

Δημοκρίτειο Πανεπιστήμιο Θράκης Πολυτεχνική Σχολή

Τμήμα Μηχανικών Παραγωγής και Διοίκησης Τομέας Υλικών, Διεργασιών και Μηχανολογίας

Επιβλέπων Καθηγητής: Παντελής. Ν. Μπότσαρης

Μοντελοποίηση και έλεγχος απόδοσης πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας με τη μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων

Διπλωματική Εργασία

Αντωνία Παπαλαζάρου

Αρ. Μητρώου 384



Ξάνθη, Μάρτιος 2010



Δημοκρίτειο Πανεπιστήμιο Θράκης Πολυτεχνική Σχολή

Τμήμα Μηχανικών Παραγωγής και Διοίκησης Τομέας Υλικών, Διεργασιών και Μηχανολογίας Επιβλέπων Καθηγητής: Παντελής. Ν. Μπότσαρης

Μοντελοποίηση και έλεγχος απόδοσης πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας με τη μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων

Αντωνία Παπαλαζάρου Αρ. Μητρώου 384

Πρόλογος

Η σύγχρονη τεχνολογική εποχή χαρακτηρίζεται από ένα ιδιαίτερα έντονο ενδιαφέρον για εξοικονόμηση αλλά και αποτελεσματικότερη διαχείριση της ενέργειας σε όλα τα πεδία εφαρμογών της. Ο στόχος αυτός υπαγορεύεται τόσο από τις επιταγές του συνόλου των κυβερνήσεων οι οποίες προωθούν οικονομικά κίνητρα προς την κατεύθυνση αυτή, όσο και από την αέναη προσπάθεια των επιστημόνων και δει των μηχανικών, στην λογική του *αεικίνητου* για την επίτευξη ενός συστήματος με ολοένα και λιγότερες απώλειες.

Τις τελευταίες δεκαετίες η εξοικονόμηση ενέργειας αποτελεί το πρώτο και σημαντικότερο μέρος μιας σωστής ενεργειακής πολιτικής. Η εξοικονόμηση της ενέργειας μπορεί να συμβάλει σημαντικά στην ανάπτυξη και τη βιωσιμότητα των βιομηχανιών αλλά και στη μείωση των λειτουργικών δαπανών του δημόσιου και ιδιωτικού τομέα. Επιπλέον η ορθή ενεργειακή διαχείριση διαδραματίζει καθοριστικό ρόλο στη διαμόρφωση των περιβαλλοντικών δεικτών που αναφέρονται στην κατανάλωση της ηλεκτρικής ενέργειας, των καύσιμων υλών και του νερού.

Η ανάκτηση θερμότητας είναι ένα από τα πλέον αποτελεσματικά εργαλεία εξοικονόμησης ενέργειας στις βιομηχανικές μονάδες. Δυστυχώς όμως, δεν αποτελεί από τα πρώτα κριτήρια αξιολόγησης σε μία παραγωγική μονάδα και αυτό οφείλεται κυρίως σε έλλειψη ενημέρωσης σχετικά με τις διαθέσιμες τεχνολογίες. Οι βασικές συνιστώσες των τεχνολογιών ανάκτησης θερμότητας είναι οι εναλλάκτες θερμότητας, οι οποίοι είναι ευρέως γνωστοί στον παγκόσμιο βιομηχανικό κόσμο για διάστημα μεγαλύτερο από έναν αιώνα. Ο σύγχρονος μηχανικός έχει στη διάθεσή του μία πληθώρα εναλλακτών θερμότητας, οι οποίοι πέρα από την εφαρμογή τους σε βιομηχανικό επίπεδο είναι οι κυριότερες διατάξεις που χρησιμοποιούνται στα οικιακά συστήματα ψύξης θέρμανσης και κλιματισμού, αλλά και σε πολλές ακόμα περιπτώσεις μεταφοράς θερμότητας. Για κάθε διαφορετική εφαρμογή μεταφοράς θερμότητας, ανάλογα με τις απαιτήσεις και τους περιορισμούς της, απαιτείται διαφορετικό είδος εξοπλισμού μεταφοράς θερμότητας.

Ο στόχος της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας, περιλαμβάνει αφενός τον έλεγχο απόδοσης ενός εναλλάκτη τύπου πλακών, ο οποίος εντάσσεται και λειτουργεί σε σταθμό παραγωγής ενέργειας και αφετέρου τη μοντελοποίηση του εξεταζόμενου εναλλάκτη. Η μοντελοποίηση πραγματοποιείται με την αριθμητική επίλυση του σύνθετου προβλήματος της Μεταφοράς Θερμότητας και της Ρευστοδυναμικής με τη μέθοδο των Πεπερασμένων Στοιχείων.

Αρχικά στο 1° Κεφάλαιο παρουσιάζονται τα κυριότερα σημεία ενδιαφέροντος αναφορικά με τους εναλλάκτες θερμότητας. Επιχειρείται η αποσαφήνιση γύρω από τον τρόπο λειτουργίας τους και αναπτύσσεται η κύρια μέθοδος ανάλυσής τους. Η ανάλυση συνεχίζεται με το ενδιαφέρον επικεντρωμένο στον πλακοειδή εναλλάκτη με την καταγραφή των δυνατοτήτων, των περιορισμών αλλά και των κύριων εφαρμογών του. Τέλος αναφέρονται τα κυριότερα κριτήρια που καθορίζουν την επιλογή ενός τύπου εναλλάκτη.

Στη συνέχεια, στο 2° Κεφάλαιο γίνεται μία αναλυτική περιγραφή του συστήματος μέσα στο οποίο εντάσσεται ο υπο εξέταση πλακοειδής εναλλάκτης, με ταυτόχρονη επεξήγηση των επιμέρους μηχανισμών που το συναποτελούν. Έτσι γίνεται αντιληπτό το ενεργειακό του φορτίο και οι συνθήκες λειτουργίας του. Τέλος γνωστοποιούνται όλες οι τεχνικές προδιαγραφές και τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του.

Στο 3° Κεφάλαιο, επιχειρείται η υλοποίηση του πρώτου μέρους του στόχου της Εργασίας με τη διενέργεια του ελέγχου απόδοσης. Στη φάση αυτή η απόδοση εντάσσεται σε θεωρητικό και πειραματικό πλαίσιο. Το πρώτο προκύπτει από τις τεχνικές προδιαγραφές του εναλλάκτη, ενώ το δεύτερο από τις μετρήσεις που ελήφθησαν κατά τη διάρκεια λειτουργίας του, με κομβικό σημείο την συντήρηση του εναλλάκτη. Επιπρόσθετα, γίνεται χρήση των αρχών της υπέρυθρης θερμογραφίας στη διαδικασία του θερμικού ελέγχου.

Στο 4° Κεφάλαιο παρουσιάζονται αναλυτικά όλα τα βήματα της διαδικασίας προσομοίωσης του πλακοειδούς εναλλάκτη και επιχειρείται με αυτό τον τρόπο η πραγματοποίηση του δεύτερου μέρους του αρχικού σκοπού. Εξηγούνται τα πλεονεκτήματα της μεθόδου των πεπερασμένων στοιχείων και η προσαρμοστικότητά της ως αριθμητικής μεθόδου σε τέτοιου είδους εφαρμογές. Το τελευταίο μέρος του κεφαλαίου αυτού, εμπεριέχει τα αποτελέσματα και τις αναλύσεις που απορρέουν από τη διαδικασία της μοντελοποίησης με κυριότερο την εύρεση της υπολογιστικής απόδοσης του εναλλάκτη.

Το 5° Κεφάλαιο παρουσιάζει συνοπτικά τα συμπεράσματα που προέκυψαν από την εκπόνηση της Διπλωματικής Εργασίας μέσα από τη διαδικασία της σύγκρισης και της αντιπαραβολής των αποτελεσμάτων αναφορικά με το θέμα. Τέλος αποτυπώνονται ιδέες και προτάσεις, με στόχο την προέκταση του ενδιαφέροντος σε θέματα που άπτονται του παρόντος και την υλοποίησή τους σε μεταγενέστερες εργασίες.

Ευχαριστίες

Οφείλω να ευχαριστήσω θερμά για τη βοήθεια που μου προσέφεραν στα πλαίσια της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας:

Τον κ. Παντελή Ν. Μπότσαρη, Επίκουρο Καθηγητή του Τμήματος Μηχανικών Παραγωγής και Διοίκησης της Πολυτεχνικής Σχολής του Δ.Π.Θ., για τη συνεργασία μας και την υποδειγματική καθοδήγηση σε όλες τις φάσεις διεκπεραίωσης της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας.

Τον κ. Αναστάσιο Ορφανίδη, επιστημονικό συνεργάτη του Δ.Π.Θ, για τις πολύτιμες γνώσεις του και το ενδιαφέρον που επέδειξε για την πορεία της Εργασίας.

Τον κ. Ιωάννη Τσανάκα, Υποψήφιο Διδάκτορα του τμήματος Μηχανικών Παραγωγής και Διοίκησης του Δ.Π.Θ., για το ενδιαφέρον του και την καταλυτική βοήθειά του.

Τον κ. Στέφανο Κατσαβούνη, Επίκουρο Καθηγητή του Τμήματος Μηχανικών Παραγωγής και Διοίκησης της Πολυτεχνικής Σχολής του Δ.Π.Θ., για το υλικό που μου παρείχε αναφορικά με το θέμα της Διπλωματικής μου Εργασίας, αλλά και τις πολύτιμες συμβουλές του.

Τον κ. Γεώργιο Γκαϊντατζή, Επίκουρο Καθηγητή του Τμήματος Μηχανικών Παραγωγής και Διοίκησης της Πολυτεχνικής Σχολής του Δ.Π.Θ., για τη βοήθεια του με τον δανεισμό ενός πολύτιμου βιβλίου σχετικό με το θέμα της παρούσας

Εργασίας.

Τον κ. Περικλή Στρατηγόπουλο, Διπλωματούχο Ηλεκτρολόγο Μηχανικό και υπεύθυνο του Τομέα Συντήρησης του Ατμοηλεκτρικού Σταθμού Κομοτηνής της Δημόσιας Επιχείρησης Ηλεκτρισμού (Δ.Ε.Η.), για την προθυμία του, το ειλικρινές ενδιαφέρον και τις εμπεριστατωμένες απόψεις του σε θέματα που ανέκυψαν αναφορικά με τη λειτουργία του Σταθμού.

Τους γονείς μου Παπαλαζάρου Τρύφων και Μαρία, καθώς επίσης και την αδερφή μου Παπαλαζάρου Κυριακή, για την αγάπη, τη συμπαράσταση, τα εφόδια που μου παρείχαν και την υπομονή τους καθ' όλη τη διάρκεια των σπουδών μου.

Τον κ. Μιχαηλίδη Ευστάθιο, Ιατρό της Παθολογικής Κλινικής του Νοσοκομείου Ξάνθης, για την ηθική υποστήριξη και την ακλόνητη πίστη του στις ικανότητές μου.

