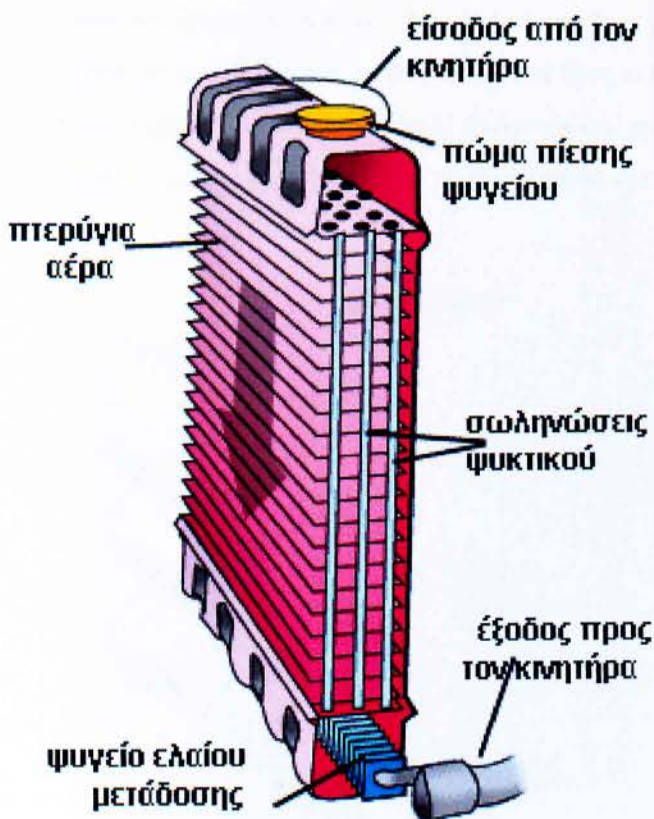
2.9 ΤΟ ΨΥΓΕΙΟ ΣΑΝ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Το ψυγείο του αυτοκινήτου όσον αφορά την γεωμετρία και κατασκευή του μπορεί να καταταχθεί στους συμπαγείς ή προεκταμένης επιφάνειας με πτερύγια εναλλάκτες. Όσον αφορά δε το είδος ροής, ανήκουν στους σταυρωτής ροής (cross flow) εναλλάκτες. Σε ένα αυτοκίνητο εκτός από το ψυγείο του νερού, υπάρχουν και άλλοι εναλλάκτες θερμότητας τέτοιου τύπου όπως π.χ.

- **ψυγείο αέρος (intercooler)** όταν υπάρχει υπερσυμπιεστής(τούρμπο) προκειμένου να χαμηλώσει την θερμοκρασία του αέρα που πηγαίνει από την τουρμπίνα προς την πολλαπλή

εισαγωγής και τον θάλαμο καύσης. Ο αέρας που βγαίνει από την τουρμπίνα έχει μεγάλη θερμοκρασία. Όσο μεγαλώνει η θερμοκρασία του αέρα, τόσο η πυκνότητά του σε οξυγόνο μικραίνει. Αυτό σημαίνει αυτόματα μικρότερη απόδοση του κινητήρα. Πέρα όμως από την απόδοση ο υψηλής θερμοκρασίας αέρας μπορεί να προκαλέσει αυτανάφλεξη του καυσίμου (πυράκια) και ότι άλλο συνεπάγεται από αυτό (π.χ. ρήγματα στο μπλοκ, τρύπα σε πιστόνι κτλ).

– **ψυγείο ελαίου** για την ψύξη του λαδιού της μηχανής ή ακόμη και του κιβωτίου ταχυτήτων κυρίως σε υψηλόστροφες μηχανές και σε οχήματα με αυτόματη αλλαγή ταχυτήτων. Θα πρέπει να αναφέρουμε εδώ ότι σε πολλά οχήματα τα τελευταία χρόνια αντί να κατασκευάζεται και να τοποθετείται ξεχωριστά ένα ψυγείο αέρα-ελαίου με κυψέλη τοποθετείται ένα ψυγείο ομορροής ή συνήθως αντιροής τύπου διπλού σωλήνα και σπανιότερα με κυψέλη στον κάτω υδροθάλαμο του ήδη υπάρχοντος ψυγείου νερού της μηχανής (σχήμα 2.23). Έτσι το ψυγείο νερού αποτελεί ουσιαστικά διπλό εναλλάκτη θερμότητας i) αέρα-νερού και ii) νερού λαδιού.

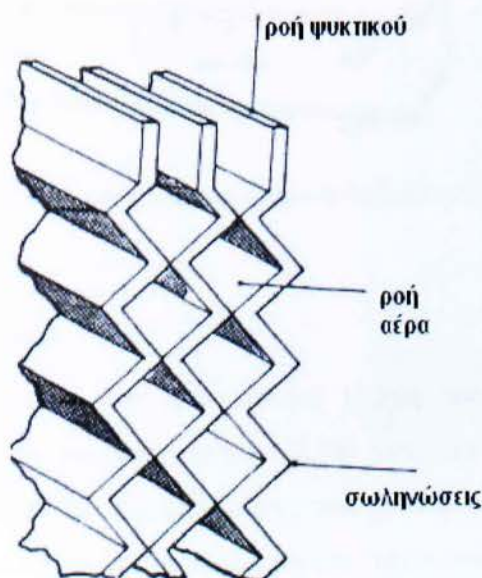


Σχήμα 2.23: Ψυγείο κινητήρα εσωτερικής καύσης.

Η λειτουργία του ψυγείου όπως ήδη αναφέρθηκε είναι να μεταφέρει θερμότητα από το ψυκτικό μέσο στο ρευστό αέρα. Είναι σχεδιασμένο με μια μεγάλη ψυκτική επιφάνεια συνδυσασμένη με μια σχετικά μικρή μετωπική επιφάνεια και σχηματίζει ένα δοχείο για ορισμένο από το ψυκτικό μέσο του συστήματος. Τα ψυγεία έχουν συνήθως υπόβαθρα βάσεως, ένα πώμα πληρώσεως, ένα σωλήνα υπερχειλίσεως, και ένα πώμα αποστραγγίσεως στην κάτω πλευρά της δεξαμενής. Η κυψέλη ψυγείου, γνωστή και ως μήτρα (matrix), μπορεί να είναι σωληνοειδούς τύπου (tubular) ή τύπου λεπτής μεμβράνης (film). Διακρίνεται στον κάτω υδροθάλαμο του ψυγείου και το ψυγείο λαδιού που υπάρχει εσωτερικά.

2.9.1 Ψυγείο με κυψέλες τύπου μεμβράνης (film core)

Οι σωληνώσεις καλύπτουν το ολικό εύρος της κυψέλης και δημιουργούν ορθογώνια διαστήματα, από τα οποία διέρχεται ο αέρας (Σχήμα 2.24). Οι άνω και κάτω δεξαμενές είναι ασφαλισμένες με πλαϊνά ελάσματα ή πλαίσια με την κυψέλη να βρίσκεται ανάμεσά τους, και ένα κάλυμμα ανεμιστήρα να συμπληρώνει την μονάδα. Το υλικό που χρησιμοποιείται για τις δεξαμενές του ψυγείου είναι συνήθως ορείχαλκος. Το πλεονέκτημα σε αυτού του τύπου τις κυψέλες είναι ότι δε χρειάζεται να τοποθετηθούν πτερύγια διότι οι ίδιες οι σωληνώσεις λόγω του σχήματός τους παίζουν αυτό το ρόλο. Απ' την άλλη όμως παρατηρείται πιο συχνά το φαινόμενο του βουλώματος των σωληνώσεων από ακαθαρσίες του νερού, σκουριά κ.α απ' ότι στα άλλα είδη κυψελών.

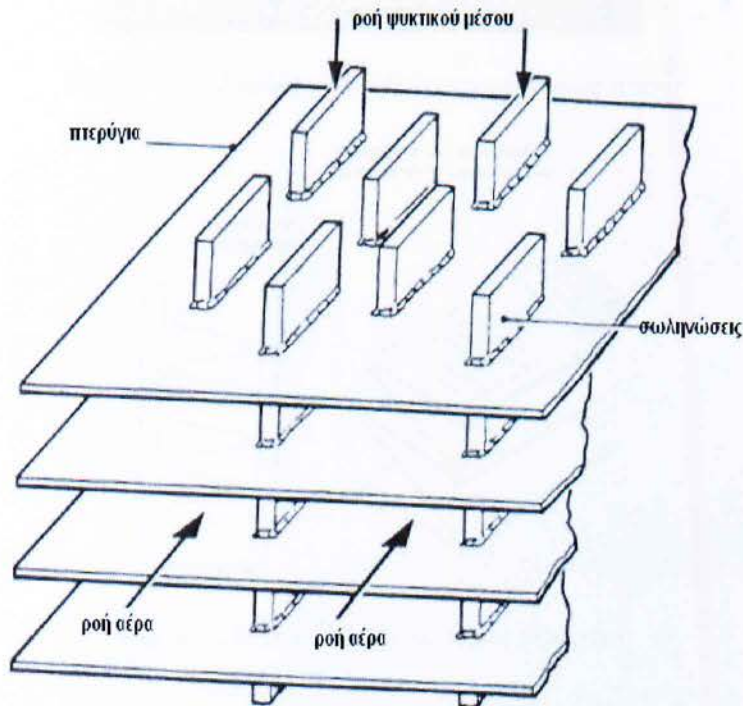


Σχήμα 2.24: Κυψέλη τύπου μεμβράνης

2.9.2 Ψυγεία με κυψέλες σωληνοειδούς τύπου

Τύπου περυγίου

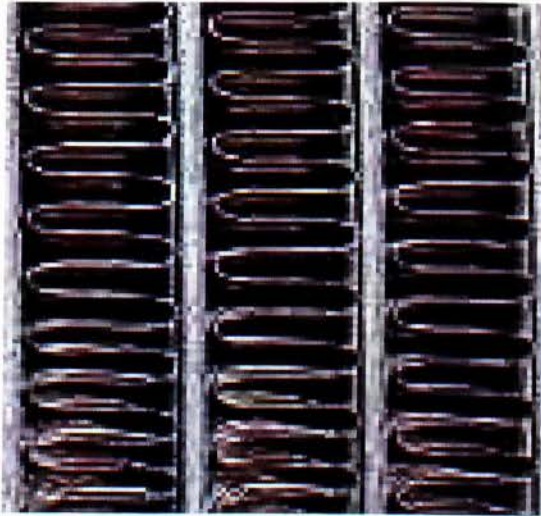
Αυτός ο τύπος περιλαμβάνει σωληνώσεις με λεπτό τοίχωμα χαλκού ή ορειχάλκου ορθογώνιου ή ωσειδούς σχήματος. Οι σωληνώσεις διέρχονται μια σειρά λεπτών περυγίων χαλκού με τις άνω και κάτω δεξαμενές να εφάπτονται στο ανώτερο και το κατώτερο περύγιο αντίστοιχα. Τα περύγια ασφαλίζουν τις δεξαμενές και αυξάνουν την επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας. Οι σωληνώσεις είναι τοποθετημένες ώστε να υπάρχει όσο το δυνατόν μικρότερη αντίσταση αέρα (Σχήμα 2.25), δηλαδή με την μικρότερη πλευρά να ανθίσταται στην ροή αέρα.



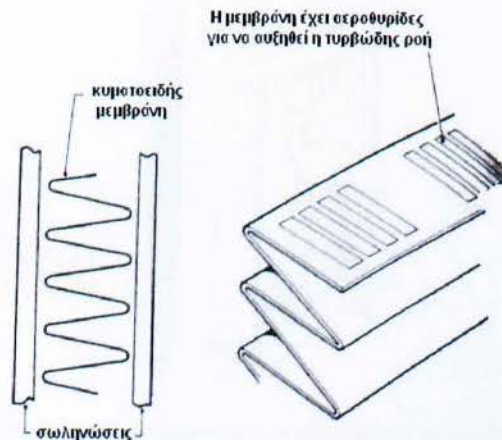
Σχήμα 2.25: Κυψέλη ψυγείου σωληνοειδούς τύπου με περύγια

Τύπου κυματοειδούς μεμβράνης

Αυτός ο τύπος ψυγείου είναι εναλλακτική μορφή του ψυγείου με περύγια και περιλαμβάνει μια κυματοειδή μεμβράνη (Σχήμα 2.26) ανάμεσα στις σωληνώσεις από όπου διέρχεται ο αέρας. Στην επιφάνεια της μεμβράνης υπάρχουν αεροθυρίδες ώστε να αυξηθεί η τυρβώδης ροή καθώς ο αέρας διαπερνά τη μεμβράνη και έτσι να αυξηθεί η ψυκτική απόδοση του ψυγείου (Σχήμα 2.27).



Σχήμα 2.26: Κυψέλη με μεμβράνη κυματοειδούς τύπου

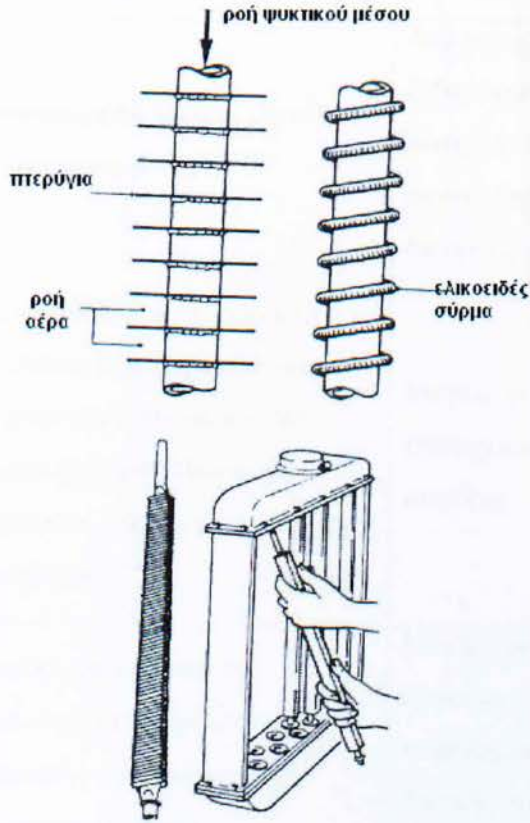


Σχήμα 2.27: :Αεροθυρίδες πάνω στη μεμβράνη

2.9.3 Ψυγείο με χωριστές σωληνώσεις

Ψυγεία με χωριστές σωληνώσεις ψυκτικού μέσου χρησιμοποιούνται περιστασιακά και παρέχουν ισχυρότερη κυψέλη από τους υπόλοιπους τύπους ψυγείων αλλά είναι κατασκευαστικά ακριβά, βαριά και χρονοβόρα στην κατασκευή. Οι δεξαμενές και ο πλαϊνός σκελετός κατασκευάζονται μαζί και υποδέχονται σωληνώσεις ορθογώνιας ή κυκλικής μορφής. Στο άνω και κάτω άκρο των σωληνώσεων υπάρχουν ελαστικά και μεταλλικά στεγανοποιητικά για αποφυγή διαρροής ψυκτικού μέσου και σε όλη την επιφάνεια των σωληνώσεων υπάρχουν συγκολλημένα χάλκινα πετυγία ή χάλκινο σπείρωμα ώστε να αυξηθεί η συναλλαγή

θερμότητας. Αυτές οι κυψέλες λόγω της στοιβαρότητάς τους τις συναντάμε σε βαριά όχηματα όπως χωματουργικά, εκσκαφικά κ.α



Σχήμα 2.28: Χωριστές σωληνώσεις καθώς και η τοποθέτησή τους.