Την αγαπημένη μου φίλη κ. Κλιγκάτση Μαρία, φοιτήτρια μεταπτυχιακού τμήματος του Δημοκριτείου Πανεπιστημίου Θράκης, για την καταλυτική βοήθειά της σε ηθικό αλλά και πρακτικό επίπεδο, την εμπιστοσύνη και το αέναο ενδιαφέρον της.

Την αγαπημένη μου φίλη κ. Στεφανίδου Γεωργία, φοιτήτρια μεταπτυχιακού τμήματος του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου, για την κατανόηση, την αγάπη και την μακρόχρονη ειλικρινή φιλία της.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

Σελ.

Πρόλογος	i
Ευχαριστίες	iii
Περιεχόμενα	V
Κατάλογος Σχημάτων	xvi
Κατάλογος Εικόνων	xx
Πίνακες	xxii
Περίληψη	xvii
Abstract	xviii

KEQ	ΦΑΛΑΙΟ 1 ⁰ : Εναλλάκτες Θερμότητας	1
1.1	Εισαγωγή	1
1.2	Μηχανισμοί Μεταφοράς Θερμότητας	2
1.3	Εναλλάκτες Θερμότητας	5
	1.3.1 Αρχή Λειτουργίας Εναλλακτών	6
	1.3.2 Βασικοί Τύποι Εναλλακτών Θερμότητας	6
1.4	Μέθοδοι Ανάλυσης Εναλλακτών Θερμότητας	9
1.5	Πλακοειδής Εναλλάκτης Θερμότητας	. 13
	1.5.1 Διάταξη και Υλικά Κατασκευής	. 13
	1.5.2 Πτυχώσεις Πλακών και Συνθήκες Ροής	. 16
	1.5.3 Πλεονεκτήματα, Εφαρμογές και Περιορισμοί	. 19
1.6	Κριτήρια Επιλογής Εναλλακτών	. 22
1.7	Σύνοψη Κεφαλαίου	. 24

1.8	Βιβλιογραφία	25
KEđ	ΑΛΑΙΟ 2 ⁰ : Εφαρμογές Εναλλακτών Θερμότητας:	
	Περίπτωση Πλακοειδούς Εναλλάκτη σε	
	Σταθμό Παραγωγής Ενέργειας	• 26
2.1	Εισαγωγή	26
2.2	Περιγραφή του Ατμοηλεκτρικού Σταθμού Κομοτηνής	27
2.3	Σύστημα Λίπανσης του Σταθμού	29
	2.3.1 Αναγκαιότητα του Συστήματος Λίπανσης	29
	2.3.2 Υδροδυναμική Θεωρία Λίπανσης	32
	2.3.3 Το Λιπαντικό και οι Ιδιότητές του	34
	2.3.4 Λειτουργία Συστήματος Λίπανσης	38
	2.3.5 Έλεγχος Συστήματος Λίπανσης	43
2.4	Σύστημα Ψύξης	45
	2.4.1 Πλακοειδής Εναλλάκτης του Συστήματος	46
2.5	Σύνοψη Κεφαλαίου	51
2.6	Βιβλιογραφία	53

κεφαλαίο 3°: Έλεγχος Απόδοσης Πλακοειδούς

3.1	Εισαγωγή	56
3.2	Μεταβλητότητα Συνθηκών Λειτουργίας	57
3.3	Η Μέθοδος Αποτελεσματικότητας της Μεταφοράς Θερμότητας	60
3.4	Θεωρητική Απόδοση Πλακοειδούς Εναλλάκτη	65
3.5	Πραγματική Απόδοση Πλακοειδούς Εναλλάκτη	67
	3.5.1 Υπολογισμός Πραγματικής Απόδοσης Πριν τη Συντήρηση	68

	3.5.2 Υπολογισμός Πραγματικής Απόδοσης Μετά τη Συντήρηση	71
3.6	Η Υπέρυθρη Θερμογραφία στη Διαδικασία Θερμικού Ελέγχου	
	Πλακοειδούς Εναλλάκτη	75
	3.6.1 Υπέρυθρη Θερμογραφία	76
	3.6.2 Θερμογράφηση Πλακοειδούς Εναλλάκτη	77
3.7	Συντήρηση Πλακοειδούς Εναλλάκτη	79
3.8	Σύνοψη Κεφαλαίου	83
3.9	Βιβλιογραφία	85

KEQ	ραλαιο 4°: Μοντελοποίηση Πλακοειδούς Εν	αλλάκτη
	με τη Μέθοδο των Πεπερο	ασμένων
	Στοιχείων	
4.1	Εισαγωγή	
4.2	Η Μέθοδος των Πεπερασμένων Στοιχείων	
	4.2.1 Ιστορική Εξέλιξη της Μεθόδου	
	4.2.2 Γενική Περιγραφή της Μεθόδου	
	4.2.3 Η Εφαρμογή της Μεθόδου σε Προβλήματα Μεταφοράς Θερμ	ιότητας90
4.3	Επιλογή της Γεωμετρίας	
4.4	Καθορισμός Φυσικών Παραμέτρων του Μοντέλου	96
4.5	Μοντελοποίηση στο Περιβάλλον του Προγράμματος Comsol I	Multiphisics
	3.5	
	4.5.1 Έναρξη του Προγράμματος	
	4.5.2 Σχεδιασμός της Γεωμετρίας	100
	4.5.3 Καθορισμός Σταθερών του Προβλήματος	
	4.5.4 Οριακές Συνθήκες και Παράμετροι	104
	4.5.5 Δημιουργία Πλέγματος Διακριτοποίησης	107
	4.5.6 Επίλυση του Προβλήματος	
		vii

4.6	Παρουσίαση και Επεξεργασία Αποτελεσμάτων	109
4.7	Σύνοψη Κεφαλαίου	115
4.8	Βιβλιογραφία	116

5.1	Εισαγωγή	117
5.2	Σύγκριση Αποτελεσμάτων και Συμπεράσματα	118
5.3	Προτάσεις	122

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΧΗΜΑΤΩΝ

Σχήμα 1.1:	Η θερμοκρασιακή βαθμίδα dT/dx αποτελεί την κλίση της	
	καμπύλης θερμοκρασίας στο διάγραμμα T-x	3
Σχήμα 1.2:	Περίπτωση ρευστού που κινείται κοντά σε επιφάνεια με	
	διαφορετική θερμοκρασία	4
Σχήμα 1.3:	Αρχή λειτουργίας εναλλακτών	6
Σχήμα 1.4:	Διαφορετικές καταστάσεις ροής και σχετικές θερμοκρασιακές	
	κατανομές σε εναλλάκτη θερμοτητας διπλού σωλήνα	7
Σχήμα 1.5:	Η σχηματική απεικόνιση ενός εναλλάκτη θερμότητας δέσμης	
	σωλήνων (ή αυλών) με διαφράγματα (ή κελύφη)	8
Σχήμα 1.6:	Πλακοειδής εναλλάκτης όπου διακρίνονται τα ρέοντα ρευστά	8
Σχήμα 1.7:	Σπειροειδής εναλλάκτης	9
Σχήμα 1.8:	Η μεταβολή των θερμοκρασιών του ρευστού α. σε εναλλάκτη	
	αντιρροής, β. σε εναλλάκτη παράλληλης ροής	.12
Σχήμα 1.9:	Τεμάχια πλακοειδούς εναλλάκτη	.14
Σχήμα 1.10:	Πλάκες εναλλάκτη με πτυχώσεις τύπου chevron: a.Zig-zag,	
	β.Herringbone, γ.Κοιλότητες	.16
Σχήμα 1.11:	Τυπική διάταξη συναρμολόγησης πλακοειδούς εναλλάκτη και	
	αναπαράσταση της αντιρροής: α. Διαγώνια διεύθυνση ροών, β.	
	Παράλληλη διεύθυνση ροών	.17
Σχήμα 1.12:	Χαρακτηριστικά λειτουργίας μιας πλάκας εναλλάκτη με	
	αυλακώσεις τύπου <i>chevron</i>	.18
Σχήμα 1.13:	Σύγκριση πλακοειδούς εναλλάκτη και εναλλάκτη κελύφους –	
	αυλών σε ορισμένα κρίσιμα μεγέθη	.19
Σχήμα 2.1:	Σχέδιο αεροστροβίλου	.30

Σχήμα 2.2:	α. έδρανο ολίσθησης, β. τομή εδράνου ολίσθησης	31
Σχήμα 2.3:	Διάγραμμα απεικόνισης των εδράνων ολίσθησης στον άξονα του	
	αεροστροβίλου	32
Σχήμα 2.4:	Κατανομή της πίεσης του λαδιού σε ένα ακτινικό έδρανο ολίσθησι]ς.
	α. ανεμπόδιστη κατανομή της πίεσης, β. κατανομή πίεσης που	
	εμποδίζεται από μία εγκοπή, γ. πλάγια όψη	33
Σχήμα 2.5:	Συντελεστής τριβής μ συναρτήσει των στροφών η για σταθερή	
	μέση πίεση p_m και δυναμικό ιξώδες η	34
Σχήμα 2.6:	Δυναμικό ιξώδες η συναρτήσει της θερμοκρασίας, για λάδια λίπαν	σης
<i>7</i> 0 H	κατά DIN 51519 με πυκνότητα $ρ = 900 \text{ kg/m}^3$	36
Σχήμα 2.7:	(αριστερά) Αντλία λίπανσης και εφεδρική, (δεξιά) τομή αντλίας	
	(1-pump, 2-coupling, 3-non return valve)	40
Σχήμα 2.8:	Διάγραμμα απεικόνισης του συστήματος λίπανσης με ειδική	
	αρίθμηση	40
Σχήμα 2.9:	Διάγραμμα απεικόνισης συστήματος λίπανσης	41
Σχήμα 2.10:	Σχέδιο όπου διακρίνονται η δεξαμενή (67), οι αντλίες λίπανσης	
	(10 και 11) και ο εναλλάκτης (17) σε πλάγια όψη	42
Σχήμα 2.11:	Διάγραμμα ροής (flow chart) για τη διαστασιολόγηση εναλλάκτη	
	θερμότητας κατάλληλου για το σύστημα λίπανσης του	
	αεροστροβίλου	48
Σχήμα 2.12:	Επιμέρους τεμάχια πλακοειδούς εναλλάκτη	49
Σχήμα 3.1:	Αποδοτικότητα ε εναλλακτών παράλληλης ροής και αντιρροής	
	ως προς NTU	63
Σχήμα 3.2:	Αποτελεσματικότητα μεταφοράς θερμότητας ανάλογα με το	
	είδος της ροής	64
Σχήμα 3.3:	Αποδοση $ε = 65\%$ για NTU = 1.64 και C = 0.86	67
Σχήμα 3.4:	Βοηθητικό διάγραμμα διαδρομής του λαδιού για την εύρεση της	
	παροχής του στον εναλλάκτη (πριν τη συντήρηση)	68
Σχήμα 3.5:	Απόδοση $ε = 60\%$ για NTU = 1.1 και C = 0.64	71