Παρακάτω παρατίθεται πίνακας με τα κυριότερα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα των διάφορων τύπων κυψελών:

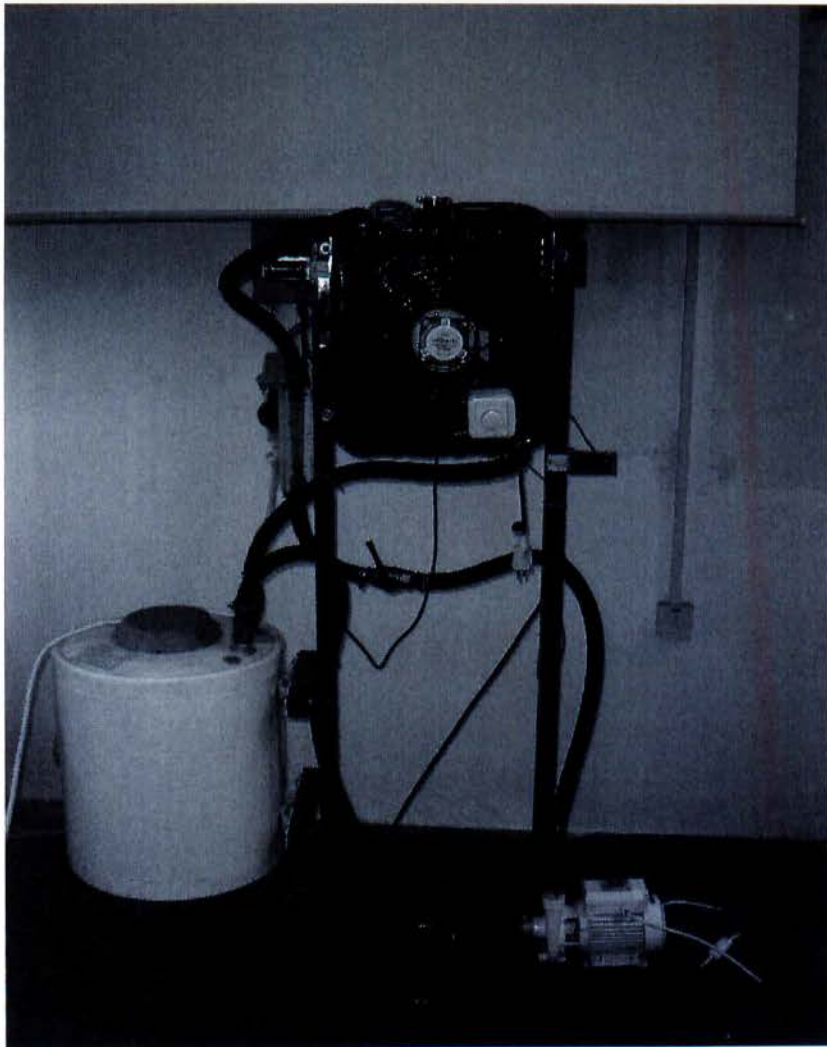
Πίνακας 2.3: Τύποι κυψελών (πλεονεκτήματα-μειονεκτήματα)

ΤΥΠΟΣ ΚΥΨΕΛΗΣ	ΠΛΕΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ	ΜΕΙΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ
Ψυγείο με κυψέλες τύπου μεμβράνης (film core)	Εξοικονόμηση υλικού, μεγάλη αποδοτικότητα	Ανέφικτος καθαρισμός-ξεβούλωμα της κυψέλης, μεγάλη δυσκολία επισκευής – συγκόλλησης σε περίπτωση διαρροής.
Ψυγεία με κυψέλες σωληνοειδούς τύπου ΤΥΠΟΥ ΠΤΕΡΥΓΙΟΥ	Επιλογή κυψέλης με ομόθετη ή ετερόθετη διάταξη σωληνώσεων, δυνατότητα καθαρισμού και επισκευής-συγκόλλησης σε περίπτωση διαρροής, στιβαρότητα κατασκευής	Μεγάλο βάρος,δυσκολία εξωτερικού καθαρισμού της κυψέλης
Ψυγεία με κυψέλες σωληνοειδούς τύπου ΚΥΜΑΤΟΕΙΔΟΥΣ ΜΕΜΒΡΑΝΗΣ	Μεγάλη αποδοτικότητα, δυνατότητα καθαρισμού και επισκευής-συγκόλλησης σε περίπτωση διαρροής	Μεγάλο βάρος, δυσκολία εξωτερικού καθαρισμού της κυψέλης, αποκλειστικά ομόθετη διάταξη σωληνώσεων, όχι τόσο στοιβαρή κατασκευή
Ψυγείο με χωριστές σωληνώσεις	Στιβαρότητα κατασκευής, δυνατότητα αλλαγής φαρμάκων ή κατεστραμμένων σωληνώσεων με καινούριες, κατάλληλο για υψηλές πιέσεις	Πολύ μεγάλο βάρος, υψηλό κόστος κατασκευής

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3^ο

ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΔΙΑΤΑΞΗ

Η πειραματική διάταξη που κατασκευάστηκε και χρησιμοποιήθηκε φαίνεται στο παρακάτω Σχήμα 3.1. Για το σκελετό στήριξης του υδραυλικού αυτού κυκλώματος χρησιμοποιήθηκε χαλύβδινος κοιλοδοκός (στραντζαριστό) St37 διαστάσεων 38*38*1.5mm και λαμαρίνα από το ίδιο υλικό πάχους 5mm. Οι συγκολλήσεις που απαιτήθηκαν έγιναν με τη μέθοδο TIG. Τέλος για την καλύτερη και ευκολότερη μεταφορά της όλης κατασκευής τοποθετήθηκαν ροδάκια διαμέτρου 10cm εκ των οποίων τα δύο απ' αυτά φέρουν πάνω τους ενσωματωμένο φρένο.



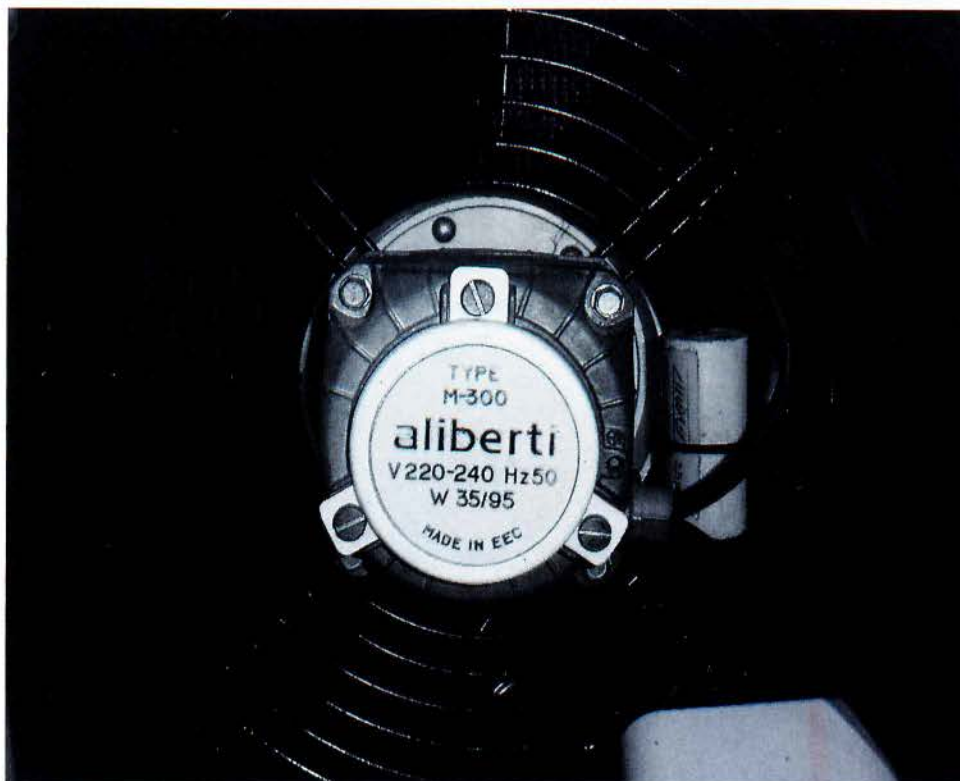
Σχήμα 3.1: Η πειραματική διάταξη

Στη διάταξη αυτή, τον ρόλο της Μ.Ε.Κ. ως πηγής θερμότητας τον έχει ένα θερμοσίφωνο ισχύος 3KW. Είναι κάθετο και έχει τοποθετηθεί κατ' αυτό τον τρόπο(ανάποδα) όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.2. Η τοποθέτησή του έγινε έτσι, προκειμένου να αποφευχθεί το ενδεχόμενο της μη επαρκούς πλήρωσης με νερό του κυκλώματός μας, εξαιτίας της διαφοράς πίεσης που προκαλεί το νερό στο χωρητικότητας 40lt θερμοσίφωνο σε σχέση με το σχεδόν 2lt ψυγείο.



Σχήμα 3.2: Η πηγή θερμότητας της διάταξης. Θερμοσίφωνο ισχύος 3KW.

Ο ανεμιστήρας που έχει επιλεγθεί είναι βιομηχανικού τύπου μεταλλικής κατασκευής Σχήμα 3.3. Έχει ισχύ 95watt. Η περιστροφική του ταχύτητα είναι 1591rpm και η ροή αέρα που μας παρέχει είναι 1736 m³/h.

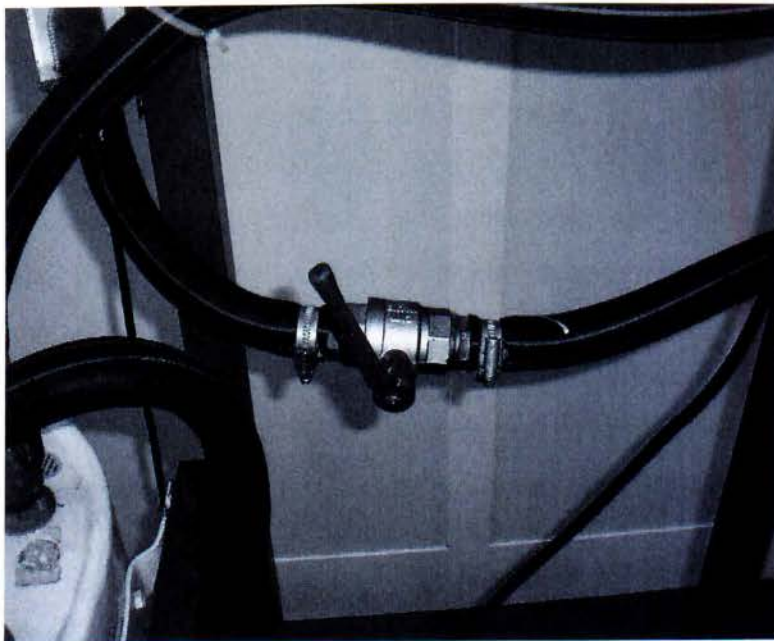


Σχήμα 3.3: Ο ανεμιστήρας(βεντιλατερ) της διάταξης

Η αντλία που χρησιμοποιήθηκε είναι φυγοκεντρική με μέγιστη παροχή 100lt/min και είναι κατάλληλη για χρήση ζεστού νερού Σχήμα 3.4. Η παροχή της αντλίας είναι αρκετά μεγάλη για το συγκεκριμένο υδραυλικό κύκλωμα και προκειμένου να την ελέγχουμε και να την ρυθμίζουμε έχουμε χρησιμοποιήσει έναν στραγγαλιστή(βάννα) όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.5. Επιπροσθέτως έχουμε τοποθετήσει ένα ροόμετρο προκειμένου να γνωρίζουμε ανά πάσα στιγμή την ροή στο κύκλωμα μας. Το συγκεκριμένο ροόμετρο είναι κατάλληλο για ροή νερού από 40 ÷100lt/min και μέγιστη θερμοκρασία 75 °C .



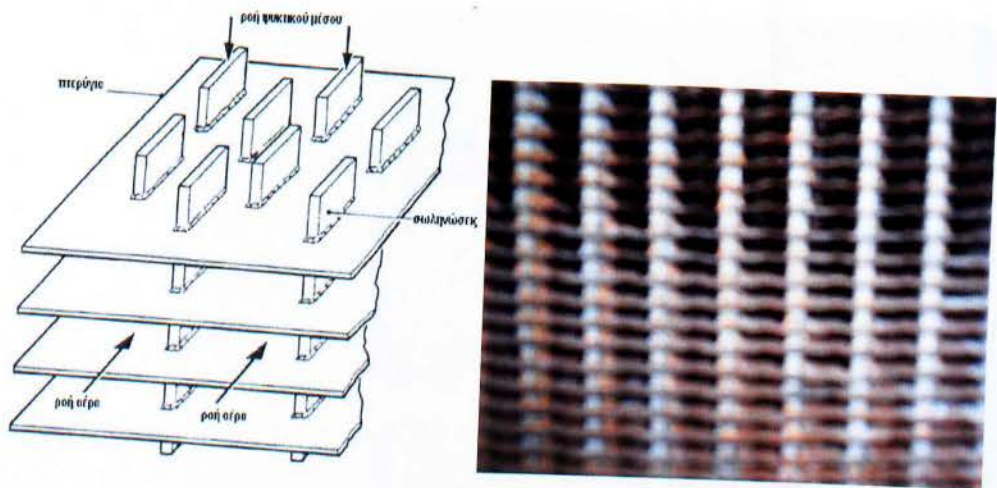
Σχήμα 3.4: Η αντλία του κυκλώματος. Κατάλληλη για χρήση ζεστού νερού θερμοκρασίας $T_{max}=85^{\circ}C$



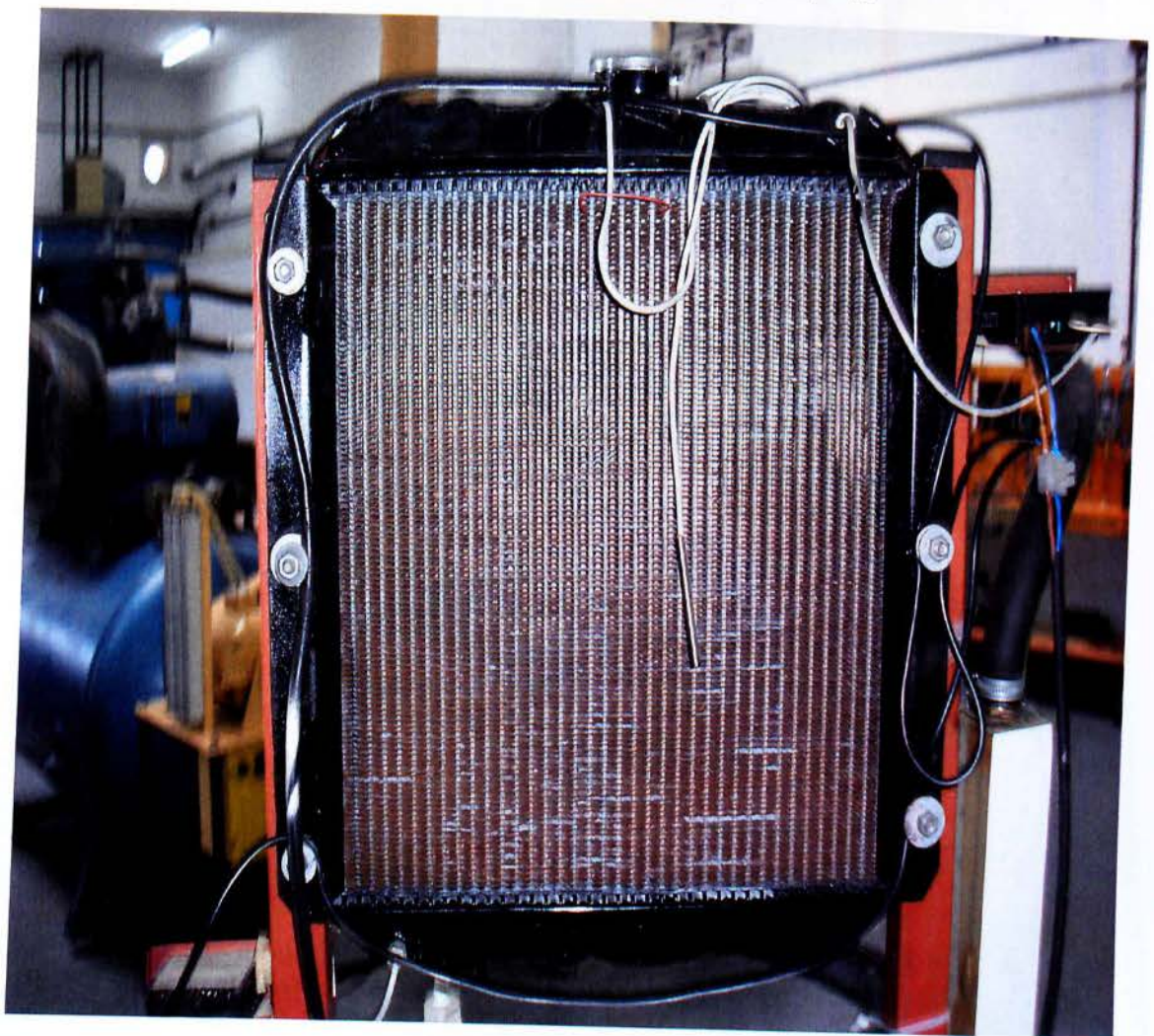


Σχήμα 3.5: Η χρησιμοποιούμενη βάννα για τη ρύθμιση της ροής του νερού και το ροόμετρο.

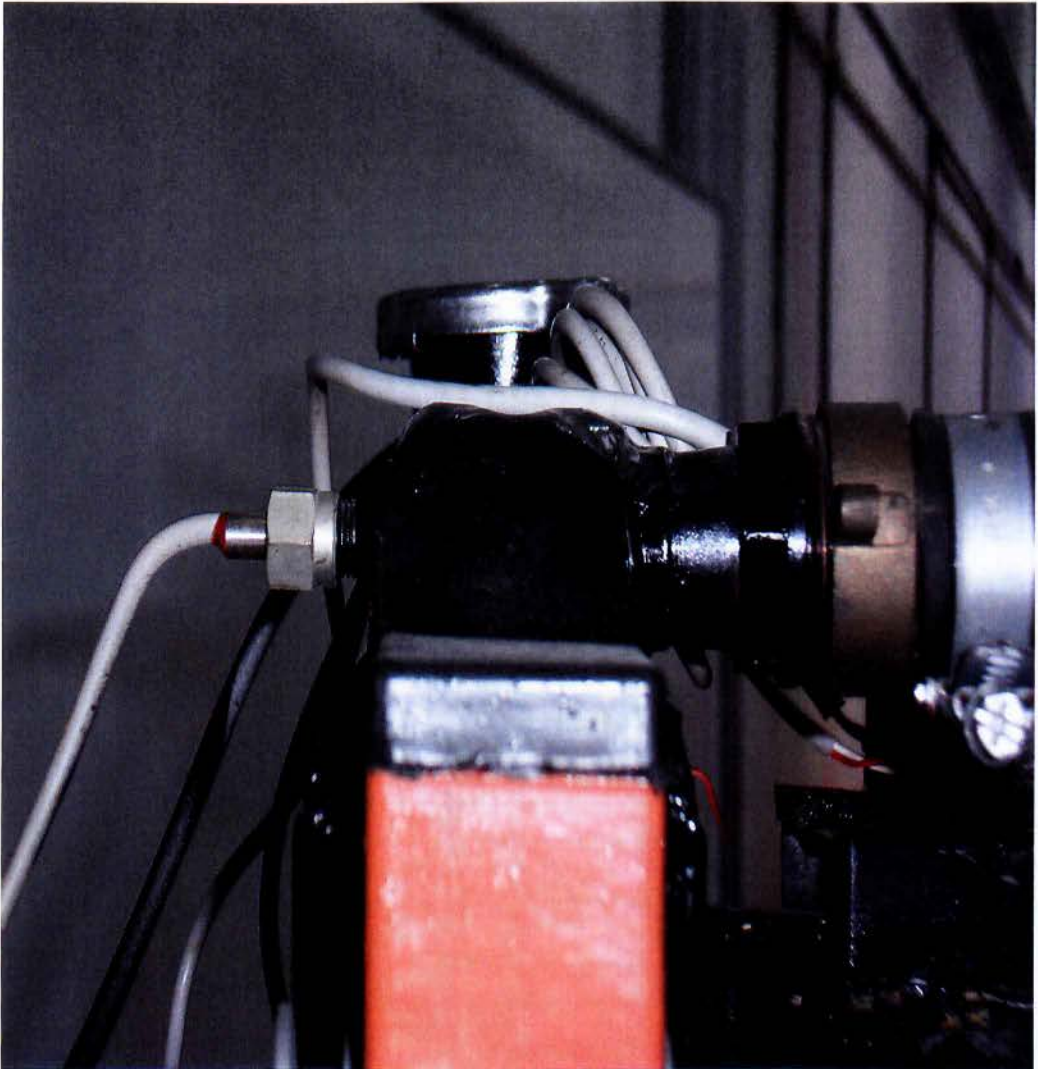
Το ψυγείο που χρησιμοποιήθηκε αποτελείται από μια κυβέλη σωληνωειδούς τύπου με πτερύγια διαστάσεων 40*40cm και 3 στήλες σωληνώσεων σε ετερόθετη διάταξη όπως φαίνεται στα Σχήματα 3.6 και 3.7. Από τη πλευρά εξόδου του αέρα έχει τοποθετηθεί αισθητήρας θερμοκρασίας για να λαμβάνουμε την θερμοκρασία εξόδου του. Οι υδροθάλαμοι φέρουν ειδικά στόμια για την εύκολη σύνδεση των ελαστικών σωληνώσεων εισαγωγής και εξαγωγής του νερού. Στα στόμια αυτά έχουν προσαρμοστεί οι αισθητήρες ένδειξης των αντίστοιχων θερμοκρασιών εισόδου και εξόδου του νερού. Ο άνω υδροθάλαμος έχει προσαρμοσμένη μια τάπα υπερχειλίσσης όπου βιδώνει το ειδικό πώμα του ψυγείου όπως έχουμε αναφέρει παραπάνω (Σχήμα 3.8). Στα πλάγια του ψυγείου έχουν προσαρμοστεί ειδικά διαμορφωμένες χαλύβδινες βάσεις, για την στήριξη του ανεμιστήρα αλλά και για την στήριξη ολόκληρου του ψυγείου στο σύνολο της κατασκευής.



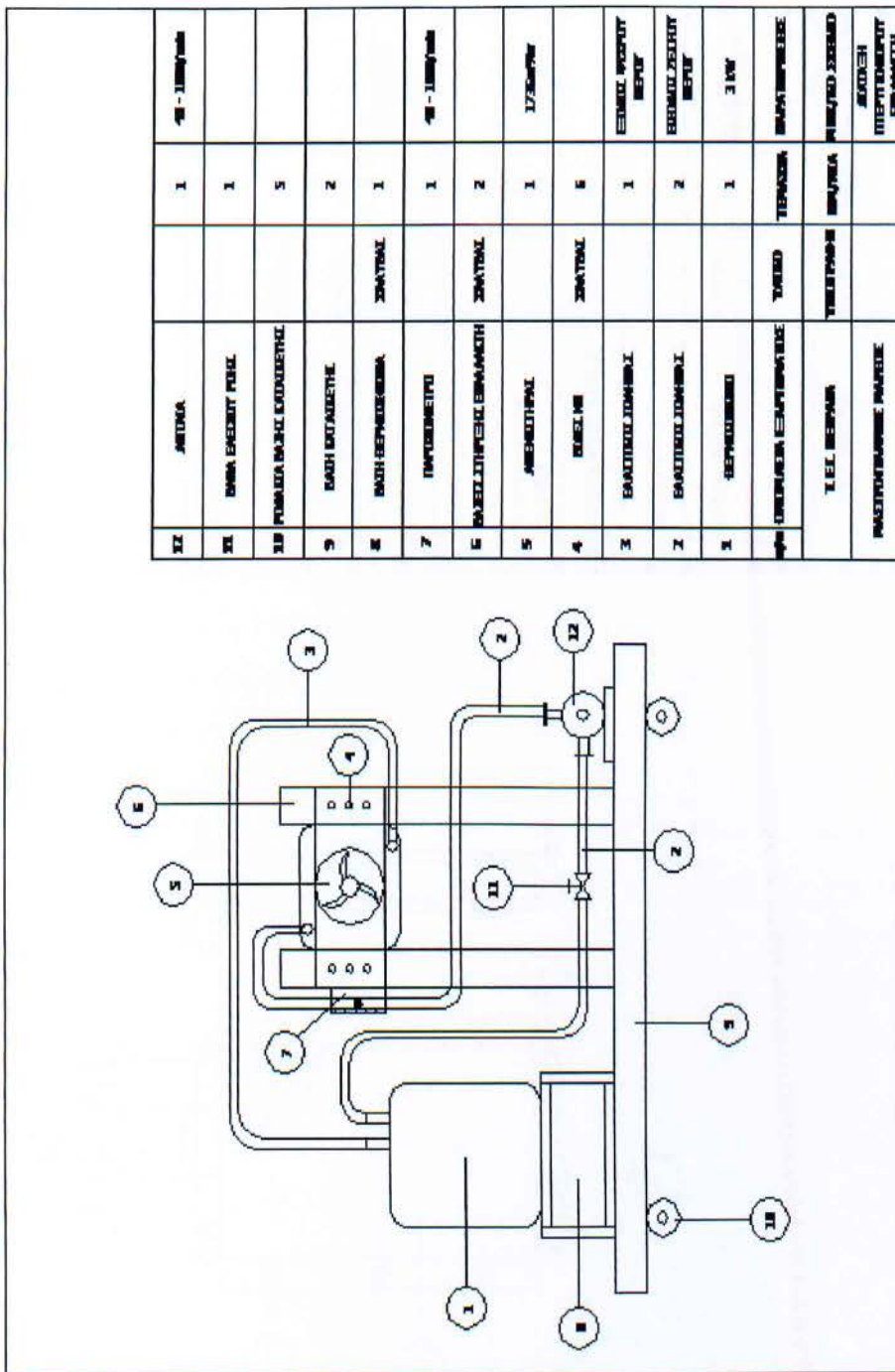
Σχήμα 3.6: Ο τύπος της χρησιμοποιούμενης κυψέλης.



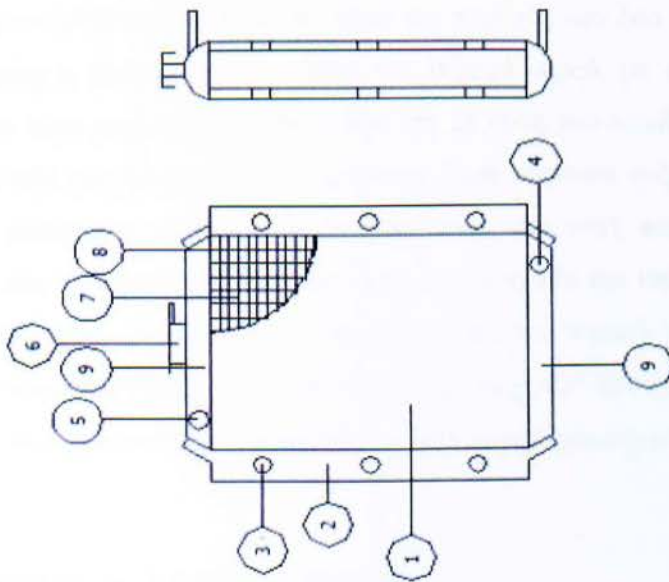
Σχήμα 3.7: Το ψυγείο-εναλλάκτης που κατασκευάστηκε. Διακρίνεται το αισθητήριο θερμοκρασίας εξόδου του αέρα.



Σχήμα 3.8: Το στόμιο εισόδου του νερού στον εναλλάκτη. Διακρίνεται το αισθητήριο θερμοκρασίας του νερού καθώς και η τάπα υπερχειλίσσης με το ειδικό πόμα της.



Σχίμα 3.9: Σκαριφηματική απεικόνιση της διάταξης που κατασκευάστηκε.



9	ΥΔΡΟΘΑΛΑΜΟ ΨΥΓΕΙΟΥ	ΦΡΕΣΑΝΚΟΣ	2	
8	ΣΩΛΗΝΟΣ ΚΥΨΕΛΗΣ	ΦΡΕΣΑΝΚΟΣ		
7	ΠΤΕΡΥΓΙΑ ΚΥΨΕΛΗΣ ΣΩΛΗΝΟΣΟΥΣ ΤΥΠΟΥ	ΧΑΛΚΟΣ		
6	ΠΛΑΜΑ ΨΥΓΕΙΟΥ	ΦΡΕΣΑΝΚΟΣ	1	ΣΤΑΛΕΙΑ ΕΡΡΕ ΦΡΕΣΑΝΚΟΣ ΕΙΣΗΛΘΟΝ ΕΙΣΗΛΘΟΝ ΠΡΟΣΒΛΕΠΟΝΤΕΣ
5	ΣΤΟΜΟ ΕΙΣΑΓΩΓΗΣ ΡΕΥΣΤΟΥ	ΦΡΕΣΑΝΚΟΣ	1	
4	ΣΤΟΜΟ ΕΞΑΓΩΓΗΣ ΡΕΥΣΤΟΥ	ΦΡΕΣΑΝΚΟΣ	1	
3	ΟΥΤΟΣ ΒΑΣΕΩΝ ΣΤΗΡΙΞΗΣ		6	
2	ΒΑΣΕΙΣ ΣΤΗΡΙΞΗΣ	ΧΑΛΥΒΑΣ	2	
1	ΚΥΨΕΛΗ ΨΥΓΕΙΟΥ	ΧΑΛΚΟΣ	1	ΕΤΕΡΟΘΕΤΗ ΔΙΑΤΑΞΗ ΠΡΩΝ ΣΤΕΡΝΩΝ
α/α	ΟΙΚΟΝΟΜΙΑΣ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΟΣ	ΨΥΚΤΟ	ΤΕΜΑΧΙΑ	ΠΑΡΑΤΗΡΗΣΕΙΣ
	Τ.Ε.Ι. ΠΕΙΡΑΙΑ	ΥΠΟΓΡΑΦΗ	ΗΜ/ΝΙΑ	ΗΜ/Μ/ΚΟ ΣΧΕΔΙΟ
	ΜΑΣΤΡΟΤΑΞΙΝΗΣ ΜΑΡΤΙΟΣ			ΠΕΡΙΟΧΟΡΟΣ ΕΝΔΕΛΚΤΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Σχημα 3.10: Σκαριφηματική απεικόνιση του ψυγείου που κατασκευάστηκε

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4

ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ ΝΕΡΟΥ - ΑΕΡΑ

4.1 Εισαγωγή – Σενάρια Λειτουργίας

Η πειραματική διερεύνηση της λειτουργίας του εναλλάκτη πραγματοποιήθηκε σε εύρος θερμοκρασιών εισόδου του θερμού νερού και παροχών για το ζεστό νερό και τον αέρα, σύμφωνα με τις δυνατότητες της πειραματικής διάταξης.