Σχήμα 3.6 :	Βοηθητικό διάγραμμα διαδρομής του λαδιού για την εύρεση της
	παροχής του στον εναλλάκτη (μετά τη συντήρηση)72
Σχήμα 3.7:	Απόδοση $ε = 66\%$ για NTU = 1.3 και C = 0.44
Σχήμα 3.8:	Η μείωση της θερμοκρασίας του λαδιού ΔΤ, όπως προκύπτει από
	την ανάλυση του θερμογραφήματος 3.2
Σχήμα 4.1:	Αριθμητικό μοντέλο για υπολογισμούς Μετάδοσης Θερμότητας90
Σχήμα 4.2:	Τυπικό πλέγμα πεπερασμένων στοιχείων-finite element mesh
	(edge-όριο πλέγματος, element-στοιχείο, node-κόμβος)91
Σχήμα 4.3:	Τυπικές γεωμετρίες πεπερασμένων στοιχείων92
Σχήμα 4.4:	α. Διδιάστατο μοντέλο καναλιού ροής, β. Τρισδιάστατο μοντέλο
	καναλιού ροής, γ. Πακοειδής εναλλάκτης94
Σχήμα 4.5:	Διαστάσεις μοντέλου με τραπεζοειδή μορφή95
Σχήμα 4.6:	Εκμαγείο αυλακώσεων μίας πλάκας του εναλλάκτη και
	προσαρμογή δύο σχημάτων, τραπεζοειδούς και ημιτονοειδούς95
Σχήμα 4.7:	Διάγραμμα όπου επισημαίνονται τα χαρακτηριστικά λειτουργίας
	της μελετώμενης πλάκας96
Σχήμα 4.8:	Διδιάστατη γεωμετρία με οριακές συνθήκες97
Σχήμα 4.9:	Ο οδηγός πλοήγησης του προγράμματος Comsol Multiphisics 3.5 100
Σχήμα 4.10:	Σχεδιαστικό περιβάλλον εργασίας για δισδιάστατη γεωμετρία101
Σχήμα 4.11:	Παράθυρο διαλόγου για την μετατροπή των σχεδιαστικών
	μονάδων σε υποδιαιρέσεις του χιλιοστού102
Σχήμα 4.12:	α. τελική γεωμετρία του μοντέλου, β. λεπτομέρεια σχεδίασης
	μίας πτύχωσης της μεταλλικής πλάκας του εναλλάκτη
Σχήμα 4.13:	Καταγραφή και επεξήγηση των σταθερών του προβλήματος
Σχήμα 4.14:	Καθορισμός παραμέτρων του προβλήματος104
Σχήμα 4.15:	Μοντέλο προσημασμένο με βέλη για τον καθορισμό των
	οριακών συνθηκών του προβλήματος105
Σχήμα 4.16:	Καθορισμός οριακών συνθηκών του προβλήματος106

Σχήμα 4.17:	α. Πλέγμα γεωμετρίας αποτελούμενο από 1197 στοιχεία, β.
	Πληροφορίες αναφορικά με το πλέγμα108
Σχήμα 4.18:	Κατανομή θερμοκρασίας στο ρευστό (λάδι)109
Σχήμα 4.19:	Κατανομή της ταχύτητας σε m/s, όπως διαμορφώνεται στο
	κανάλι ροής του θερμού λαδιού110
Σχήμα 4.20 :	Η ταχύτητα στα σημεία της ευθείας ε-ε' του Σχήματος 4.19110
Σχήμα 4.21:	Κατανομή της θερμοκρασίας στην επιφάνεια του ρευστού σε $^{\rm o} K111$
Σχήμα 4.22:	Η θερμοκρασία στα σημεία εξόδου του λαδιού από το κανάλι
	ροής
Σχήμα 4.23:	Μείωση της θερμοκρασίας του λαδιού σύμφωνα με την
	αριθμητική προσέγγιση
Σχήμα 4.24:	Μείωση της θερμοκρασίας του λαδιού που προέκυψε από το
	πρόγραμμα για τα πρώτα 20cm του καναλιού ροής114
Σχήμα 5.1:	Ραβδόγραμμα όπου φαίνονται οι προκύπτουσες αποδόσεις για
	κάθε μία διαδικασία ελέγχου χωριστά

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΕΙΚΟΝΩΝ

Εικόνα 1.1:	α. Ο πρώτος πλακοειδής εναλλάκτης και ο κατασκευαστής του Dr. Richard Seligman, β. Ένας από τους πρώτους πλακοειδείς	
	εναλλάκτες	.14
Εικόνα 1.2:	Σύγκριση μεγεθών πλακοειδούς εναλλάκτη και εναλλάκτη κελύφους-αυλών	.20
Εικόνα 1.3:	Μερικές από τις σύγχρονες πλάκες που διατίθενται στην αγορά	.20
Εικόνα 1.4:	Διάφορα μεγέθη πλακοειδών εναλλακτών	.20
Εικόνα 1.5:	Τοποθέτηση παρεμβύσματος σε μία πλάκα του εναλλάκτη	.21
Εικόνα 2.1:	Ατμοηλεκτρικός σταθμός - ΑΗΣ Κομοτηνής	.28
Εικόνα 2.2:	Πλακοειδής εναλλάκτης του συστήματος λίπανσης-ψύξης	.49
Εικόνα 3.1:	Θερμοκάμερα τύπου IVN 780-P, που χρησιμοποιήθηκε για τη	
	θερμογράφηση του πλακοειδούς εναλλάκτη	.77
Εικόνα 3.2:	α. Θερμογράφημα εναλλάκτη στη χρωματική κλίμακα της	
	θερμοκάμερας, β. Εναλλάκτης που θερμογραφήθηκε, γ.	
	Θερμογράφημα στη χρωματική κλίμακα του γκρίζου	.78
Εικόνα 3.3:	Θερμογράφημα με σκοπό τη λήψη της θερμοκρασίας του λαδιού	
	αμέσως μετά την έξοδό του από την δεξαμενή του λαδιού και το	
	πέρασμά του από την αντλία λίπανσης	.79
Εικόνα 3.4:	Πλαίσιο πλακοειδούς εναλλάκτη αφαιρουμένων των πλακών	. 80
Εικόνα 3.5:	Πλάκα εναλλάκτη πριν τον καθαρισμό	.81
Εικόνα 3.6:	Πλάκα εναλλάκτη όπου έχουν αφαιρεθεί τοπικά οι επικαθήσεις	.81
Εικόνα 3.7:	Πλάκα ροής λαδιού πριν τον καθαρισμό	.81
Εικόνα 3.8:	Πλάκα ροής νερού πριν τον καθαρισμό	.81
Εικόνα 3.9:	Αφαίρεση κόλλας παρεμβύσματος με ειδικό τροχό	.83

Εικόνα 3.10:	Τοποθέτηση νέας κόλλας παρεμβύσματος	83
Εικόνα 3.11:	Τοποθέτηση νέου παρεμβύσματος σε όλες τις πλάκες	83

ΠΙΝΑΚΕΣ

Πίνακας 1.1:	Τυπικές διαστάσεις ενός πλακοειδούς εναλλάκτη		
Πίνακας 2.1:	Κατάταξη βιομηχανικών λαδιών κατά ISO	38	
Πίνακας 2.2:	Λίστα τεμαχίων πλακοειδούς εναλλάκτη	50	
Πίνακας 2.3:	Τεχνικές προδιαγραφές πλακοειδούς εναλλάκτη τύπου Μ 107 MGS 16 της APV	51	
Πίνακας 2.4:	Χαρακτηριστικά λειτουργίας πλακοειδούς εναλλάκτη του συστήματος λίπανσης	52	
Πίνακας 3.1:	Μεταβολή ιδιοτήτων του νερού ανάλογα με τη θερμοκρασία του	59	
Πίνακας 3.2:	Αποτελεσματικότητα της Μεταφοράς Θερμότητας ανάλογα με το είδος του εναλλάκτη63		
Πίνακας 3.3:	Χρήσιμα μεγέθη για τον υπολογισμό της θεωρητικής απόδοσης	65	
Πίνακας 3.4:	Χρήσιμα μεγέθη για τον υπολογισμό της απόδοσης πριν τη συντήρηση	70	
Πίνακας 3.5:	Χρήσιμα μεγέθη για τον υπολογισμό της απόδοσης μετά τη συντήρηση	73	
Πίνακας 3.6:	Συγκεντρωτικός Πίνακας Παρουσίασης Αποτελεσμάτων από τη Διεξαγωγή του Ελέγχου Απόδοσης	75	
Πίνακας 3.7:	Αντιπροσωπευτικοί παράγοντες αποθέσεων για συγκεκριμένα ρευστά	82	
Πίνακας 4.1:	Οριακές συνθήκες για το k-ω Turbulence Model	.105	
Πίνακας 4.2:	Οριακές συνθήκες για το General Heat Transfer (htgh), που αναφέρεται στο ρευστό	. 106	
Πίνακας 4.3:	Οριακές συνθήκες για το General Heat Transfer (htgh2) των μεταλλικών πλακών	.107	

Πίνακας 5.1:	Συγκεντρωτικός	Πίνακας	αποτελεσμάτων	διαδικασίας	ελέγχου	
	αποδόσεως					.119

Περίληψη

Αντικείμενο της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας είναι ο έλεγχος απόδοσης ενός πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας και η μοντελοποίησή του με τη μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων. Ο έλεγχος της απόδοσης του εναλλάκτη, ο οποίος εντάσσεται σε σταθμό παραγωγής ενέργειας, συνοψίζεται στο τρίπτυχο θεωρητική, πειραματική, και υπολογιστική απόδοση. Η προσομοίωση του φαινομένου της μεταφοράς θερμότητας στον μελετώμενου εναλλάκτη πραγματοποιείται με την μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων. Η σύγκριση των επιμέρους αποδόσεων σε συνδυασμό με την ανάλυση των αποτελεσμάτων της μοντελοποίησης οδηγούν σε χρήσιμα συμπεράσματα και παρατηρήσεις αναφορικά με την αποτελεσματικότητα των πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας.

Λέξεις-Κλειδιά: Πλακοειδής Εναλλάκτης Θερμότητας, Μεταφορά Θερμότητας, Έλεγχος Απόδοσης, Μοντελοποίηση, Μέθοδος Πεπερασμένων Στοιχείων

Abstract

Study of modelling and performance control of plate heat exchanger by using the finite element method

Thesis submitted to the Department of Production and Management Engineering, School of Engineering, Democritus University of Thrace, Greece, on March 2010 for the degree

Diploma in Production and Management Engineering (Dip. Eng.) Supervisor: Assist. Prof. P. N. Botsaris

This thesis aims in demonstrating the modelling of a plate heat exchanger and its performance control by using the finite element method. The performance control of a specific heat exchanger, which is used in energy production station, is based on a triptych which includes theoretical, experimental and computational performance. These three different aspects are three basic steps for a thorough and complete performance control process. The simulation of heat transfer into the plate heat exchanger is carried out by the finite element method. The comparison among the different results of performance control measurements leads to useful conclusions and remarkable observations as far as it concerns the plate heat exchangers.