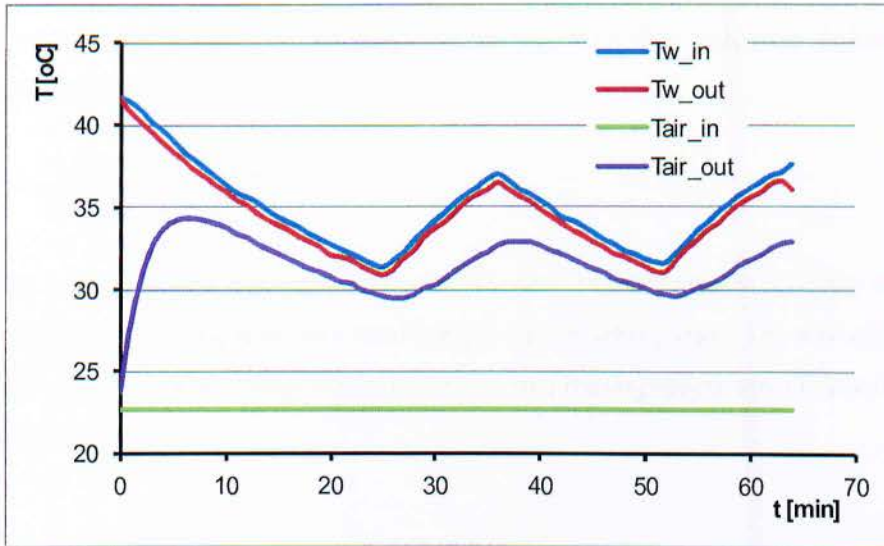
Ειδικότερα, η πειραματική διάταξη επιτρέπει τη μέτρηση παροχών θερμού νερού στο εύρος 10-50lt/min, ενώ για τον αέρα η διάταξη επιτρέπει τη ρύθμιση της παροχής μέσω ροοστάτη ρύθμισης του ρεύματος τροφοδοσίας του ανεμιστήρα. Για τις ανάγκες της διερεύνησης επιλέχθηκαν δύο θέσεις λειτουργίας για τον ανεμιστήρα. Η θερμοκρασία του θερμού νερού είναι δυνατό να ρυθμιστεί μέσω του θερμοστάτη ενεργοποίησης της ηλεκτρικής αντίστασης. Περιοριστικό παράγοντα για τη θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού αποτελεί η ισχύς της ηλεκτρικής αντίστασης. Για σταθερές τιμές της παροχής των δύο ρευμάτων θερμού και κρύου, όσο αυξάνεται η θερμοκρασία εισόδου του θερμού νερού, με δεδομένο ότι η θερμοκρασία εισόδου του αέρα παραμένει σταθερή (και ίση με αυτή του περιβάλλοντος), η θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ των δύο ρευμάτων αυξάνεται. Κατά συνέπεια αυξάνεται και η μέγιστη θερμική ισχύς που μπορεί να εναλλάξει η διάταξη, όπως και αυτή που τελικά εναλλάσσεται. Στην περίπτωση που η εναλασσόμενη ισχύς είναι μικρότερη από την ισχύ της θερμικής αντίστασης, η διάταξη επιτυγχάνει την επιθυμητή θερμοκρασία του θερμού νερού. Σε περίπτωση που η επιθυμητή θερμοκρασία αντιστοιχεί σε υψηλότερη ισχύ από τη διαθέσιμη, το σύστημα ισορροπεί στη θερμοκρασία στην οποία η ισχύς του εναλλάκτη γίνεται ίση με αυτή της αντίστασης.

4.2 Διερεύνηση λειτουργίας εναλλάκτη.

4.2.1 Λειτουργία σε ρύθμιση θερμοστάτη 40°C, παροχή νερού 50 lt/min – θέση παροχής ανεμιστήρα high

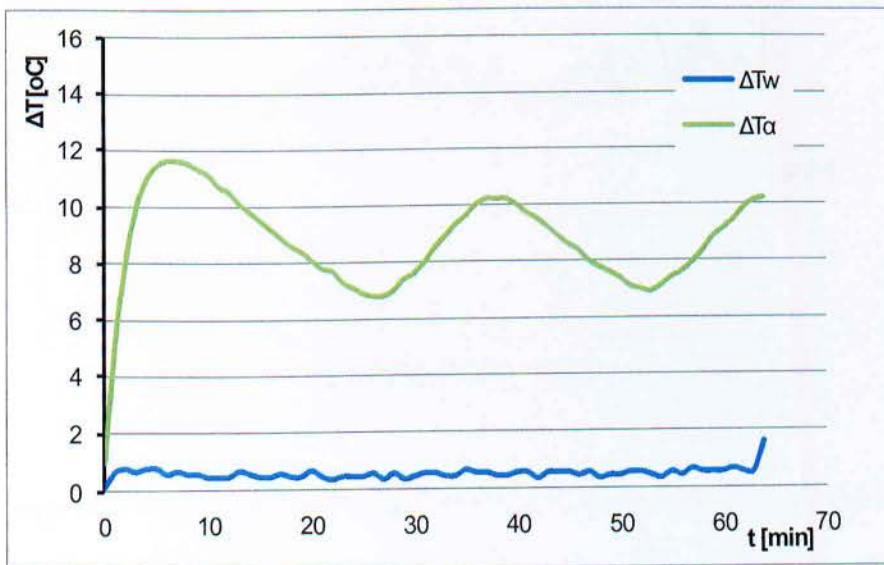
Σύμφωνα με το σχήμα 4.1, η θερμοκρασία του θερμού νερού παρουσιάζει περιοδική συμπεριφορά η οποία σχετίζεται με τη λειτουργία του θερμοστάτη ενεργοποίησης της

ηλεκτρικής αντίστασης. Η θερμοκρασία εισόδου του αέρα παραμένει σταθερή, στη θερμοκρασία του χώρου στον οποίο βρίσκεται η πειραματική διάταξη.



Σχήμα 4.1: Θερμοκρασίες θερμού και κρύου ρεύματος

Η θερμοκρασιακή διαφορά στο ρεύμα του νερού είναι αρκετά χαμηλή, της τάξης του 0.5°C , κάτι που οφείλεται στην παροχή λειτουργίας για τη δεδομένη ισχύ εναλλαγής. Αντίθετα, για τον αέρα, η θερμοκρασιακή διαφορά είναι σημαντική της τάξης των 10°C .

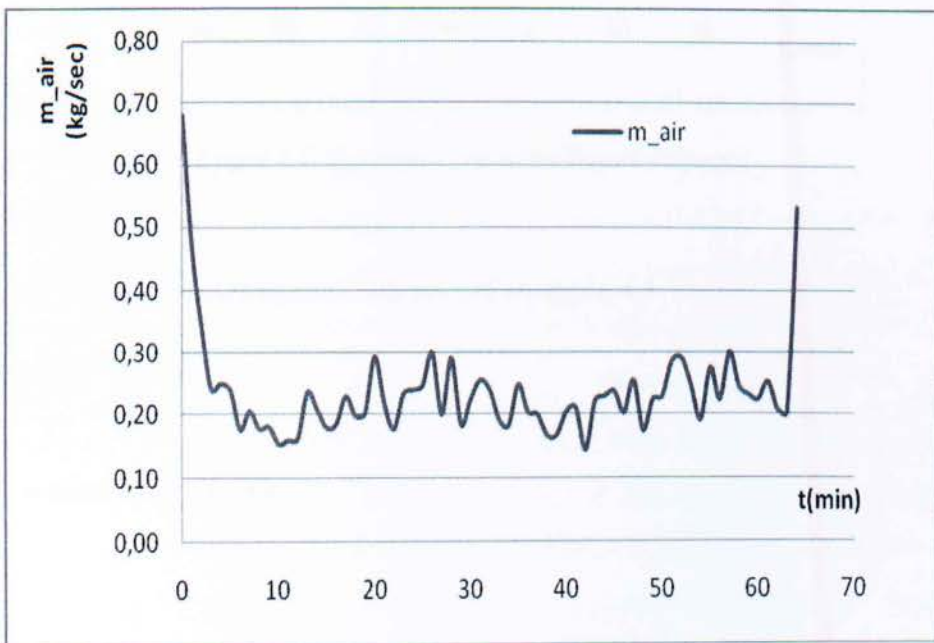


Σχήμα 4.2: Θερμοκρασιακή διαφορά θερμού και ψυχρού ρεύματος

Η παροχή του αέρα, παρουσιάζει εν γένει σταθερή τιμή, αν εξαιρέσει κάποιος το αρχικό διάστημα λειτουργίας και το οποίο οφείλεται σε μεταβατικά φαινόμενα (Σχήμα 4.3). Σημειώνεται πως με δεδομένη την απουσία μετρητικής διάταξης για την παροχή αέρα, αυτή υπολογίστηκε μέσω της υπόθεσης πως η θερμική ισχύς που αφαιρείται από το ρεύμα νερού αποτελεί εξ'ολοκλήρου κέρδος για το ρεύμα αέρα (εξ. 4.1), δεν υπάρχουν δηλαδή θερμικές απώλειες στον εναλλάκτη.

$$m_{air} = \frac{m_w C_{p_w} (T_{w.in} - T_{w.out})}{C_{p_{air}} (T_{air.out} - T_{air.in})} \quad (4.1)$$

Με δεδομένο ότι μια τέτοια υπόθεση ενδέχεται να μην επιβεβαιώνεται πλήρως στην πράξη, αυξάνουν οι αβεβαιότητες ως προς τον υπολογισμό της ακριβούς τιμής της παροχής του αέρα, ενώ μέρος των διακυμάνσεων ενδέχεται να οφείλεται στη συμπεριφορά των θερμικών απωλειών κατά τη λειτουργία.

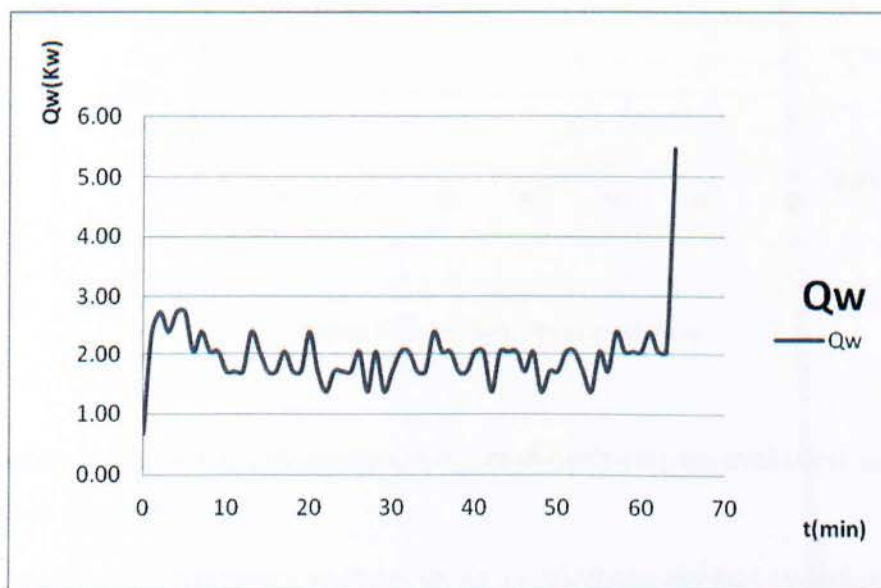


Σχήμα 4.3: Παροχή αέρα

Η θερμική ισχύς του εναλλάκτη, όπως αυτή υπολογίζεται για το ρεύμα του θερμού νερού (εξ. 4.2), παρουσιάζει εν γένει σταθερή τιμή, της τάξης των 2 kW, εξαιρώντας τα μεταβατικά φαινόμενα στην αρχή της λειτουργίας (σχήμα 4.4):

$$Q_w = m_w C p_w (T_{w,in} - T_{w,out}) \quad (4.2)$$

Παράλληλα, φαίνεται ότι ακολουθεί τη διακύμανση της θερμοκρασίας εισόδου, φαινόμενο που θα αναλυθεί στη συνέχεια.

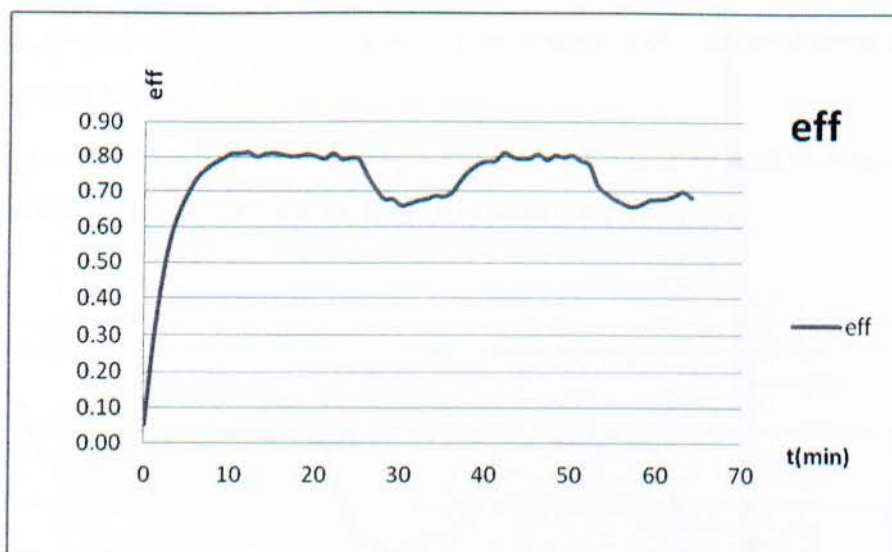


Σχήμα 4.4: Θερμότητα εναλλαγής θερμού ρεύματος

Η αποδοτικότητα του εναλλάκτη υπολογίζεται από τη σχέση 4.3:

$$\varepsilon = \frac{m_w C p_w (T_{w,in} - T_{w,out})}{C_{\min} (T_{w,in} - T_{air,in})} \quad (4.3)$$

Όπου $C_{\min} = \min(m_w C p_w, m_{air} C p_{air})$.