Keywords: Plate Heat Exchanger, Heat Transfer, Performance Control, Modelling, Finite Element Method

Κεφάλαιο 1

Εναλλάκτες Θερμότητας

Περιεχόμενα

1.1 Εισαγωγή	1
1.2 Μηχανισμοί Μεταφοράς Θερμότητας	2
1.3 Εναλλάκτες Θερμότητας	5
1.3.1 Αρχή Λειτουργίας Εναλλακτών Θερμότητας	6
1.3.2 Βασικοί Τύποι Εναλλακτών Θερμότητας	6
1.4 Μέθοδοι Ανάλυσης Εναλλακτών Θερμότητας	9
1.5 Πλακοειδής Εναλλάκτης	13
1.5.1 Διάταξη και Υλικά Κατασκευής	13
1.5.2 Πτυχώσεις Πλακών και Συνθήκες Ροής	16
1.5.3 Πλεονεκτήματα, Εφαρμογές και Περιορισμοί	19
1.6 Κριτήρια Επιλογής Εναλλακτών	22
1.7 Σύνοψη Κεφαλαίου	24
1.8 Βιβλιογραφία	25

1.1 Εισαγωγή

Η κατανόηση των μηχανισμών της Μεταφοράς Θερμότητας καθίσταται ολοένα και πιο σημαντική, δεδομένου ότι διαδραματίζει σημαντικότατο ρόλο στον

ενεργειακό σχεδιασμό εργοστασίων, κτιρίων αλλά και πλήθος άλλων χρηστικών συσκευών. Πέρα από την χρησιμότητα της κατανόησης των μηχανισμών μεταφοράς θερμότητας, σημασία πρέπει να δίνεται και στον βέλτιστο τρόπο εφαρμογής τους, ο οποίος επιβάλλεται από το έντονο ενδιαφέρον του σύγχρονου κόσμου για μείωση την καταναλισκόμενης ενέργειας και ορθολογικότερη διαχείριση της.

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

Για κάθε διαφορετική εφαρμογή μεταφοράς θερμότητας, απαιτείται και το ανάλογο είδος εξοπλισμού μεταφοράς θερμότητας. Η προσπάθεια προσαρμογής του μηχανικού εξοπλισμού μεταφοράς θερμότητας, ανάλογα με τις απαιτήσεις και τους περιορισμούς της εκάστοτε εφαρμογής, είχε ως αποτέλεσμα μια πληθώρα τύπων εναλλακτών θερμότητας με μεγάλη ποικιλία σε συνδυασμούς των χαρακτηριστικών τους [1].

Στο παρόν κεφάλαιο γίνεται αρχικά μια αναφορά στους μηχανισμούς μεταφοράς θερμότητας και στη συνέχεια αναφέρονται γενικές αρχές που διέπουν τους εναλλάκτες θερμότητας. Έπειτα επισημαίνονται οι κυριότερες κατηγορίες εναλλακτών και οι κύριες μέθοδοι ανάλυσής τους. Το ενδιαφέρον επικεντρώνεται στον πλακοειδή εναλλάκτη θερμότητας, ο οποίος αποτελεί το κεντρικό αντικείμενο μελέτης αυτής Διπλωματικής Εργασίας. Τέλος παρουσιάζονται τα σημαντικότερα κριτήρια που καθορίζουν την καταλληλότητα ενός εναλλάκτη ανάλογα με την εκάστοτε εφαρμογή.

1.2 Μηχανισμοί Μεταφοράς Θερμότητας

Η θερμότητα (**Q**) ορίζεται ως το μέρος της ροής της ολικής ενέργειας στα όρια ενός συστήματος, που προκαλείται από τη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ του συστήματος και του περιβάλλοντος ή μεταξύ δύο συστημάτων. Με τον όρο θερμότητα, απλοποιείται συχνά ο όρος μεταφορά θερμότητας ή ροή θερμότητας[2]. Σύμφωνα με τον πρώτο Νόμο της Θερμοδυναμικής, η θερμότητα δεν δημιουργείται εκ του μηδενός, αλλά ούτε και καταστρέφεται, ωστόσο μπορεί να μεταφέρεται και να μετασχηματίζεται [3]. Παρόλο που η θερμότητα και η θερμοκρασία συνδέονται στενά ως έννοιες, αξίζει να τονιστεί ότι η φύση τους είναι διαφορετική. Σε αντίθεση με τη θερμοκρασία που είναι βαθμωτό μέγεθος, η θερμότητα αποτελεί διανυσματική ποσότητα. Επομένως για την πλήρη περιγραφή της μεταφοράς θερμότητας, πρέπει να προσδιορίζεται το μέγεθος και η διεύθυνσή της.

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

Μεταφορά Θερμότητας με Αγωγή

Στην αγωγή η θερμότητα μεταφέρεται από το ένα μόριο της ύλης στο γειτονικό του, χωρίς να συνοδεύεται από μακροσκοπική μετακίνηση του υλικού, ενώ συντελείται κυρίως σε στερεά και ακινητοποιημένα ρευστά. Ο ρυθμός μεταφοράς με αγωγή μέσα από ένα σώμα εξαρτάται από τη γεωμετρία του, το πάχος του, το υλικό του και τη διαφορά θερμοκρασίας στις δύο πλευρές του σώματος. Η αγωγή περιγράφεται από το *νόμο του Fourier*:

$$\dot{Q}_{cond} = -kA\frac{dT}{dx} \quad (W) \tag{1-1}$$

Όπου

k: η θερμική αγωγιμότητα του υλικού

Α: το εμβαδόν επιφανείας

Τ: η σημειακή θερμοκρασία του υλικού

x: το πάχος του υλικού

dT/dx : η θερμοκρασιακή κλίση, η οποία αποτελεί την κλίση της καμπύλης σε ένα διάγραμμα T-x (Σχήμα 1.1).



Σχήμα 1.1: Η θερμοκρασιακή βαθμίδα dT/dx αποτελεί την κλίση της καμπύλης θερμοκρασίας στο διάγραμμα T-x [1].

Μεταφορά Θερμότητας με Συναγωγή

Η συναγωγή είναι ο κύριος μηχανισμός μεταφοράς θερμότητας στα ρευστά, όπου η ύλη μπορεί να μετακινείται ελεύθερα. Επίσης ο μηχανισμός της συναγωγής χαρακτηρίζει τον τρόπο μεταφοράς θερμότητας μεταξύ ενός στερεού και ενός ρευστού που βρίσκεται σε κίνηση. Καθώς τα στοιχεία μάζας του ρευστού μετακινούνται από μία περιοχή σε μία άλλη, μεταφέρουν μαζί με τη μάζα τους και όλες τις υπόλοιπες ιδιότητές τους, όπως η ορμή και η θερμική τους ενέργεια [4]. Υπάρχουν δύο ειδών προβλήματα αναφορικά με τη συναγωγή. Τα προβλήματα όπου η συναγωγή συντελείται με φυσικό τρόπο και αυτά στα οποία ασκούνται εξωτερικές δυνάμεις, οπότε χαρακτηρίζεται ως εξαναγκασμένη συναγωγή (Σχήμα 1.2).



Σχήμα 1.2: Περίπτωση ρευστού που κινείται κοντά σε επιφάνεια με διαφορετική θερμοκρασία [4].

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

$$\dot{q}_{conv} = h(T_s - T_{\infty}) \quad (W/m^2)$$

$$\dot{\eta}$$

$$\dot{Q}_{conv} = hA(T_s - T_{\infty}) \quad (W)$$
(1-2)
(1-2)
(1-3)

Όπου

h: $o \sigma v v \tau \epsilon \lambda \epsilon \sigma \tau \eta \varsigma \mu \epsilon \tau a \phi o \rho a \varsigma \theta \epsilon \rho \mu \delta \tau \eta \tau a \varsigma \mu \epsilon \sigma v v a \gamma \omega \gamma \eta \sigma \epsilon W/m^{2.0}C$

Α: η επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας σε m^2

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

 T_{∞} : η θερμοκρασία του ρευστού αρκετά μακριά από την επιφάνεια σε $^{\circ}C$ (Σχήμα 1.2).

Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή **h**, είναι ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας μεταξύ μίας στερεάς επιφάνειας και ενός ρευστού ανά μονάδα εμβαδού και ανά μονάδα διαφοράς θερμοκρασίας [1].

Μεταφορά Θερμότητας με Ακτινοβολία

Ακτινοβολία είναι η θερμότητα που εκπέμπει η ύλη υπό την μορφή ηλεκτρομαγνητικών κυμάτων. Για να πραγματοποιηθεί η μεταφορά θερμότητας δεν απαιτείται η ύπαρξη κάποιου υλικού μέσου. Η θερμότητα στην περίπτωση αυτή μεταφέρεται με την ταχύτητα του φωτός [4]. Η ποσότητα της ενέργειας που εκπέμπει μια επιφάνεια με ακτινοβολία σε συγκεκριμένο μήκος κύματος, εξαρτάται από το υλικό του σώματος, της κατάσταση της επιφάνειάς του, καθώς και από τη θερμοκρασία της επιφάνειας. Η εκπεμπόμενη θερμότητα ανά μονάδα χρόνου και ανά μονάδα εμβαδού δίνεται από το *Νόμο των Stefan – Boltzmann*:

$$q''_{\mu} = \varepsilon \sigma T_s^4 \quad (W/m^2) \tag{1-4}$$

Όπου

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

 T_s : η απόλυτη θερμοκρασία της επιφάνειας σε K

ε: η ικανότητα εκπομπής της επιφάνειας με $0 \le \varepsilon \le 1$ (ε=1 για το μέλαν σώμα) [1].

1.3 Εναλλάκτες Θερμότητας

Εναλλάκτης θερμότητας (heat exchanger) ονομάζεται η διάταξη που χρησιμοποιείται για τη μεταφορά θερμικής ενέργειας μεταξύ δύο ρευστών διαφορετικής θερμοκρασίας. Με τον όρο ρευστό εννοούμε οποιαδήποτε ουσία παρουσιάζει ροή, δηλαδή υγρά αέρια ή ακόμη και στερεά σε ρευστή μορφή. Οι εναλλάκτες θερμότητας επιτρέπουν τη μεταφορά θερμότητας με δυνατότητα ανάμιξης των ρευστών (εναλλάκτες άμεσης επαφής), αλλά και δυνατότητα μη ανάμιξής τους (εναλλάκτες έμμεσης επαφής). Στους πρώτους δύο διαφορετικής φάσης ρευστά έρχονται σε άμεση επαφή, ανταλλάσουν θερμότητα και διαχωρίζονται πάλι. Στους εναλλάκτες έμμεσης επαφής, οι ροές των δύο ρευστών διαχωρίζονται μεταξύ τους μέσω ενός μη διαπερατού θερμοαγώγιμου διαχωριστικού τοιχώματος και έτσι τα δύο ρευστά παραμένουν χωρισμένα, ενώ η θερμότητα μεταφέρεται μέσω της διαχωριστικής επιφάνειας. Στο κεφάλαιο αυτό θα περιοριστούμε στη μελέτη εναλλακτών θερμότητας με διαχωριστικό τοίχωμα ανάμεσα στα δύο ρευστά, οι οποίοι αποτελούν την πλειοψηφία των εμπορικών συσκευών εναλλαγής θερμότητας.