Σχήμα 4.5: Αποδοτικότητα εναλλάκτη

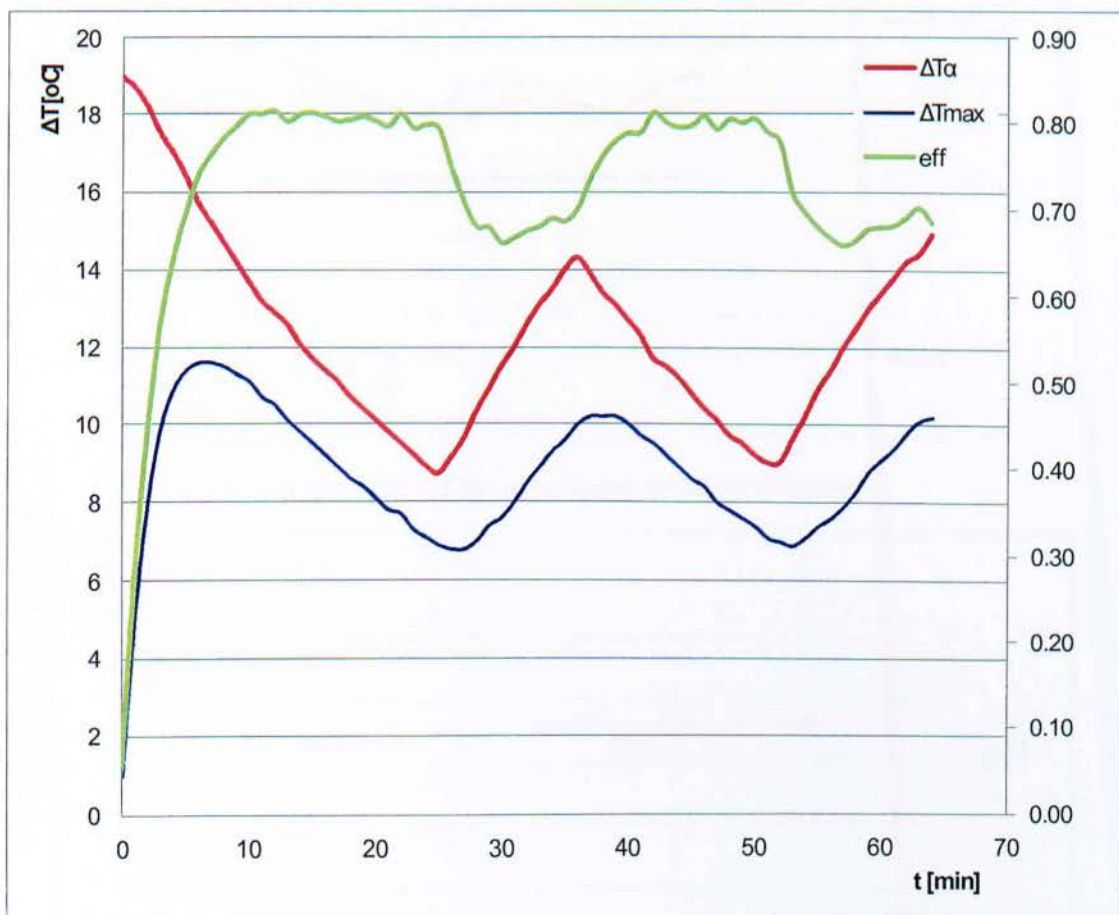
Σύμφωνα με το σχήμα 4.5, η συμπεριφορά της αποδοτικότητας του εναλλάκτη μπορεί να χωριστεί σε δύο φάσεις:

- Μεταβατική κατάσταση, κατά την οποία ο εναλλάκτης δεν έχει αποκτήσει σταθερή συμπεριφορά
- Κατάσταση «σταθερής» λειτουργίας, κατά την οποία η αποδοτικότητα παρουσιάζει περιοδική διακύμανση, η οποία μπορεί να συσχετιστεί με τη διακύμανση της θερμοκρασίας του νερού εισόδου και κατ'επέκταση του εξερχόμενου αέρα (σχήματα 4.1, 4.2)

Η διακύμανση της αποδοτικότητας σχετίζεται με τη διακύμανση της θερμοκρασίας εισόδου. Η θερμότητα εναλλαγής Q_w , όπως και η ΔT_w , παρουσιάζουν σχετική διακύμανση η οποία επιδρά και στην αποδοτικότητα. Αν και σύμφωνα με τη θεωρία, η αποδοτικότητα δεν εξαρτάται από τη θερμοκρασία, η θερμότητα εναλλαγής δεν ακολουθεί τη μεταβολή της Q_{max} , με αποτέλεσμα η αποδοτικότητα να επηρεάζεται. Το παραπάνω προκύπτει και από το σχήμα 4.6, όπου παρουσιάζονται οι αντίστοιχες θερμοκρασιακές μεταβολές, μέγιστη δυνατή ΔT_{max} ($\Delta T_{max} = T_{w,in} - T_{a,in}$) καθώς και αυτή του ρεύματος αέρα. Το φαινόμενο αυτό ενδέχεται να οφείλεται σε μεταβατική συμπεριφορά του εναλλάκτη ή στο χρόνο απόκρισης των χρησιμοποιούμενων θερμοστοιχείων. Σε κάθε περίπτωση, η διερεύνηση του ζητήματος αυτού ξεφεύγει από το στόχο

της παρούσας ανάλυσης, που είναι η διερεύνηση της συμπεριφοράς του εναλλάκτη σε σταθερές συνθήκες λειτουργίας.

Στο πλαίσιο αυτό αποφασίστηκε η διερεύνηση της αποδοτικότητας σε κατά το δυνατόν σταθερή θερμοκρασία των ρευμάτων εισόδου, όπως και ακολουθεί στη συνέχεια.

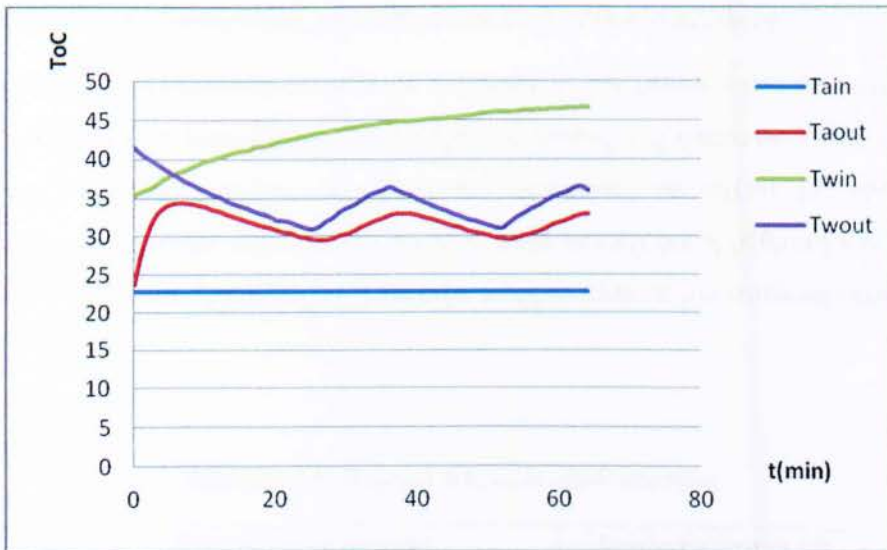


Σχημα 4.6: Μεταβολή μέγιστης δυνατής και εναλλασσόμενης ισχύος σε σχέση με την αποδοτικότητα του εναλλάκτη

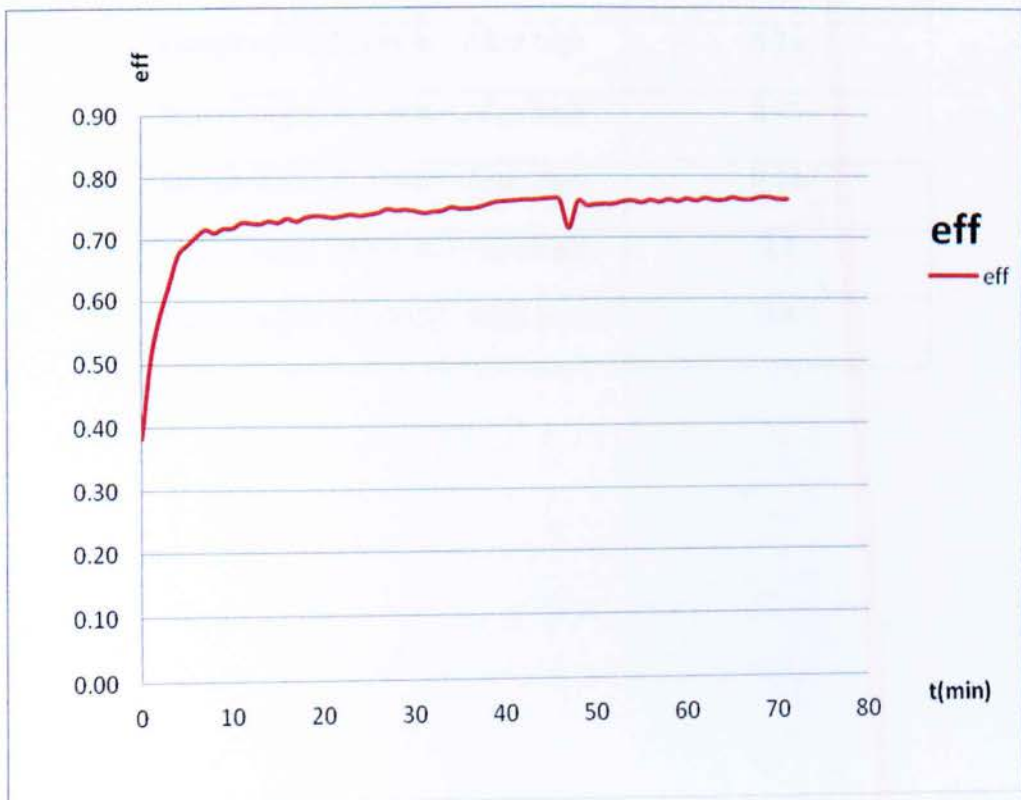
4.2.2 Λειτουργία σε ρύθμιση θερμοστάτη 70°C, παροχή νερού 50 lt/min – θέση παροχής ανεμιστήρα high

Η ρύθμιση του θερμοστάτη σε υψηλότερη θερμοκρασία, οδήγησε στην επίτευξη θερμοκρασίας εισόδου του θερμού νερού σε υψηλότερη τιμή από την προηγούμενη περίπτωση, σαφώς

χαμηλότερη όμως από την προσδοκώμενη, λόγω των περιορισμών που θέτει η ισχύς της ηλεκτρικής αντίστασης. Η διάταξη ισορροπεί σε μια θερμοκρασία της τάξης των 47°C (σχ. 4.7).



Σχήμα 4.7: Θερμοκρασίες θερμού και κρύου ρεύματος



Σχήμα 4.8: Αποδοτικότητα του εναλλάκτη

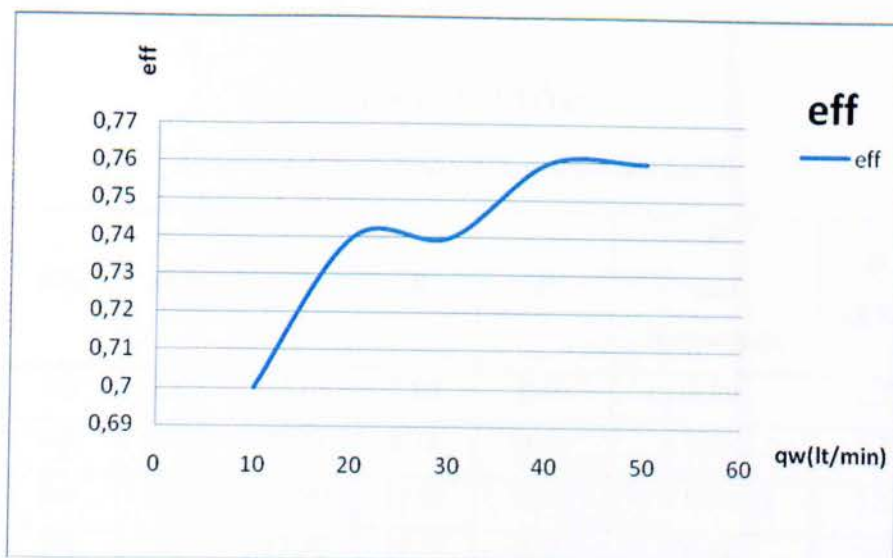
Η αποδοτικότητα του εναλλάκτη, μετά την επίτευξη της σταθερής κατάστασης λειτουργίας παρουσιάζει σταθερή τιμή (σχ. 4.8), στο επίπεδο του 0.76.

4.2.3 Πειραματικός προσδιορισμός χαρακτηριστικών μεγεθών εναλλάκτη

Η αποδοτικότητα του εναλλάκτη εκτιμήθηκε σύμφωνα με την μεθοδολογία που παρουσιάστηκε για διαφορετικά σενάρια λειτουργίας. Το σενάριο εκτίμησης της αποδοτικότητας σε συνθήκες σταθερής θερμοκρασίας εισόδου, θεωρείται πιο αξιόπιστο, σε σχέση με την περίπτωση κυμαινόμενης θερμοκρασίας εισόδου. Για το λόγο αυτό επιλέχθηκε η ρύθμιση του θερμοστάτη στην υψηλότερη τιμή και στη συνέχεια η διάταξη ισορροπούσε σε μια σταθερή τιμή για το νερό εισόδου.

Πίνακας 4.1: Πειραματικές τιμές αποδοτικότητας

Σενάριο λειτουργίας	Αποδοτικότητα (ϵ)
Παροχή νερού 50 lt/min – Αέρα high	0.76
Παροχή νερού 40 lt/min – Αέρα high	0.76
Παροχή νερού 30 lt/min – Αέρα high	0.75
Παροχή νερού 20 lt/min – Αέρα high	0.74
Παροχή νερού 10 lt/min – Αέρα high	0.7
Παροχή νερού 10 lt/min – Αέρα low	0.8



Σχήμα 4.9: Αποδοτικότητα του εναλλάκτη σε σχέση με την παροχή θερμού νερού (παροχή αέρα high)

Παρακάτω θα χρησιμοποιήσουμε τις δυο μεθόδους υπολογισμού που έχουμε αναφέρει (LMTD και NTU), για να υπολογίσουμε το γινόμενο UA και να προβούμε σε σύγκριση των αποτελεσμάτων των δύο μεθόδων.