1.3.1 Αρχή Λειτουργίας Εναλλακτών Θερμότητας

Η αρχή λειτουργίας των εναλλακτών θερμότητας φαίνεται παραστατικά στο Σχήμα 1.3. Εξαιτίας της θερμοκρασιακής διαφοράς ανάμεσα στα δυο ρευστά, υπάρχει ωθούσα δύναμη για μεταφορά ενέργειας υπό μορφή θερμότητας από το ρευστό υψηλής θερμοκρασίας προς το ρευστό θερμότητας, η μεταφορά της θερμότητας πραγματοποιείται από το θερμό ρευστό χαμηλής θερμοκρασίας, σύμφωνα με το 2° Θερμοδυναμικό Αξίωμα. Σε έναν εναλλάκτη στο τοίχωμα μέσω συναγωγής, διαμέσου του τοιχώματος με αγωγή και από το τοίχωμα στο ψυχρό ρευστό και πάλι μέσω συναγωγής. Οι επιδράσεις της ακτινοβολίας συμπεριλαμβάνονται συνήθως στους συντελεστές μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή.



Σχήμα 1.3: Αρχή λειτουργίας εναλλακτών θερμότητας.

1.3.2 Βασικοί Τύποι Εναλλακτών Θερμότητας

Οι εναλλάκτες θερμότητας αποτελούν μία πολυπληθή οικογένεια και τα χαρακτηριστικά τους ποικίλουν ανάλογα με το είδος της εκάστοτε εφαρμογής. Ένα πρώτο κριτήριο διαχωρισμού των εναλλακτών, σχετίζεται με το είδος της ροής και ανάλογα με αυτό διακρίνονται ως εξής:

- Εναλλάκτες Παράλληλης ροής ή ομορροής (parallel flow), όπου τα δύο ρευστά ρέουν παράλληλα (Σχήμα 1.4).
- Εναλλάκτες Αντιρροής (counter flow), όπου τα ρευστά ρέουν στην ίδια διεύθυνση αλλά με αντίθετη φορά (Σχήμα 1.4).

- Εναλλάκτες Σταυρωτής ροής ή σταυρορροής (cross flow), στους οποίους τα δύο ρευστά ρέουν σε κάθετες διευθύνσεις.
- Σύνθετους Εναλλάκτες, όταν συνδυάζουν κάποια από τα παραπάνω είδη ροής.

Στην πράξη έχει αποδειχθεί ότι οι εναλλάκτες αντιρροής παρουσιάζουν την μεγαλύτερη αποτελεσματικότητα μεταφοράς θερμότητας συγκριτικά με τα άλλα είδη ροής [1] και για το λόγο αυτό απαντάται στις περισσότερες εφαρμογές.

Το δεύτερο κριτήριο αναφέρεται στη διάταξη του εναλλάκτη και ανάλογα προκύπτει ο παρακάτω διαχωρισμός για ορισμένα από τα πιο γνωστά είδη εναλλακτών:

Εναλλάκτες διπλού αυλού ή διπλού σωλήνα (double pipe heat exchangers). Ο τύπος αυτός είναι ο απλούστερος τύπος εναλλάκτη (Σχήμα 1.4) και αποτελείται από δύο ομόκεντρους σωλήνες με το ένα ρευστό να ρέει διαμέσου του μικρότερου σωλήνα και το δεύτερο στο χώρο που παρεμβάλλεται μεταξύ των σωλήνων.



Σχήμα 1.4: Διαφορετικές καταστάσεις ροής και σχετικές θερμοκρασιακές κατανομές σε εναλλάκτη θερμότητας διπλού σωλήνα [1].

 Εναλλάκτες κελύφους και αυλών ή δέσμης σωλήνων με διαφράγματα (shell-andtube heat exchangers), είναι ο συχνότερα χρησιμοποιούμενος εναλλάκτης στη βιομηχανία διεργασιών και αντιπροσωπεύει τουλάχιστον το 60% των εναλλακτών που χρησιμοποιούνται σήμερα [6]. Ο εναλλάκτης αυτός απεικονίζεται στο Σχήμα 1.5.



Σχήμα 1.5: Η σχηματική απεικόνιση ενός εναλλάκτη θερμότητας δέσμης σωλήνων (ή αυλών) με διαφράγματα (ή κελύφη) [1].

 Πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας (plate heat exchangers), οι οποίοι αποτελούνται από μία συστοιχία αυλακωτών μεταλλικών πλακών πιεσμένες μέσα σε ένα πλαίσιο. Στο Σχήμα 1.6 διακρίνεται ένας πλακοειδής εναλλάκτης.



Σχήμα 1.6: Πλακοειδής εναλλάκτης όπου διακρίνονται τα ρέοντα ρευστά [4].

 Σπειροειδείς εναλλάκτες (spiral heat exchangers), στους οποίους τα ρευστά ρέουν σε σπειροειδείς επιφάνειες, οι οποίες διαχωρίζονται από υπερυψωμένες προεξοχές και σφραγίζονται με δύο πλάκες άκρων (Σχήμα 1.7).



Σχήμα 1.7: Σπειροειδής εναλλάκτης [7].

Συμπαγείς εναλλάκτες (compact heat exchangers), οι οποίοι χρησιμοποιούνται ευρύτατα σε εφαρμογές με αυστηρούς περιορισμούς βάρους και όγκου διότι επιτυγχάνουν υψηλούς ρυθμούς μεταφοράς θερμότητας μεταξύ δύο ρευστών σε έναν μικρό όγκο. Οι συμπαγείς εναλλάκτες παρουσιάζουν υψηλές τιμές του λόγου της επιφάνειας θερμοεναλλαγής προς τον όγκο τους και εξ ορισμού ο λόγος αυτός (πυκνότητα επιφάνειας, β) λαμβάνει τιμές μεγαλύτερες από 700 m²/m³. Τέτοιοι εναλλάκτες είναι τα ψυγεία των αυτοκινήτων, οι υαλοκεραμικοί αεροστροβιλικοί εναλλάκτες και ο αναγεννητήρας μιας μηχανής Stirling.

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

1.4 Μέθοδοι Ανάλυσης Εναλλακτών Θερμότητας

Οι Μηχανικοί καλούνται συχνά να επιλέξουν τον κατάλληλο εναλλάκτη θερμότητας, ώστε να επιτευχθεί μία συγκεκριμένη θερμοκρασιακή μεταβολή στη ροή

ενός ρευστού, ή να ελέγξουν την αποτελεσματικότητα ενός υπάρχοντος εναλλάκτη. Οι δύο κύριες μέθοδοι που χρησιμοποιούνται για την ανάλυση εναλλακτών θερμότητας είναι οι εξής:

α) Η μέθοδος της Μέσης Λογαριθμικής Θερμοκρασιακής Διαφοράς-LMTD

β) Η μέθοδος της Αποτελεσματικότητας της Μεταφοράς Θερμότητας-ΝΤU

Μέθοδος της Μέσης Λογαριθμικής Θερμοκρασιακής Διαφοράς

Αν η εξωτερική επιφάνεια ενός εναλλάκτη θερμότητας είναι καλά μονωμένη, ώστε οποιαδήποτε μεταφορά θερμότητας να πραγματοποιείται μεταξύ των δύο ρευστών και δεν υπάρχουν μεταβολές στην κινητική και δυναμική ενέργεια τους, το ισοζύγιο ενέργειας σε κάθε ρευστό (θερμό και ψυχρό) σε ένα διαφορικό τμήμα του εναλλάκτη θερμότητας εκφράζεται ως εξής:

$$\delta \dot{Q} = -\dot{m}_{h} C_{ph} dT_{h}$$
(1-5)

$$\delta \dot{Q} = m_c C_{pc} dT_c$$
(1-6)

 $\delta \dot{Q}$: ο ρυθμός απώλειας (ή κέρδους) της θερμότητας σε W

m_h : η παροχή μάζας του θερμού ρευστού στον εναλλάκτη σε kg/s

m _c : η παροχή μάζας του ψυχρού ρευστού στον εναλλάκτη σε kg/s

 $C_{\textit{vh}}$: η ειδική θερμότητα του θερμού ρευστού σε j/kg·°C

 $C_{\rm pc}$: η ειδική θερμότητα του ψυχρού ρευστού σε $j/kg^{\text{.o}}C$

 $dT_{\rm c}$: η θερμοκρασιακή μεταβολή του ψυχρού ρευστού σε $^{\rm o}C$ ή σε K

 $dT_{\rm h}$: η θερμοκρασιακή μεταβολή του θερμού ρευστού σε $^{\rm o}C$ ή σε K

Οι παραπάνω σχέσεις υποδηλώνουν ότι ο ρυθμός απώλειας της θερμότητας από το θερμό ρευστό -σε οποιοδήποτε τμήμα του εναλλάκτη θερμότητας-, ισούται με το ρυθμό κέρδους της θερμότητας από το ψυχρό ρευστό σε αυτό το τμήμα, σύμφωνα με τον 1° Νόμο της Θερμοδυναμικής. Το αρνητικό πρόσημο (-) στην εξίσωση 1-5, εκφράζει την απώλεια θερμότητας του θερμού ρευστού. Το δεξιά μέλη των εξισώσεων 1-5 και 1-6 ως απόλυτες ποσότητες είναι ίσα, οπότε μπορεί να γραφεί ότι ισχύει:

$$\stackrel{\bullet}{m_h} C_{ph} dT_h = \stackrel{\bullet}{m_c} C_{pc} dT_c$$
(1-7)

Εάν η εξίσωση 1-7 ολοκληρωθεί για ολόκληρο τον εναλλάκτη, τότε προκύπτει η εξίσωση 1-8 η οποία αποτελεί συνέπεια της Αρχής Διατήρησης της Ενέργειας:

$$\frac{m_{c} C_{pc}}{\stackrel{\bullet}{\mathbf{m}_{h}} C_{pc}} = \frac{T_{h_out} - T_{h_in}}{T_{c_out} - T_{c_in}}$$
(1-8)

Ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας στο διαφορικό τμήμα του εναλλάκτη εκφράζεται επίσης σύμφωνα με το *Νόμο Ψύξης του Newton* για την συναγωγή, από τη παρακάτω σχέση:

$$\delta \dot{Q} = U(T_h - T_c) dA$$
(1-9)

 \mathbf{Q} : ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας σε W

Α: η συνολική επιφάνεια του εναλλάκτη σε m^2

U: ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας, για τον οποίο ισχύει:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_0} + \frac{1}{h_1}}$$
(1-10)

Με h_0 : τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας στην πλευρά του τοιχώματος και του θερμού ρευστού και h_1 : τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας από την πλευρά του ψυχρού ρευστού.

Με τις ανάλογες αντικαταστάσεις και αναδιατάξεις των παραπάνω σχέσεων και με μια τελική ολοκλήρωση στη σχέση που προκύπτει, λαμβάνεται η σχέση:

$$\ln \frac{T_{h,out} - T_{c,out}}{T_{h,in} - T_{c,in}} = -UA \left(\frac{1}{\frac{1}{m_h C_{ph}}} + \frac{1}{\frac{1}{m_c C_{pc}}} \right)$$
(1-11)

Η λύση των εξισώσεων 1-5 και 1-6 για ολόκληρο τον εναλλάκτη, ως προς $\dot{m}_{e} C_{pe}$ και $\dot{m}_{h} C_{ph}$ και η αντικατάστασή τους στην Εξίσωση 1-11 με αναδιάταξη, δίνει:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm}$$
 (1-12)

Με ΔT_{lm} τη Μέση Λογαριθμική Θερμοκρασιακή Διαφορά, για την οποία ισχύει:

$$\Delta T_{\rm lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$
(1-13)

Όπου

$$\begin{split} \Delta T_1 &= T_{h,in} - T_{c,out} \, \text{kal} \, \Delta T_2 &= T_{h,out} - T_{c,in} \\ T_{c,out} : \eta \, \theta \text{emokrasia exódou tou yuccoú reustoú apó tou evallákty} \\ T_{c,in} : \eta \, \theta \text{ermokrasia eisódou tou yuccoú reustoú stou evallákty} \end{split}$$

 $T_{h,in}$ η θερμοκρασία εισόδου του θερμού ρευστού στον εναλλάκτη

T_{h,out}: η θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού από τον εναλλάκτη
 Σύμφωνα με τα παραπάνω, η θερμοκρασιακή διαφορά των δύο ρευστών είναι

λογαριθμικής φύσεως όπως χαρακτηριστικά φαίνεται στα Σχήματα 1.8 και 1.9. Παρατηρείται ότι η θερμοκρασιακή διαφορά ΔΤ μεταξύ θερμού και ψυχρού ρευστού, είναι μεγαλύτερη στην είσοδο του εναλλάκτη αλλά μειώνεται εκθετικά καθώς τα ρευστά κατευθύνονται στην έξοδό του. Είναι αναμενόμενο το γεγονός της μείωσης της θερμοκρασίας του θερμότερου ρευστού και της ανόδου της θερμοκρασίας του ψυχρότερου, ωστόσο η θερμοκρασία του ψυχρού ρευστού ποτέ δεν υπερβαίνει εκείνη του θερμού, ανεξάρτητα από το μήκος του εναλλάκτη. Η μοναδική περίπτωση στην οποία μπορεί να συμβεί κάτι τέτοιο, είναι όταν οι ρυθμοί χωρητικότητας του θερμού και του ψυχρού ρευστού είναι ίσοι, πράγμα που συμβαίνει εξαιρετικά σπάνια [1].



Σχήμα 1.8: Η μεταβολή των θερμοκρασιών του ρευστού α.σε εναλλάκτη αντιρροής, β. εναλλάκτη παράλληλης ροής [1].

Η μέθοδος της λογαριθμικής μέσης διαφοράς που αναπτύχθηκε παραπάνω, είναι ιδιαιτέρως εύχρηστη στην ανάλυση εναλλακτών θερμότητας, όταν οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου των ρευστών είναι γνωστές ή μπορούν να προσδιοριστούν από ένα ισοζύγιο ενέργειας. Επομένως η μέθοδος αυτή ενδείκνυται για τον προσδιορισμό του μεγέθους του εναλλάκτη με στόχο την επίτευξη συγκεκριμένων θερμοκρασιών εξόδου όταν οι παροχές μάζας και οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου των ρευστών είναι δεδομένες. Επομένως η μέθοδος LMTD είναι κατάλληλη για τον προσδιορισμό του μεγέθους ενός εναλλάκτη, ο οποίος θα ικανοποιεί τις προκαθορισμένες συνθήκες μεταφοράς θερμότητας. Τα στάδια που ακολουθούνται κατά τη διαδικασία επιλογής του κατάλληλου μεγέθους του εναλλάκτη είναι τα εξής:

- 1. Επιλογή του κατάλληλου τύπου εναλλάκτη θερμότητας για την εφαρμογή.
- Προσδιορισμός οποιασδήποτε άγνωστης θερμοκρασίας εισόδου και εξόδου και του ρυθμού μεταφοράς θερμότητας με τη χρήση κατάλληλου ισοζυγίου ενέργειας.
- 3. Υπολογισμός της λογαριθμικής μέσης θερμοκρασια
κής διαφοράς ΔT_{lm} .
- 4. Λήψη (επιλογή ή υπολογισμός) της τιμής του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας U.
- 5. Υπολογισμός της επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας Α.

Το δεύτερο πρόβλημα που ανακύπτει στην ανάλυση των εναλλακτών θερμότητας είναι ο προσδιορισμός του ρυθμού μεταφοράς θερμότητας, σε προκαθορισμένες παροχές μάζας ρευστού όταν ο τύπος και το μέγεθος (επιφάνεια θερμοεναλλαγής A) του εναλλάκτη είναι γνωστά. Σε αυτήν την περίπτωση σκοπός είναι ο προσδιορισμός της απόδοσης μεταφοράς θερμότητας ενός υπαρκτού εναλλάκτη και η εξέταση της αποτελεσματικότητάς του. Η μέθοδος που παρουσιάστηκε παραπάνω μπορεί να χρησιμοποιηθεί και σε αυτήν την περίπτωση, αλλά μία τέτοια διαδικασία δεν έχει πρακτική εφαρμογή καθώς απαιτεί κοπιαστικές επαναλήψεις [1].

Στο πρόβλημα αυτό έδωσε λύση η ανάπτυξη μίας νέας μεθόδου, γνωστή ως η μέθοδος της Αποτελεσματικότητας της Μεταφοράς Θερμότητας (Number of Transfer Units-NTU). Η προσέγγιση αυτή αναπτύσσεται διεξοδικά στο 3° Κεφάλαιο (§3.3, σελ.60) της παρούσας Εργασίας, στα πλαίσια του ελέγχου απόδοσης ενός υπαρκτού πλακοειδούς εναλλάκτη σε σταθμό παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας.

1.5 Πλακοειδής Εναλλάκτης Θερμότητας

1.5.1 Διάταξη και Υλικά Κατασκευής

Ο πλακοειδής εναλλάκτης (plate-and-frame heat exchanger) αναγνωρίζεται και με ορισμένους επιπλέον όρους όπως επίπεδος εναλλάκτης, εναλλάκτης τύπου πλακών, εναλλάκτης πλακών και πλαισίου ή στεγανοποιημένος εναλλάκτης (gasketed). Ο πρώτος πλακοειδής εναλλάκτης (Εικόνα 1.1), σχεδιάστηκε και

κατασκευάστηκε το 1923 από τον Dr. Richard Seligman, ιδρυτή της εταιρίας Aluminum Plant and Vessel Company Ltd., ευρύτατα γνωστή σήμερα ως APV.



Εικόνα 1.1: α. Ο πρώτος πλακοειδής εναλλάκτης και ο κατασκευαστής του *Dr. Richard Seligman*, β. Ένας από τους πρώτους πλακοειδείς εναλλάκτες [9].

α.

Ένας σύγχρονος πλακοειδής εναλλάκτης απεικονίζεται στο Σχήμα 1.9 και αποτελείται από μία σειρά πολύ λεπτών μεταλλικών πλακών (6) ορθογωνικού σχήματος (5), μονωμένες στην εξωτερική τους περίμετρο με χρήση ελαστικού παρεμβύσματος (11), οι οποίες συγκρατούνται μέσα σε ένα μεταλλικό πλαίσιο (1). Με αυτόν τον τρόπο σχηματίζονται επίπεδες χαλύβδινες διαβάσεις ροής. Η μία από τις δύο ράβδους του πλαισίου (3), διαθέτει κατάλληλες υποδοχές με θύρες σύνδεσης (12) για τα ρεύματα ροής, ενώ η δεύτερη είναι μετακινούμενη και τοποθετείται ανάλογα με τον αριθμό των πλακών.



Σχήμα 1.9: Τεμάχια πλακοειδούς εναλλάκτη [10].

Επιπλέον το πλαίσιο διαθέτει οδηγητικές ράβδους (2,7) οι οποίες επιτρέπουν τη σωστή και ευθυγραμμισμένη τοποθέτηση των πλακών. Για το σκοπό αυτό οι πλάκες του εναλλάκτη διαθέτουν μία εγκοπή στο μέσο κάθε πλευράς τους, ώστε να προσαρμόζονται στις οδηγητικές ράβδους. Το σύνολο των πλακιδίων και του πλαισίου συσφίγγεται με χρήση κοχλιών μεγάλου μήκους (8), διασφαλίζοντας την καλύτερη απομόνωση των σχηματισμένων καναλιών του εναλλάκτη. Σε περίπτωση που ο αριθμός των πλακών ξεπεράσει μία τιμή ανάλογη με το μέγεθος του εναλλάκτη, τότε χρησιμοποιείται συνδετική μεταλλική πλάκα (9) και οδηγός-συνδετήρας (10) για την αποφυγή κάμψης της κάτω ράβδου. Οι τυπικές διαστάσεις ενός πλακοειδούς εναλλάκτη φαίνονται στον Πίνακα 1.1.

Μέγιστη Επιφάνεια Εναλλαγής	2500 m ²
Αριθμός Πλακών	3 έως 700
Τυπική Πίεση	0.1 έως 3.0 MPa
Τυπική Θερμοκρασία	-40 έως 260 °C
Τυπική Παροχή ανά Κανάλι Εναλλάκτη	0.05 έως 12.5 m ³ /h
Πάχος Πλακών	0.5 έως 1.2 mm
Επιφάνεια Πλάκας	$0.03 \text{ kwg } 3.6 \text{ m}^2$
Απόσταση μεταξύ Πλακών	1.5 έως 7 mm
Πλάτος Πλάκας	0.07 έως 1.2 m
Μήκος Πλάκας	0.4 έως 5 m

Πίνακας 1.1: Τυπικές διαστάσεις ενός πλακοειδούς εναλλάκτη [8].

Για την κατασκευή ενός τέτοιου τύπου εναλλάκτη, χρησιμοποιούνται συνήθως μέταλλα που μπορούν να υποστούν ψυχρή κατεργασία. Τα πλέον συνηθισμένα είναι ο ανοξείδωτος χάλυβας (AISI 304, AISI 306, AISI 316) και το τιτάνιο [8]. Σε κάποιες περιπτώσεις χρησιμοποιούνται κράματα (Incoloy 825, Inconel 625, Hastelloy C-276), ενώ σε περιπτώσεις διαβρωτικών ρευστών προτιμότερο είναι οι πλάκες να είναι από γραφίτη ή πολυμερικά υλικά. Τα παρεμβύσματα που τοποθετούνται ως σφραγίσματα ανάμεσα στις πλάκες είναι κατασκευασμένα συνήθως από ελαστικό βουτιλίου ή ελαστικό νιτριλίου. Ορισμένα άλλα συμπιεστά υλικά που προορίζονται για την κατασκευή τους είναι το νεοπρένιο, το Hypalon και το Viton.
1.5.2 Πτυχώσεις Πλακών και Συνθήκες Ροής

Οι πλάκες των πλακοειδών εναλλακτών κατασκευάζονται με την αποτύπωση ενός προτύπου πτυχώσεων ή κυματισμών (corrugated pattern) στην επιφάνειά τους (Σχήμα 1.10). Οι πτυχώσεις αυτές κατασκευάζονται υπό γωνία ως προς τη φορά ροής των ρευστών και απαντώνται σε διάφορα σχήματα (τετραγωνικά, τριγωνικά, τραπεζοειδή, ημιτονοειδή). Πλευρικά κάθε πλάκας τοποθετούνται ειδικά κανάλια στα οποία εναποτείθεται το παρέμβυσμα, το οποίο χρησιμοποιείται για την στεγανοποίηση των καναλιών, αλλά και την κατεύθυνση των ρευμάτων ροής μέσα σε αυτά.