Οι μετρήσεις που χρησιμοποιούμε αντιστοιχούν σε σταθερές συνθήκες λειτουργίας και είναι οι ακόλουθες (παροχή αέρα high):

Πίνακας 4.2: Πίνακας μετρήσεων

q_w (lt/min)	$T_{w,in}$	$T_{w,out}$	$T_{a,out}$	$T_{a,in}$
50	46.8	45.8	40.9	22
40	51	49.7	44.8	25
30	51.6	50	44.9	25
20	51.1	48.8	44.3	25
10	48.5	44.7	40.2	21

ΜΕΘΟΔΟΣ LMTD

Πίνακας 4.3: Υπολογισμός UA με τη μέθοδο LMTD

q_w (lt/min)	ΔT_{in}	ΔT_{out}	ΔT_{lm}	R	P	F από διαγραμμα	Q (KW)	UA (KW/K)
10	8,3	23,7	14,68	5,05	0,16	0,99	2,7	0,2
20	6,8	23,8	13,57	8,35	0,10	0,98	3,2	0,24
30	6,4	23,5	13,90	11,69	0,07	0,98	3,5	0,26
40	6,2	24,7	13,38	15,23	0,05	0,98	3,6	0,28
50	5,9	23,8	12,83	18,90	0,04	0,97	3,5	0,28

Παραδειγμα Υπολογισμων

Για $q_w=10\text{lt/min}$

$$\Delta T_{in} = T_{win} - T_{aout} = 48,5 - 40,2 = 8,3$$

$$\Delta T_{out} = T_{wout} - T_{airin} = 44,7 - 21 = 23,7$$

$$\Delta T_{lm} = (\Delta T_{in} - \Delta T_{out}) / \ln(\Delta T_{in} / \Delta T_{out}) = (8,3 - 23,7) / \ln(8,3 / 23,7) = 14,68$$

$$R = (T_1 - T_2) / (t_2 - t_1) = (T_{airin} - T_{aout}) / (t_{wout} - t_{win}) = (21 - 40,2) / (44,7 - 48,5) = 18,9$$

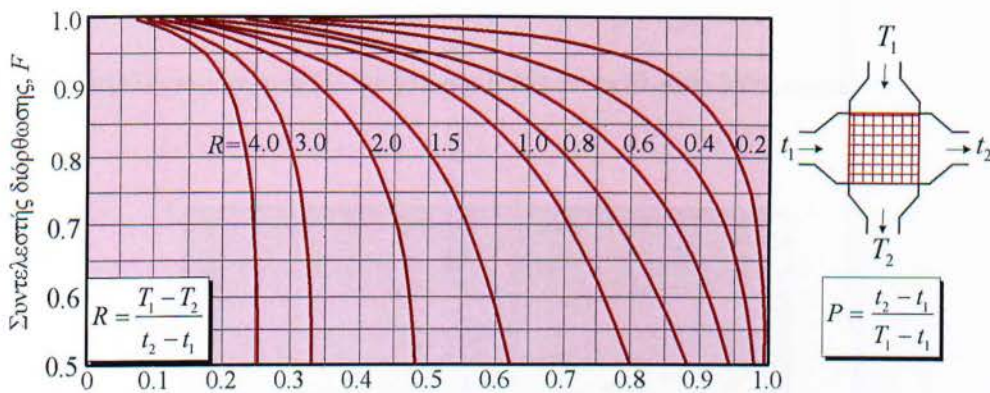
$$P = (t_2 - t_1) / (T_1 - t_1) = (t_{wout} - t_{win}) / (T_{airin} - t_{wout}) = (44,7 - 48,5) / (21 - 44,7) = 0,04$$

$F=0,91$ από διαγραμμα

$$Q = mC_p \Delta T_w = 0,17 * 4,18 * (47,2 - 43,7) = 2,65 \text{ W}$$

$$Q = UA \Delta T_{lm} \quad \square \quad UA = Q / \Delta T_{lm} = 2,65 / 14,68 = 0,2$$

Το F προκύπτει για την περίπτωση του εναλλάκτη διασταυρούμενης ροής από το ακόλουθο διάγραμμα:



Σχήμα 4.10: Συντελεστής διόρθωσης F για εναλλάκτη θερμότητας διασταυρούμενης ροής, μιας διέλευσης, με δύο μη αναμειγνύμενα ρευστά

ΜΕΘΟΔΟΣ NTU

Πίνακας 4.4: Υπολογισμός UA με τη μέθοδο NTU

q_w (lt/min)	ε	C_{min}	C_{min}/C_{max}	NTU	UA
10	0,7	0.14	0,20	1,4	0,2
20	0,74	0.17	0,12	1,6	0,27
30	0,75	0.18	0,09	1,6	0,29
40	0,76	0.18	0,07	1,6	0,29
50	0,76	0.18	0,06	1,5	0,27

Παράδειγμα Υπολογισμών

Για $q_w=10\text{lt/min}$

$$\varepsilon = Q/Q_{max} = Q_w/C_{min} * (T_{win} - T_{ain}) = 2,65/0,14 * (48,5 - 21) = 0,7$$

$$C_{max} = 0,7 \text{ KJ/kgK}$$

$$C_{min}/C_{max} = 0,14/0,7 = 0,2$$

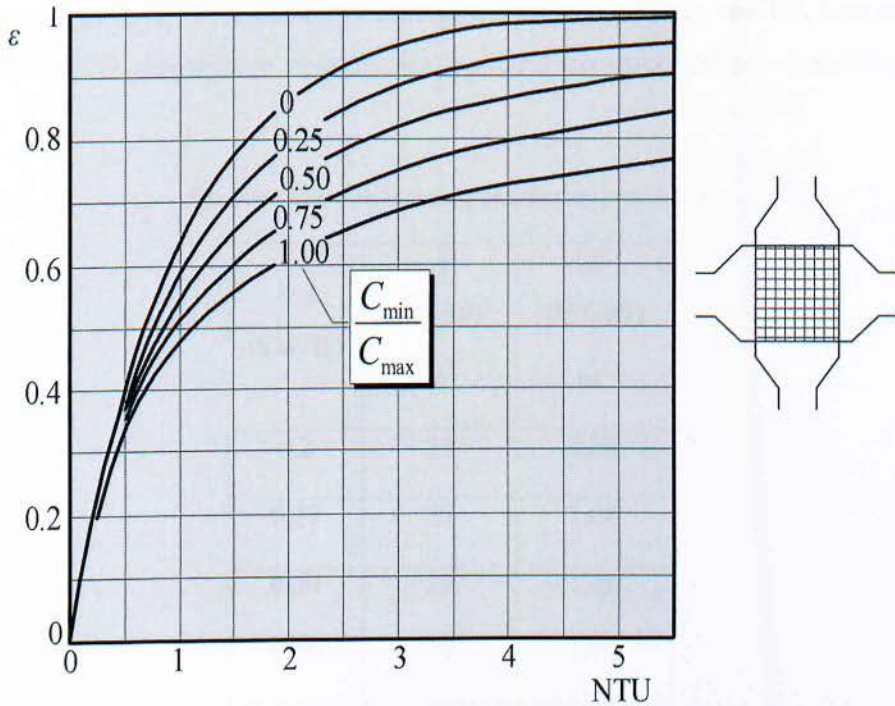
Από διάγραμμα:

$$NTU = 1,4$$

$$NTU = UA/C_{min}$$

$$UA = NTU * C_{min} = 1,4 * 0,14 = 0,2$$

Για τον υπολογισμό του NTU, χρησιμοποιούμε το ακόλουθο διάγραμμα:



Σχήμα 4.11: Διαγραμματική απεικόνιση της σχέσης $\epsilon=f(NTU)$ για έναν εναλλάκτη διασταυρούμενης ροής, μονής διέλευσης και μη αναμιγνύομενων ρευστών

Συγκρίνοντας τα αποτελέσματα των δύο μεθόδων, μπορούμε να συνάγουμε τα ακόλουθα:

- Τα αποτελέσματα για το χαρακτηριστικό μέγεθος UA του εναλλάκτη είναι αντίστοιχα και στις δύο μεθόδους
- Για το εύρος παροχής 20-50 lt/min, η αποδοτικότητα και το UA είναι ουσιαστικά σταθερά.

Έχοντας υπόψη αντιπροσωπευτικές τιμές του U στο εύρος 10-250 W/m^2K , για την περίπτωση εναλλάκτη δύο ρευμάτων, είναι δυνατόν να υπολογιστεί η επιφάνεια εναλλαγής. Σημειώνεται ότι η επιφάνεια αυτή περιλαμβάνει το σύνολο των διαδρομών που καλύπτουν τα δύο ρευστά σε

επαφή εντός του εναλλάκτη και συχνά εμφανίζει αρκετά υψηλές τιμές, ούτως ώστε να μεγιστοποιείται η εναλλαγή θερμότητας στη μονάδα του απαιτούμενου όγκου της συσκευής.

Ειδικότερα, σύμφωνα με τον πίνακα που ακολουθεί, και για τις τιμές του UA που υπολογίσαμε με τη μέθοδο LMTD, προκύπτουν οι ακόλουθες τιμές για την επιφάνεια του εναλλάκτη:

Πίνακας 4.5: Υπολογισμός επιφάνειας εναλλάκτη

UA (kW/K)	A (U=10) m^2	A (U=250) m^2
0,2	20	0,80
0,27	27	1,08
0,29	29	1,16
0,29	29	1,16
0,27	27	1,08

Αντίστοιχα αποτελέσματα προκύπτουν και αν χρησιμοποιήσουμε τις τιμές που υπολογίσαμε με τη μέθοδο NTU.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5

ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ ΚΑΙ ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ ΓΙΑ ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

5.1 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Στην εργασία σχεδιάστηκε και κατασκευάστηκε πειραματική διάταξης κυκλώματος ψύξης με χρήση περηνιοφόρου εναλλάκτη θερμότητας. Ο εναλλάκτης αυτός βρίσκει μεγάλη εφαρμογή στους κινητήρες αυτοκινήτων, συμβάλλοντας στη βελτιστοποίηση των συνθηκών λειτουργίας, με πολλαπλά οφέλη σε επίπεδο αποδοτικότητας αλλά και μείωσης των περιβαλλοντικών ρύπων.

Η ανάπτυξη της διάταξης πραγματοποιήθηκε με γνώμονα τη δυνατότητα εκτέλεσης σεναρίων παραμετρικής διερεύνησης του εναλλάκτη, τα οποία να επιτρέψουν τον προσδιορισμό τόσο της απόδοσης του, αλλά και άλλων χαρακτηριστικών μεγεθών του όπως θα αναλυθεί και στη συνέχεια. Ιδιαίτερη μέριμνα δόθηκε στην επιλογή κατάλληλων αισθητηρίων και τοποθέτησης τους με τρόπο που να διασφαλίζει την αξιόπιστη ποσοτικοποίηση των σχετικών με τις εμπλεκόμενες θερμοορές μεγεθών.

Σε μια συνολική αποτίμηση, τα αποτελέσματα οδηγούν σε χρήσιμα συμπεράσματα για την αποδοτικότητα του εξεταζόμενου εναλλάκτη, η οποία μπορεί να χαρακτηριστεί ως αρκετά ικανοποιητική στο εύρος παροχών που εφαρμόστηκε. Ειδικότερα επισημαίνεται ότι η μετρούμενη αποδοτικότητα σε συνθήκες σταθερής λειτουργίας είναι της τάξεως του 70-75%, επίπεδο τιμών που βρίσκεται σε συμφωνία με τις θεωρητικές γνώσεις για αυτού του τύπου τους εναλλάκτες θερμότητας. Επισημαίνεται ότι δεν παρατηρήθηκαν ιδιαίτερα κρίσιμα μεταβατικά φαινόμενα για τη λειτουργία του εναλλάκτη.

Παράλληλα η αποδοτικότητα του εναλλάκτη εμφανίζει εξάρτηση από την παροχή των ρευμάτων, όπως υποδεικνύεται και από τη θεωρία. Η αύξηση της παροχής του θερμού νερού οδήγησε σε υψηλότερες και εν γένει σταθερές τιμές για την αποδοτικότητα, όπως προβλέπεται και από τη θεωρία.

Η ανάλυση των λειτουργικών χαρακτηριστικών του εναλλάκτη σε πειραματική βάση, έδωσε τη δυνατότητα προσδιορισμού του συνολικού συντελεστή μεταφοράς του εναλλάκτη UA. Ο υπολογισμός του μεγέθους αυτού είναι ιδιαίτερα σημαντικός, καθώς χαρακτηρίζει τον εναλλάκτη και την ικανότητα του στην ικανοποίηση φορτίου.

Η γνώση του συνολικού συντελεστή, αν συνδυαστεί με γνωστές τιμές του συντελεστή μεταφοράς U , μέγεθος που εξαρτάται κυρίως από τα φαινόμενα συναγωγής, οδηγεί στον υπολογισμό της επιφάνειας συναλλαγής. Ο υπολογισμός της επιφάνειας συναλλαγής του εναλλάκτη για τη συγκεκριμένη εφαρμογή, και για τα εύρος παροχής που η αποδοτικότητα του εναλλάκτη είναι σταθερή, προσδιορίστηκε στο $1.1 - 28 \text{ m}^2$, ανάλογα με την υιοθετούμενη τιμή για το συντελεστή μεταφοράς U .

Για τον υπολογισμό των απαιτούμενων μεγεθών αξιοποιήθηκαν και οι δύο μέθοδοι υπολογισμού, LMTD και NTU, οδηγώντας σε ταυτόσημα ουσιαστικά αποτελέσματα. Το συμπέρασμα αυτό επιβεβαιώνει την αξιοπιστία της διαδικασίας που υιοθετήθηκε για την αποτίμηση της ικανότητας του εναλλάκτη, των υπολογισμών και των παρεχόμενων αποτελεσμάτων.

Ολοκληρώνοντας, στα πλαίσια της εργασίας αναπτύχθηκε, με χαμηλό κόστος, μια εύχρηστη και αξιόπιστη διάταξη, η οποία μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την αποτίμηση της αποδοτικότητας αντίστοιχων εναλλακτών καθώς και τον προσδιορισμό χαρακτηριστικών μεγεθών όπως ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς, τα οποία επιτρέπουν τη διερεύνηση της ικανότητας του υπό μέτρηση εναλλάκτη να ανταπεξέλθει σε συγκεκριμένα φορτία.

Η διάταξη αποτελεί σημαντικό βοήθημα για τις εργαστηριακές ασκήσεις στα πλαίσια των μαθημάτων μετάδοσης θερμότητας, επιτρέποντας στους φοιτητές να κατανοήσουν τα σχετικά με τους εναλλάκτες θερμότητας φαινόμενα.

5.2 ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ ΓΙΑ ΜΕΛΛΟΝΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

Μελλοντικές παρεμβάσεις στη διάταξη μπορούν να αφορούν τη δυνατότητα ακριβέστερης ρύθμισης και τον αποτελεσματικότερο έλεγχο της παροχής του αέρα. Στο πλαίσιο αυτό προτείνεται και η ενσωμάτωση διατάξεων αυτοματοποίησης, όπως και πιθανή αύξηση της ικανότητας του θερμοδοχείου, αλλά και η βελτιστοποίηση του τρόπου ρύθμισης της θερμοκρασίας του θερμού νεορύ, ώστε να αποτρέπονται φαινόμενα ταλάντωσης της θερμοκρασίας του παρεχόμενου νερού.