Η διαμόρφωση πτυχώσεων στις πλάκες του εναλλάκτη οδηγούν στην αυξημένη παραγωγή τύρβης. Οι κατασκευαστές των εναλλακτών με πλάκες διαθέτουν μία μεγάλη ποικιλία διαμορφώσεων πλακών, ώστε να ευνοείται η μεταφορά θερμότητας. Οι πλέον δημοφιλείς τύποι είναι οι διαμορφώσεις αλληλοσύνδεσης και chevron. Ο τύπος chevron ευνοεί γενικά τη μεταφορά θερμότητας περισσότερο από τους υπόλοιπους. Ωστόσο ακόμα και στον ίδιο τύπο πτυχώσεων μπορούν να υπάρξουν διαφοροποιήσεις με την μεταβολή της γωνίας θ των πτυχώσεων από λίγο έως πολύ απότομη ($\hat{\theta} = [30^{\circ} \sim 75^{\circ}]$).



Σχήμα 1.10: Πλάκες εναλλάκτη με πτυχώσεις τύπου *chevron* (α.Zig-zag, β.Herringbone, Κοιλότητες) [7].

Κάθε πλάκα έχει τέσσερις θύρες (ports) ροής μία σε κάθε γωνία για την είσοδο και την έξοδο των δύο ρευστών σε ζεύγη. Κατά τη διαδικασία συναρμολόγησης του εναλλάκτη επιλέγεται το κατάλληλο ζεύγος θυρών το οποίο καθορίζει το είδος ροής και οι θύρες ευθυγραμμίζονται δημιουργώντας δύο δευτερεύοντα κανάλια διανομής της ροής στα επιμέρους κανάλια του εναλλάκτη

(Σχήμα 1.11). Κάθε ψυχρή ροή ρευστού περιβάλλεται από δύο θερμές ροές ρευστού και το αντίστροφο, με αποτέλεσμα μία αυξημένη μεταφορά θερμότητας. Πέρα από τη δημιουργία στροβιλισμών στη ροή του ρευστού, ενισχύεται και η μηχανική σταθερότητα των πλακών και ελέγχεται η μεταξύ τους απόσταση [6].



Σχήμα 1.11: Τυπική διάταξη συναρμολόγησης πλακοειδούς εναλλάκτη και αναπαράσταση της αντιρροής: α. Διαγώνια διεύθυνση ροών, β. Παράλληλη διεύθυνση ροών [8].

Το είδος της ροής στα κανάλια του πλακοειδούς εναλλάκτη αποτελεί ένα από τα κυριότερα θέματα που απασχολεί τους ερευνητές. Έχει παρατηρηθεί ότι εξαιτίας της αλληλεπίδρασης της ροής εντός του στενού καναλιού που δημιουργείται μεταξύ δύο πτυχώσεων, με την υψηλής ταχύτητας ροή πάνω από τις κορυφές των πτυχώσεων δημιουργείται μία δευτερεύουσα ροή. Αυτές οι δευτερεύουσες ροές ονομάζονται δίνες (goertler) και διαδραματίζουν σημαντικό ρόλο στα φαινόμενα που επηρεάζουν την μεταφορά θερμότητας, καθώς λεπταίνουν το οριακό στρώμα στο χαμηλότερο σημείο των πτυχώσεων. Πρακτικά οι δίνες διαταράσσουν και διασπούν το οριακό αυτό στρώμα της ροής και η συνεχής ανανέωση του ρευστού κοντά στα τοιχώματα

οδηγεί σε αύξηση του ρυθμού μεταφοράς θερμότητας. Έτσι η δευτερεύουσα αυτή ροή οδηγεί σε αύξηση του τυρβώδους της ροής [8]. Από μία πληθώρα πειραματικών μετρήσεων που έχουν διεξαχθεί αναφορικά με το μοντέλο ροής σε τέτοιου είδους εναλλάκτες [6], προέκυψε το διάγραμμα του Σχήματος 1.12. Σε αυτό διακρίνονται τα χαρακτηριστικά λειτουργίας ενός πλακοειδούς εναλλάκτη με διαμόρφωση τύπου *chevron* και γωνία 30° ως προς την κατεύθυνση ροής.

Ο αριθμός Reynolds ορίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$Re = \frac{\rho UD_e}{\mu}$$
(1-14)

ρ: η πυκνότητα του ρευστού σε kg/m³

U: η ταχύτητα του ρευστού σε m/s

 D_{e} : η υδραυλική διάμετρος του ρευστού σε m

μ: το ιξώδες του ρευστού στη μέση θερμοκρασία σε Pa's.

Ο αριθμός Prandtl καθορίζεται από τη σχέση:

$$\Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \tag{1-15}$$

 C_p : είναι η ειδική θερμότητα του ρευστού υπό σταθερή πίεση σε kJ/kgK

k: η θερμική αγωγιμότητα του ρευστού σε kJ/smK

Ο αριθμός Nusselt υπολογίζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$Nu = \frac{hD_e}{k} \tag{1-16}$$

h: o suntelestác metaqorác θ ermótitac se $W/m^2 K$

Οι αριθμοί *Prandtl* και *Nusselt* εξαρτώνται από τις φυσικές ιδιότητες του ρευστού και ο *συντελεστής τριβής f* εξαρτάται από τη γεωμετρία του καναλιού και το είδος των πτυχώσεων.



Σχήμα 1.12: Χαρακτηριστικά λειτουργίας μιας πλάκας εναλλάκτη με αυλακώσεις τύπου *chevron* [6].

Από το διάγραμμα γίνεται εμφανής η διαφοροποίηση που παρουσιάζουν οι συνθήκες ροής στα κανάλια ροής του εναλλάκτη από εκείνες που ισχύουν στους λείους κυλινδρικούς αγωγούς. Συγκεκριμένα παρατηρείται ότι ο αριθμός *Reynolds* στον οποίο πραγματοποιείται η μετάβαση από τη γραμμική ή στρωτή ροή στην τυρβώδη είναι αρκετά μικρότερος από ότι για τους λείους αγωγούς. Επίσης παρατηρείται μία σημαντική αύξηση της μεταβατικής περιοχής. Επιπρόσθετα, οι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας στην περιοχή μετάβασης και την τυρβώδη είναι σημαντικά αυξημένοι απ' ότι για τη ροή μέσα σε ένα λείο αγωγό της ίδιας ισοδύναμης διαμέτρου. Η αύξηση αυτή στους συντελεστές μεταφοράς θερμότητας,

1.5.3 Πλεονεκτήματα, Εφαρμογές και Περιορισμοί

Οι πλακοειδείς εναλλάκτες είναι διατάξεις που κατορθώνουν μία υψηλής απόδοσης μεταφορά θερμότητας (55%-75%) με σχετικά μικρό όγκο, συγκρινόμενοι πάντα με άλλους εναλλάκτες θερμότητας. Συγκρινόμενοι με τους πλέον γνωστούς εναλλάκτες κελύφους – αυλών (Σχήμα 1.13, Εικόνα 1.2), χαρακτηρίζονται από μειωμένο μέγεθος και βάρος, μικρή ανάγκη για στήριξη και με κατάλληλη διευθέτηση της ροής μπορούν να επιτύχουν πολύ μικρή θερμοκρασιακή προσέγγιση μεταξύ των ρευμάτων. Επιπλέον οι πλακοειδείς εναλλάκτες είναι εξαιρετικά αξιόπιστοι και δεν απαιτούν συχνή συντήρηση. Η συντήρησή τους είναι μία εύκολη διαδικασία, εξαιτίας της εύκολης αφαίρεσης των πλακών.



Σχήμα 1.13: Σύγκριση πλακοειδούς εναλλάκτη και εναλλάκτη κελύφους – αυλών σε ορισμένα κρίσιμα μεγέθη [12].



Εικόνα 1.2: Σύγκριση μεγεθών πλακοειδούς εναλλάκτη και εναλλάκτη κελύφουςαυλών [11].

Το κυριότερο πλεονέκτημα του πλακοειδούς εναλλάκτη είναι ότι παρουσιάζει ευελιξία ως προς την μεταβολή του αριθμού των πλακών του. Έτσι σε περίπτωση που παραστεί ανάγκη, η ολική επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας μπορεί να αυξηθεί προσθέτοντας τον απαιτούμενο αριθμό πλακών. Για όλους αυτούς τους λόγους ο εναλλάκτης τύπου πλακών με παρεμβύσματα βρίσκει εφαρμογή σε πολλά πεδία, μερικά από οποία είναι:

- Η βιομηχανία τροφίμων (κυρίως για την παστερίωση προϊόντων)
- Τα συστήματα ψύξης (κατηγορίες ψυγείων, air-condition)
- Τα συστήματα θέρμανσης (κτιρίων, ξενοδοχείων)
- Οι σταθμοί παραγωγής και συμπαραγωγής ενέργειας
- Οι ναυτικές εφαρμογές
- Η χημική βιομηχανία (πετροχημικά, φαρμακευτικά, λιπαντικά ή και αέρια προϊόντα)
- Οι μονάδες ανακύκλωσης (π.χ. χαρτιού)

Οι σημερινοί εναλλάκτες πλακών διατίθενται από πλήθος προμηθευτών που δραστηριοποιούνται στον εξοπλισμό μεταφοράς θερμότητας, οι οποίοι διαθέτουν μεγάλη ποικιλία προϊόντων για κάθε εφαρμογή. Υπάρχουν πολλές επιλογές αναφορικά με το μέγεθος του εναλλάκτη, τα υλικά κατασκευής και τη μορφή των πτυχώσεων ή των σημείων εισόδου των ρευστών (Εικόνες 1.3 και 1.4).

Ωστόσο, η αντοχή του υλικού που χρησιμοποιείται για παρέμβυσμα (Εικόνα 1.5), δεν αντέχει σε υψηλές θερμοκρασίες και πιέσεις και το γεγονός αυτό αποτελεί το βασικό περιορισμό στη χρησιμοποίηση ενός πλακοειδούς εναλλάκτη. Το ανώτατο όριο των θερμοκρασιών κυμαίνεται στους 250°C, ενώ η πίεση λειτουργίας περιορίζεται στα 3 MPa, επομένως ο πλακοειδής εναλλάκτης κρίνεται ακατάλληλος για χρήση σε τέτοιες περιπτώσεις. Η πτώση πίεσης είναι γενικότερα το σημείο που δίνεται ιδιαίτερη προσοχή στον σχεδιασμό των εναλλακτών θερμότητας και σε καμία περίπτωση δεν πρέπει να ξεπερνά το ανώτατο όριο που καθορίζεται για κάθε τύπο εναλλάκτη. Για το λόγο αυτό κατασκευάστηκε ο πλακοειδής εναλλάκτης με συγκολλημένες πλάκες (brazed plate heat exchanger), ο οποίος όμως κοστίζει επιπλέον 25-30%.



Εικόνα 1.3: Μερικές από τις σύγχρονες πλάκες που διατίθενται στην αγορά [12].