Στην κατεύθυνση των εν λόγω παρεμβάσεων, θα ήταν δυνατή και η διερεύνηση φαινομένων μεταβατικής συμπεριφοράς του εναλλάκτη ή η υλοποίηση των κατάλληλων

σεναρίων λειτουργίας για τη συστηματικότερη διερεύνηση της εξάρτησης των χαρακτηριστικών μεγεθών του εναλλάκτη από την παροχή.

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ-ΠΙΝΑΚΕΣ

Στη συνέχεια παρατίθενται αναλυτικά οι μετρήσεις που πραγματοποιήθηκαν. Για τις περιπτώσεις παροχής των 20, 30 (για τη μία σειρά) & 40 lt/min (παροχή αέρα high 1736m³/hr), οι συνθήκες των ρευμάτων εισόδου επιτρέψανε την επίτευξη σταθερής λειτουργίας πολύ σύντομα.

ΡΥΘΜΙΣΗ ΘΕΡΜΟΣΤΑΣΗ ΘΕΡΜΟΣΦΩΝΟΥ ΣΤΟΥΣ 70°C																Vw=10lt/min	Air_high													
t(min)	Twin	Twout	Ta.out	Ta.in	m _w (kg/sec)	Q _{pw} (kJ/kgf)	m _a (kg/sec)	Q _{pa} (kJ/kgf)	Q _w (Kw)	Q _a (Kw)	Ch (kJ/k)	Cc (kJ/K)	Q _{min}	ε	ΔT _w	Δt _{air}														
0	47,2	43,7	40,5	21	0,17	4,180	0,12	1,007	2,44	2,44	0,70	0,13	0,13	0,74	3,5	19,5														
1	47,3	43,6	40,2	21	0,17	4,180	0,13	1,007	2,58	2,58	0,70	0,13	0,13	0,73	3,7	19,2														
2	47,4	43,6	39,9	21	0,17	4,180	0,14	1,007	2,65	2,65	0,70	0,14	0,14	0,72	3,8	18,9														
3	47,5	43,6	39,9	21	0,17	4,180	0,14	1,007	2,72	2,72	0,70	0,14	0,14	0,71	3,9	18,9														
4	47,5	43,7	39,8	21	0,17	4,180	0,14	1,007	2,65	2,65	0,70	0,14	0,14	0,71	3,8	18,8														
5	47,6	43,8	39,8	21	0,17	4,180	0,14	1,007	2,65	2,65	0,70	0,14	0,14	0,71	3,8	18,8														
6	47,7	43,9	39,8	21	0,17	4,180	0,14	1,007	2,65	2,65	0,70	0,14	0,14	0,70	3,8	18,8														
7	47,9	44	39,8	21	0,17	4,180	0,14	1,007	2,72	2,72	0,70	0,14	0,14	0,70	3,9	18,8														
8	48	44,1	39,8	21	0,17	4,180	0,14	1,007	2,72	2,72	0,70	0,14	0,14	0,70	3,9	18,8														
9	48,1	44,2	39,8	21	0,17	4,180	0,14	1,007	2,72	2,72	0,70	0,14	0,14	0,69	3,9	18,8														
10	48,1	44,2	39,8	21	0,17	4,180	0,14	1,007	2,72	2,72	0,70	0,14	0,14	0,69	3,9	18,8														
11	48,2	44,3	39,9	21	0,17	4,180	0,14	1,007	2,72	2,72	0,70	0,14	0,14	0,69	3,9	18,9														
12	48,2	44,4	39,9	21	0,17	4,180	0,14	1,007	2,65	2,65	0,70	0,14	0,14	0,69	3,8	18,9														
13	48,2	44,5	40	21	0,17	4,180	0,13	1,007	2,58	2,58	0,70	0,14	0,14	0,70	3,7	19														
14	48,2	44,4	40	21	0,17	4,180	0,14	1,007	2,65	2,65	0,70	0,14	0,14	0,70	3,8	19														
15	48,3	44,5	40	21	0,17	4,180	0,14	1,007	2,65	2,65	0,70	0,14	0,14	0,70	3,8	19														
16	48,4	44,6	40,1	21	0,17	4,180	0,14	1,007	2,65	2,65	0,70	0,14	0,14	0,70	3,8	19,1														
17	48,4	44,6	40,1	21	0,17	4,180	0,14	1,007	2,65	2,65	0,70	0,14	0,14	0,70	3,8	19,1														
18	48,5	44,7	40,1	21	0,17	4,180	0,14	1,007	2,65	2,65	0,70	0,14	0,14	0,69	3,8	19,1														
19	48,5	44,7	40,2	21	0,17	4,180	0,14	1,007	2,65	2,65	0,70	0,14	0,14	0,70	3,8	19,2														
20	48,5	44,7	40,2	21	0,17	4,180	0,14	1,007	2,65	2,65	0,70	0,14	0,14	0,70	3,8	19,2														
21	48,5	44,7	40,2	21	0,17	4,180	0,14	1,007	2,65	2,65	0,70	0,14	0,14	0,70	3,8	19,2														

ΡΥΘΜΙΣΗ ΘΕΡΜΟΣΤΑΣΗ ΘΕΡΜΟΣΦΩΝΟΥ ΣΤΟΥΣ 70°C																Vw=20lt/min	Air_high													
t(min)	Twin	Twout	Ta.out	Ta.in	m _w (kg/sec)	Q _{pw} (kJ/kgf)	m _a (kg/sec)	Q _{pa} (kJ/kgf)	Q _w (Kw)	Q _a (Kw)	Ch (kJ/k)	Cc (kJ/K)	Q _{min}	ε	ΔT _w	Δt _{air}														
0	51	48,7	44,2	25	0,67	4,180	0,33	1,007	6,41	6,41	2,79	0,33	0,33	0,74	2,3	19,2														
10	51,1	48,8	44,3	25	0,67	4,180	0,33	1,007	6,41	6,41	2,79	0,33	0,33	0,74	2,3	19,3														

ΡΥΘΜΙΣΗ ΘΕΡΜΟΣΤΑΣΤΗ ΘΕΡΜΟΣΙΦΩΝΟΥΣΤΟΥΣ 70°C															Vw=30lt/ min	Air_high													
t(min)	Twin	Tout	Ta.out	Ta.in	mw (kg/sec)	Qpw (kJ/kg)	ma (kg/sec)	Qpa (kJ/kg)	Qw (Kw)	Qa (Kw)	Ch (kJ/k)	Cc (kJ/k)	Qmin	ε	ΔTw	ΔTair													
0	71,4	70,2	27,4	25	0,5	4,170	1,04	1,007	2,50	2,50	2,09	1,04	1,04	0,05	1,2	2,4													
1	70,7	67,9	38,3	25	0,5	4,170	0,44	1,007	5,84	5,84	2,09	0,44	0,44	0,29	2,8	13,3													
2	69	66,3	44,5	25	0,5	4,170	0,29	1,007	5,63	5,63	2,09	0,29	0,29	0,44	2,7	19,5													
3	67,4	64,7	48,8	25	0,5	4,170	0,23	1,007	5,63	5,63	2,09	0,24	0,24	0,56	2,7	23,8													
4	66,3	63,7	51,3	25	0,5	4,170	0,20	1,007	5,42	5,42	2,09	0,21	0,21	0,64	2,6	26,3													
5	65,7	63,2	52,8	25	0,5	4,170	0,19	1,007	5,21	5,21	2,09	0,19	0,19	0,68	2,5	27,8													
6	65	62,5	53,6	25	0,5	4,170	0,18	1,007	5,21	5,21	2,09	0,18	0,18	0,72	2,5	28,6													
7	64,5	62	54,1	25	0,5	4,170	0,18	1,007	5,21	5,21	2,09	0,18	0,18	0,74	2,5	29,1													
8	63,9	61,5	54,2	25	0,5	4,170	0,17	1,007	5,00	5,00	2,09	0,17	0,17	0,75	2,4	29,2													
9	63,3	61	54,2	25	0,5	4,170	0,16	1,007	4,80	4,80	2,09	0,16	0,16	0,76	2,3	29,2													
10	62,9	60,5	54,1	25	0,5	4,170	0,17	1,007	5,00	5,00	2,09	0,17	0,17	0,77	2,4	29,1													
11	62,4	60	53,7	25	0,5	4,170	0,17	1,007	5,00	5,00	2,09	0,17	0,17	0,77	2,4	28,7													
12	62	59,7	53,4	25	0,5	4,170	0,17	1,007	4,80	4,80	2,09	0,17	0,17	0,77	2,3	28,4													
13	61,5	59,1	53,3	25	0,5	4,170	0,18	1,007	5,00	5,00	2,09	0,18	0,18	0,78	2,4	28,3													
14	61,1	58,8	52,8	25	0,5	4,170	0,17	1,007	4,80	4,80	2,09	0,17	0,17	0,77	2,3	27,8													
15	60,7	58,3	52,5	25	0,5	4,170	0,18	1,007	5,00	5,00	2,09	0,18	0,18	0,77	2,4	27,5													
16	60,2	58,1	52,3	25	0,5	4,170	0,16	1,007	4,38	4,38	2,09	0,16	0,16	0,78	2,1	27,3													
17	59,8	57,7	51,9	25	0,5	4,170	0,16	1,007	4,38	4,38	2,09	0,16	0,16	0,77	2,1	26,9													
18	59,6	57,4	51,6	25	0,5	4,170	0,17	1,007	4,59	4,59	2,09	0,17	0,17	0,77	2,2	26,6													
19	59,1	57,1	51,4	25	0,5	4,170	0,16	1,007	4,17	4,17	2,09	0,16	0,16	0,77	2	26,4													
20	58,8	56,7	51,1	25	0,5	4,170	0,17	1,007	4,38	4,38	2,09	0,17	0,17	0,77	2,1	26,1													
21	58,5	56,4	50,9	25	0,5	4,170	0,17	1,007	4,38	4,38	2,09	0,17	0,17	0,77	2,1	25,9													
22	58,1	56,1	50,7	25	0,5	4,170	0,16	1,007	4,17	4,17	2,09	0,16	0,16	0,78	2	25,7													
23	57,9	55,8	50,4	25	0,5	4,170	0,17	1,007	4,38	4,38	2,09	0,17	0,17	0,77	2,1	25,4													
24	57,7	55,6	50	25	0,5	4,170	0,17	1,007	4,38	4,38	2,09	0,18	0,18	0,76	2,1	25													
25	57,5	55,3	48,2	25	0,5	4,170	0,20	1,007	4,59	4,59	2,09	0,20	0,20	0,71	2,2	23,2													
26	57,2	55,2	48,7	25	0,5	4,170	0,17	1,007	4,17	4,17	2,09	0,18	0,18	0,74	2	23,7													
27	57	55	48,8	25	0,5	4,170	0,17	1,007	4,17	4,17	2,09	0,18	0,18	0,74	2	23,8													
28	56,7	54,7	48,8	25	0,5	4,170	0,17	1,007	4,17	4,17	2,09	0,18	0,18	0,75	2	23,8													
29	56,4	54,5	48,7	25	0,5	4,170	0,17	1,007	3,96	3,96	2,09	0,17	0,17	0,75	1,9	23,7													
30	56,2	54,4	48,7	25	0,5	4,170	0,16	1,007	3,75	3,75	2,09	0,16	0,16	0,76	1,8	23,7													
31	56	54,1	48,5	25	0,5	4,170	0,17	1,007	3,96	3,96	2,09	0,17	0,17	0,76	1,9	23,5													
32	55,8	53,9	48,4	25	0,5	4,170	0,17	1,007	3,96	3,96	2,09	0,17	0,17	0,76	1,9	23,4													
33	55,6	53,6	48,3	25	0,5	4,170	0,18	1,007	4,17	4,17	2,09	0,18	0,18	0,76	2	23,3													
34	55,4	53,4	48,2	25	0,5	4,170	0,18	1,007	4,17	4,17	2,09	0,18	0,18	0,76	2	23,2													
35	55,3	53,4	48,1	25	0,5	4,170	0,17	1,007	3,96	3,96	2,09	0,17	0,17	0,76	1,9	23,1													
36	55,1	53,2	48,1	25	0,5	4,170	0,17	1,007	3,96	3,96	2,09	0,17	0,17	0,77	1,9	23,1													
37	54,9	53	47,9	25	0,5	4,170	0,17	1,007	3,96	3,96	2,09	0,17	0,17	0,77	1,9	22,9													
38	54,8	52,9	47,7	25	0,5	4,170	0,17	1,007	3,96	3,96	2,09	0,17	0,17	0,76	1,9	22,9													
39	54,6	52,8	47,6	25	0,5	4,170	0,16	1,007	3,75	3,75	2,09	0,17	0,17	0,76	1,8	22,6													
40	54,5	52,6	47,5	25	0,5	4,170	0,17	1,007	3,96	3,96	2,09	0,18	0,18	0,76	1,9	22,5													
41	54,4	52,5	47,3	25	0,5	4,170	0,18	1,007	3,96	3,96	2,09	0,18	0,18	0,76	1,9	22,3													
42	54,3	52,4	47,3	25	0,5	4,170	0,18	1,007	3,96	3,96	2,09	0,18	0,18	0,76	1,9	22,3													
43	54,1	52,3	47,2	25	0,5	4,170	0,17	1,007	3,75	3,75	2,09	0,17	0,17	0,76	1,8	22,2													
44	54	52,2	47,2	25	0,5	4,170	0,17	1,007	3,75	3,75	2,09	0,17	0,17	0,77	1,8	22,2													
45	53,8	52,1	47	25	0,5	4,170	0,16	1,007	3,54	3,54	2,09	0,16	0,16	0,76	1,7	22													
46	53,7	51,9	46,9	25	0,5	4,170	0,17	1,007	3,75	3,75	2,09	0,17	0,17	0,76	1,8	21,9													
47	53,5	51,8	46,7	25	0,5	4,170	0,16	1,007	3,54	3,54	2,09	0,16	0,16	0,76	1,7	21,7													
48	53,4	51,8	46,7	25	0,5	4,170	0,15	1,007	3,34	3,34	2,09	0,15	0,15	0,76	1,6	21,7													
49	53,4	51,7	46,6	25	0,5	4,170	0,16	1,007	3,54	3,54	2,09	0,16	0,16	0,76	1,7	21,6													
50	53,4	51,5	46,5	25	0,5	4,170	0,18	1,007	3,96	3,96	2,09	0,18	0,18	0,76	1,9	21,5													
51	53,3	51,4	46,5	25	0,5	4,170	0,18	1,007	3,96	3,96	2,09	0,18	0,18	0,76	1,9	21,5													
52	53,2	51,4	46,4	25	0,5	4,170	0,17	1,007	3,75	3,75	2,09	0,18	0,18	0,76	1,8	21,4													
53	53,1	51,4	46,3	25	0,5	4,170	0,17	1,007	3,54	3,54	2,09	0,17	0,17	0,76	1,7	21,3													
54	53	51,3	46,3	25	0,5	4,170	0,17	1,007	3,54	3,54	2,09	0,17	0,17	0,76	1,7	21,3													
55	52,9	51,2	46,2	25	0,5	4,170	0,17	1,007	3,54	3,54	2,09	0,17	0,17	0,76	1,7	21,2													
56	52,8	51,1	46,1	25	0,5	4,170	0,17	1,007	3,54	3,54	2,09	0,17	0,17	0,76	1,7	21,1													
57	52,8	51	46,1	25	0,5	4,170	0,18	1,007	3,75	3,75	2,09	0,18	0,18	0,76	1,8	21,1													
58	52,6	51	46,1	25	0,5	4,170	0,16	1,007	3,34	3,34	2,09	0,16	0,16	0,76	1,6	21,1													
63	52	50,3	45,3	25	0,5	4,170	0,17	1,007	3,54	3,54	2,09	0,17	0,17	0,75	1,7	20,3													
64	51,9	50,2	45,2	25	0,5	4,170	0,17	1,007	3,54	3,54	2,09	0,18	0,18	0,75	1,7	20,2													
65	51,9	50,2	45,2	25	0,5	4,170	0,17	1,007	3,54	3,54	2,09	0,18	0,18	0,75	1,7	20,2													
66	51,8	50,1	45,2	25	0,5	4,170	0,17	1,007	3,54	3,54	2,09	0,18	0,18	0,75	1,7	20,2													
67	51,8	50,1	45,1	25	0,5	4,170	0,18	1,007	3,54	3,54	2,09	0,18	0,18	0,75	1,7	20,1													
68	51,7	50,1	45,1	25	0,5	4,170	0,16	1,007	3,34	3,34	2,09	0,17	0,17	0,75	1,6	20,1													
69	51,7	50	45	25	0,5	4,170	0,18	1,007	3,54	3,54	2,09	0,18	0,18	0,75	1,7	20													
70	51,6	50	44,9	25	0,5	4,170	0,17	1,007	3,34	3,34	2,09	0,17	0,17	0,75	1,6	19,9													
71	51,6	49,9	44,9	25	0,5	4,170	0,18	1,007	3,54	3,54	2,09	0,18	0,18	0,75	1,7	19,9													
72	51,5	49,9	44,8	25	0,5	4,170	0,17	1,007	3,34	3,34	2,09	0,17	0,17	0,75	1,6	19,8													
73	51,5	49,8	44,8	25	0,5	4,170	0,18	1,007	3,54	3,54	2,09	0,18	0,18	0,75	1,7	19,8													
74	51,5	49,8	44,8	25	0,5	4,170	0,18	1,007	3,54	3,54	2,09	0,18	0,18	0,75	1,7	19,8													
75	51,5	49,7	44,8	25	0,5	4,170	0,19	1,007	3,75	3,75	2,09	0,19	0,19	0,75	1,8	19,8													
76	51,4	49,7	44,8	25	0,5	4,170	0,18	1,007	3,54	3,54	2,09	0,18	0,18	0,75	1,7	19,8													

ΡΥΘΜΙΣΗ ΘΕΡΜΟΣΤΑΣΗΣ ΘΕΡΜΟΣΙΦΩΝΟΥ ΣΤΟΥΣ 70°C											Vw=30H/ min	air high								
t(min)	Twin	Twout	Ta.out	Ta.in	m _w (kg/sec)	Q _{pw} (kJ/kgK)	m _a (kg/sec)	Q _{pa} (kJ/kgK)	Q _w (Kw)	Q _a (Kw)	Q _h (kJ K ^o sec)	Q _c (kJ K ^o sec)	Q _{min} (kJ K ^o sec)	ε	ΔT _w	ΔT _a				
0	46,9	45,3	40,8	22	0,49	4,170	0,173	1,007	3,27	3,27	2,0433	0,174	0,174	0,755	1,6	18,8				
1	47	45,4	40,8				0,173		3,27	3,27		0,174	0,174	0,752	1,6	18,8				
2	47	45,4	40,7				0,174		3,27	3,27		0,175	0,175	0,748	1,6	18,7				
3	47,1	45,5	40,7				0,174		3,27	3,27		0,175	0,175	0,745	1,6	18,7				
4	47,1	45,5	40,7				0,174		3,27	3,27		0,175	0,175	0,745	1,6	18,7				

ΡΥΘΜΙΣΗ ΘΕΡΜΟΣΤΑΣΗΣ ΘΕΡΜΟΣΙΦΩΝΟΥ ΣΤΟΥΣ 70°C											Vw=40H/ min	Air_high								
t(min)	Twin	Twout	Ta.out	Ta.in	m _w (kg/sec)	Q _{pw} (kJ/kgK)	m _a (kg/sec)	Q _{pa} (kJ/kgK)	Q _w (Kw)	Q _a (Kw)	Q _h (kJ/k)	Q _c (kJ/K)	Q _{min}	ε	ΔT _w	ΔT _{air}				
0	51	49,7	44,8	25	0,67	4,180	0,18	1,007	3,62	3,62	2,79	0,18	0,18	0,76	1,3	19,8				
10	51	49,7	44,8	25	0,67	4,180	0,18	1,007	3,62	3,62	2,79	0,18	0,18	0,76	1,3	19,8				

ΡΥΘΜΙΣΗ ΘΕΡΜΟΣΤΑΣΗ ΘΕΡΜΟΣΦΩΝΟΥ ΣΤΟΥΣ 70°C					Vw=50lt/ min	air high											
t(min)	Twin	Twout	Ta.out	Ta.in	mw (kg/sec)	Qpw (kJ/kgK)	ma (kg/sec)	Qpa (kJ/kgK)	Qw (Kw)	Qa (Kw)	Ch (kJ/K)	Cc (kJ/K)	Onin	ε	ΔTw	Δta	
0	35,3	34,7	27,1	22	0,82	4,170	0,40	1,007	2,05	2,05	3,42	0,40	0,40	0,38	0,6	5,1	
1	35,8	35,2	29	22			0,29		2,05	2,05		0,29	0,29	0,51	0,6	7	
2	36,1	35,5	30,1	22			0,25		2,05	2,05		0,25	0,25	0,57	0,6	8,1	
3	36,6	35,9	31,1	22			0,26		2,39	2,39		0,26	0,26	0,62	0,7	9,1	
4	37,3	36,6	32,3	22			0,23		2,39	2,39		0,23	0,23	0,67	0,7	10,3	
5	37,8	37	32,9	22			0,25		2,74	2,74		0,25	0,25	0,69	0,8	10,9	
6	38,2	37,4	33,4	22			0,24		2,74	2,74		0,24	0,24	0,70	0,8	11,4	
7	38,5	37,8	33,8	22			0,20		2,39	2,39		0,20	0,20	0,72	0,7	11,8	
8	38,9	38,1	34	22			0,23		2,74	2,74		0,23	0,23	0,71	0,8	12	
9	39,3	38,4	34,4	22			0,25		3,08	3,08		0,25	0,25	0,72	0,9	12,4	
10	39,7	38,8	34,7	22			0,24		3,08	3,08		0,24	0,24	0,72	0,9	12,7	
11	39,9	39,1	35	22			0,21		2,74	2,74		0,21	0,21	0,73	0,8	13	
12	40,2	39,4	35,2	22			0,21		2,74	2,74		0,21	0,21	0,73	0,8	13,2	
13	40,5	39,8	35,4	22			0,18		2,39	2,39		0,18	0,18	0,72	0,7	13,4	
14	40,8	39,9	35,7	22			0,22		3,08	3,08		0,22	0,22	0,73	0,9	13,7	
15	41	40,2	35,8	22			0,20		2,74	2,74		0,20	0,20	0,73	0,8	13,8	
16	41,1	40,5	36	22			0,15		2,05	2,05		0,15	0,15	0,73	0,6	14	
17	41,5	40,7	36,2	22			0,19		2,74	2,74		0,19	0,19	0,73	0,8	14,2	
18	41,6	40,9	36,4	22			0,17		2,39	2,39		0,17	0,17	0,73	0,7	14,4	
19	41,8	41	36,6	22			0,19		2,74	2,74		0,19	0,19	0,74	0,8	14,6	
20	42,1	41,2	36,8	22			0,21		3,08	3,08		0,21	0,21	0,74	0,9	14,8	
21	42,3	41,4	36,9	22			0,21		3,08	3,08		0,21	0,21	0,73	0,9	14,9	
22	42,5	41,6	37,1	22			0,20		3,08	3,08		0,20	0,20	0,74	0,9	15,1	
23	42,7	41,8	37,3	22			0,20		3,08	3,08		0,20	0,20	0,74	0,9	15,3	
24	42,9	42	37,4	22			0,20		3,08	3,08		0,20	0,20	0,74	0,9	15,4	
25	43,1	42,2	37,6	22			0,20		3,08	3,08		0,20	0,20	0,74	0,9	15,6	
26	43,3	42,4	37,8	22			0,19		3,08	3,08		0,19	0,19	0,74	0,9	15,8	
27	43,4	42,5	38	22			0,19		3,08	3,08		0,19	0,19	0,75	0,9	16	
28	43,6	42,6	38,1	22			0,21		3,42	3,42		0,21	0,21	0,75	1	16,1	
29	43,7	42,8	38,2	22			0,19		3,08	3,08		0,19	0,19	0,75	0,9	16,2	
30	43,9	43	38,3	22			0,19		3,08	3,08		0,19	0,19	0,74	0,9	16,3	
31	44	43,1	38,3	22			0,19		3,08	3,08		0,19	0,19	0,74	0,9	16,3	
32	44,2	43,2	38,5	22			0,21		3,42	3,42		0,21	0,21	0,74	1	16,5	
33	44,3	43,4	38,6	22			0,18		3,08	3,08		0,19	0,19	0,74	0,9	16,6	
34	44,4	43,5	38,8	22			0,18		3,08	3,08		0,18	0,18	0,75	0,9	16,8	
35	44,6	43,6	38,9	22			0,20		3,42	3,42		0,20	0,20	0,75	1	16,9	
36	44,6	43,6	38,9	22			0,20		3,42	3,42		0,20	0,20	0,75	1	16,9	
37	44,8	43,7	39,1	22			0,22		3,76	3,76		0,22	0,22	0,75	1,1	17,1	
38	44,8	43,8	39,2	22			0,20		3,42	3,42		0,20	0,20	0,75	1	17,2	
39	44,8	43,9	39,3	22			0,18		3,08	3,08		0,18	0,18	0,76	0,9	17,3	
40	44,9	44	39,4	22			0,18		3,08	3,08		0,18	0,18	0,76	0,9	17,4	
41	45	44,1	39,5	22			0,17		3,08	3,08		0,18	0,18	0,76	0,9	17,5	
42	45,1	44,2	39,6	22			0,17		3,08	3,08		0,17	0,17	0,76	0,9	17,6	
43	45,1	44,3	39,6	22			0,15		2,74	2,74		0,16	0,16	0,76	0,8	17,6	
44	45,2	44,4	39,7	22			0,15		2,74	2,74		0,15	0,15	0,76	0,8	17,7	
45	45,3	44,5	39,8	22			0,15		2,74	2,74		0,15	0,15	0,76	0,8	17,8	
46	45,4	44,6	39,8	22			0,15		2,74	2,74		0,15	0,15	0,76	0,8	17,8	
47	45,5	44,6	38,8	22			0,18		3,08	3,08		0,18	0,18	0,71	0,9	16,8	
48	45,6	44,7	39,9	22			0,17		3,08	3,08		0,17	0,17	0,76	0,9	17,9	
49	45,8	44,7	39,9	22			0,21		3,76	3,76		0,21	0,21	0,75	1,1	17,9	
50	45,9	44,8	40	22			0,21		3,76	3,76		0,21	0,21	0,75	1,1	18	
51	46	44,8	40,1	22			0,23		4,10	4,10		0,23	0,23	0,75	1,2	18,1	
52	46	44,9	40,1	22			0,21		3,76	3,76		0,21	0,21	0,75	1,1	18,1	
53	46	44,9	40,2	22			0,21		3,76	3,76		0,21	0,21	0,76	1,1	18,2	
54	46,1	45	40,3	22			0,20		3,76	3,76		0,21	0,21	0,76	1,1	18,3	
55	46,2	45,1	40,3	22			0,20		3,76	3,76		0,21	0,21	0,76	1,1	18,3	

56	46,2	45,1	40,4	22			0,20		3,76	3,76		0,20	0,20	0,76	1,1	18,4
57	46,3	45,2	40,4	22			0,20		3,76	3,76		0,20	0,20	0,76	1,1	18,4
58	46,3	45,2	40,5	22			0,20		3,76	3,76		0,20	0,20	0,76	1,1	18,5
59	46,4	45,3	40,5	22			0,20		3,76	3,76		0,20	0,20	0,76	1,1	18,5
60	46,4	45,3	40,6	22			0,20		3,76	3,76		0,20	0,20	0,76	1,1	18,6
61	46,5	45,4	40,6	22			0,20		3,76	3,76		0,20	0,20	0,76	1,1	18,6
62	46,5	45,5	40,7	22			0,18		3,42	3,42		0,18	0,18	0,76	1	18,7
63	46,6	45,5	40,7	22			0,20		3,76	3,76		0,20	0,20	0,76	1,1	18,7
64	46,6	45,5	40,7	22			0,20		3,76	3,76		0,20	0,20	0,76	1,1	18,7
65	46,6	45,6	40,8	22			0,18		3,42	3,42		0,18	0,18	0,76	1	18,8
66	46,7	45,6	40,8	22			0,20		3,76	3,76		0,20	0,20	0,76	1,1	18,8
67	46,7	45,6	40,8	22			0,20		3,76	3,76		0,20	0,20	0,76	1,1	18,8
68	46,7	45,6	40,9	22			0,20		3,76	3,76		0,20	0,20	0,77	1,1	18,9
69	46,7	45,8	40,9	22			0,16		3,08	3,08		0,16	0,16	0,77	0,9	18,9
70	46,8	45,8	40,9	22			0,18		3,42	3,42		0,18	0,18	0,76	1	18,9
71	46,8	45,8	40,9	22			0,18		3,42	3,42		0,18	0,18	0,76	1	18,9

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- ΑΡΧΕΣ της ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ για μηχανικούς Τομος Ι Κωνσταντίνος-Στεφανος Παν. Νικας έκδοση 1^η
- ΑΡΧΕΣ της ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ για μηχανικούς Τομος ΙΙ Κωνσταντίνος-Στεφανος Παν. Νικας έκδοση 1^η
- Y.A. Cengel, Heat Transfer- A practical approach, 2nd Edition McGraw-Hill, N.Y. 2003
- Ξ. Κ. Κακατσιος, Μετάδοση Θερμότητας, Εκδόσεις Κλειδάριθμος 2002

ΔΙΑΔΥΚΤΙΑΚΕΣ ΠΗΓΕΣ

http://www.cres.gr/energy_saving/biomixania/paragogiki_diadikasia_enallaktes.htm

http://www.cres.gr/kape/education/ODHGOS_ANAKTHSHS_THERMOTHTAS.pdf

http://www.odiki-asfaleia.com.cy/Website_Gr/cooling_Gr.aspx

<http://www.metal.ntua.gr/uploads/2263/enallaktes.pdf>

http://www.eng.auth.gr/~chemtech/foititika/fd/heat_exchangers/heat01.pdf

http://dspace.lib.ntua.gr/bitstream/123456789/638/1/kontaratos_a_cooling.pdf