Εικόνα 1.4: Διάφορα μεγέθη πλακοειδών εναλλακτών [12].



Εικόνα 1.5: Τοποθέτηση παρεμβύσματος σε μία πλάκα του εναλλάκτη [12].

1.6 Κριτήρια Επιλογής Εναλλακτών

Μία από τις σημαντικές ενέργειες ενός Μηχανικού είναι να επιλέξει μέσα από μία πληθώρα ετοιμοπαράδοτων εναλλακτών θερμότητας διαφόρων τύπων, τον καταλληλότερο εναλλάκτη προς χρήση. Οι παράγοντες που καθορίζουν την απόφαση αυτή είναι πολλοί και με διαφορετικό συντελεστή βαρύτητας ο καθένας. Ο σύγχρονος Μηχανικός έχει στη διάθεσή του ορισμένα χρήσιμα διαγράμματα, πρότυπα αλλά και προγράμματα στα οποία μπορεί να καταφύγει, ωστόσο ο συνδυασμός των παραγόντων που τίθονται ως περιορισμοί σπάνια είναι ίδιοι. Έτσι οι πληροφορίες αυτές είναι χρήσιμες για τον γρήγορο αποκλεισμό ορισμένων τύπων. Οι κυριότεροι από τους παράγοντες αυτούς είναι οι ακόλουθοι:

Ο Ρυθμός Μεταφοράς Θερμότητας

Ο ρυθμός Μεταφοράς Θερμότητας είναι η σημαντικότερη ποσότητα κατά την επιλογή ενός εναλλάκτη. Ο εναλλάκτης που θα επιλεχθεί θα πρέπει να εξασφαλίσει ένα συγκεκριμένο ρυθμό μεταφορά θερμότητας, ώστε να επιτευχθεί η θερμοκρασιακή μεταβολή του ρευστού σε καθορισμένη παροχή μάζας.

Το Κόστος

Οι οικονομικοί περιορισμοί παίζουν σημαντικότατο ρόλο στην επιλογή των εναλλακτών. Οι ετοιμοπαράδοτοι εναλλάκτες κοστίζουν πολύ λιγότερο από τους κατά παραγγελία εναλλάκτες, ωστόσο ενδέχεται κανένας από τους υπάρχοντες στην αγορά εναλλάκτες να μη μπορεί να επιτελέσει την εργασία για την οποία προορίζεται [1]. Έτσι η κατασκευή του είναι αναγκαία, ιδιαίτερα όταν χρειάζεται να ενταχθεί σε μία ολοκληρωμένη διάταξη. Το χαρακτηριστικό μέγεθος για την κοστολόγηση των εναλλακτών είναι η επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας Α. Σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [4], το πάγιο κόστος ενός εναλλάκτη C_f δίνεται από τον τύπο:

$$\mathbf{C}_{\mathbf{f}} = \mathbf{f}_{\mathbf{d}} \cdot \mathbf{f}_{\mathbf{m}} \cdot \mathbf{f}_{\mathbf{p}} \cdot \mathbf{C}_{\mathbf{b}} \tag{1-17}$$

Όπου

 f_d =exp[-1.1156+0.0906 · (lnA)], παράγοντας ο οποίος εξαρτάται από το τύπο του εναλλάκτη

f_m=1.204+0.50764 $^{\cdot}$ (lnA), παράγοντας ο οποίος εξαρτάται από το υλικό της κατασκευής

Το αποτέλεσμα της παραπάνω σχέσης αναπροσαρμόζεται κάθε έτος με τη βοήθεια των οικονομικών δεικτών του περιοδικού *Chemical Engineering*, ώστε να υπολογιστεί το κόστος αγοράς και εγκατάστασης του εναλλάκτη.

Η Πτώση Πίεσης

Η Πτώση πίεσης δημιουργείται μέσα στον εναλλάκτη από τις συνθήκες ροής των ρευστών και σχετίζεται άμεσα με την ισχύ άντλησης. Αυξημένες πτώσεις πίεσης εντός του εναλλάκτη αυξάνουν την ισχύ άντλησης και συνεπώς το λειτουργικό κόστος του εναλλάκτη, διότι τα βοηθητικά εξαρτήματα (αντλίες, ανεμιστήρες) που χρησιμοποιούνται για την άντληση των ρευστών καταναλώνουν ενέργεια. Πέρα από τον οικονομικό παράγοντα, και οι απαιτήσεις της διεργασίας συχνά επιβάλλουν μικρή πτώση πίεσης διότι ενδέχεται τα κατασκευαστικά υλικά να μην αντέχουν τις τάσεις αυξημένων πιέσεων και θερμοκρασιών. Ωστόσο, η μειωμένη πτώση πίεσης δεν αποτελεί κανόνα, διότι έχει παρατηρηθεί ότι μειώνεται ταυτόχρονα ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας και συνεπώς θα χρειαστεί ένας μεγαλύτερος εναλλάκτης για να επιτελέσει το ίδιο καθήκον. Με αυτή τη λογική αυξάνεται πάλι το αρχικό κόστος αγοράς. Συνεπώς απαιτείται να βρεθεί μια χρυσή τομή ανάμεσα στην πτώση πίεσης και το μέγεθος του εναλλάκτη.

Το Μέγεθος και το Βάρος

Γενικά είναι προτιμότερο ο εναλλάκτης θερμότητας να είναι όσο το δυνατόν μικρότερος και ελαφρύτερος. Ιδιαίτερα σε ορισμένες εφαρμογές, όπως στην αεροναυπηγική και την αυτοκινητοβιομηχανία το μικρό μέγεθος και βάρος επιβάλλονται. Δεδομένου ότι το κόστος ενός εναλλάκτη επηρεάζεται κυρίως από την επιφάνειά του A, ένας μεγαλύτερος εναλλάκτης κοστίζει περισσότερο.

Το Είδος και οι Ιδιότητες των Ρευστών

Το είδος του εναλλάκτη θερμότητας που επιλέγεται επηρεάζεται από τις ιδιότητες και τη χημική συμπεριφορά των ρευστών, ιδιαίτερα όταν στη διεργασία περιλαμβάνεται και αλλαγή φάσης κάποιου ρευστού.

Τα Υλικά Κατασκευής

Τα υλικά που χρησιμοποιούνται για την κατασκευή ενός εναλλάκτη ενδέχεται να μην αντέχουν κάτω από ορισμένες συνθήκες λειτουργίας, όπως μεγάλες θερμοκρασιακές διαφορές. Σε αυτήν την περίπτωση τίθεται πρόβλημα διαφορικής θερμικής διαστολής. Επιπλέον όταν γίνεται χρήση ενός διαβρωτικού ρευστού περιορίζονται οι δυνατότητες επιλογής των μετάλλων και συνήθως χρησιμοποιείται το ανοξείδωτο ατσάλι ή το τιτάνιο, τα οποία είναι σχετικά ακριβά υλικά.

Άλλοι Παράγοντες

Υπάρχουν και ορισμένοι άλλοι πολλοί σημαντικοί παράγοντες που επηρεάζουν την τελική επιλογή του αρμόδιου Μηχανικού, όπως η ασφάλεια και η αξιοπιστία του εναλλάκτη, η στεγανότητα για την αποφυγή διαρροών, η ευκολία στη συντήρηση και την επισκευή καθώς επίσης και το χαμηλό επίπεδο θορύβου (συστήματα θέρμανσης και κλιματισμού).

Στο σημείο αυτό αξίζει να σημειωθεί ότι οι περισσότεροι εναλλάκτες δεν λειτουργούν στις συνθήκες για τις οποίες σχεδιάστηκαν. Συνήθως επιλέγεται ένας ετοιμοπαράδοτος εναλλάκτης και αν για παράδειγμα κατά τον σχεδιασμό του, έχει συμπεριληφθεί ο παράγοντας επικαθήσεων R_f (Κεφ.3°,§3.8), αρχικά θα είναι υπερσχεδιασμένος και πριν τη συντήρησή του υποσχεδιασμένος. Οι σύγχρονες διαδικασίες διασφάλισης της ποιότητας, καθιστούν επιτακτικό και αναγκαίο τον έλεγχο του εναλλάκτη που παραλαμβάνεται για να εξακριβωθεί κατά πόσον ισχύουν οι αρχικές προδιαγραφές σχεδιασμού του.

1.7 Σύνοψη Κεφαλαίου

Σε αυτό το Κεφάλαιο, αναπτύχθηκαν χρήσιμα σημεία ενδιαφέροντος αναφορικά με τους εναλλάκτες θερμότητας. Αρχικά κρίθηκε σκόπιμη η σύντομη αναφορά στους τρόπους μετάδοσης της θερμότητας, ώστε να γίνει αντιληπτή από φυσικής σκοπιάς η μεταφορά θερμότητας εντός του εναλλάκτη. Στη συνέχεια σχολιάζονται ορισμένοι από τους σημαντικότερους τύπους εναλλακτών και το ενδιαφέρον επικεντρώνεται στον πλακοειδή εναλλάκτη. Ο τύπος αυτός εναλλάκτη, αποτελεί τη διάταξη μεταφοράς θερμότητας στην οποία εστιάζεται το ενδιαφέρον της παρούσας Εργασίας. Παρατίθεται ακόμη αναλυτικά, η κύρια μέθοδος ανάλυσης των εναλλακτών θερμότητας. Τέλος αναπτύσσονται ορισμένα από τα κύρια σημεία προβληματισμού σχετικά με την επιλογή του κατάλληλου εναλλάκτη για την εκάστοτε εφαρμογή.

Με την ολοκλήρωση του παρόντος κεφαλαίου υπάρχει η απαιτούμενη γνώση ώστε στο επόμενο κεφάλαιο να γίνει κατανοητή η εφαρμογή ενός πλακοειδούς εναλλάκτη σε σταθμό παραγωγής ενέργειας. Περιγράφονται αναλυτικά όλες οι λεπτομέρειες γύρω από το "ενεργειακό φορτίο" που αναλαμβάνει ο εναλλάκτης καθώς και οι συνθήκες λειτουργίας του. Τέλος παρουσιάζονται οι τεχνικές προδιαγραφές και οι δυνατότητες του εξεταζόμενου εναλλάκτη, οι οποίες παρέχονται από την κατασκευάστρια εταιρία.

1.8 Βιβλιογραφία

- Yunus A. Cengel, "Μεταφορά Θερμότητας. Μια Πρακτική Προσέγγιση", Εκδόσεις Τζιόλα, Θεσσαλονίκη, 2005.
- [2] David M. Himmelblau, James B. Riggs, "Βασικές Αρχές και Υπολογισμοί στη Χημική Μηχανική", Εκδόσεις Τζιόλα, 7^η Έκδοση, Θεσσαλονίκη, 2006.
- [3] Γιάννης Θ. Κάππος, "Εφαρμοσμένη Θερμοδυναμική Ι", Εκδόσεις Κλειδάριθμος, Αθήνα, 2001.
- [4] "Φαινόμενα Μεταφοράς ΙΙ, Μεταφορά Θερμότητας και Μάζας, Εναλλάκτες Θερμότητας", Τμήμα Μηχανικών Μεταλλείων Μεταλλουργών, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο.
- [5] Brenda Munz Brienza, Judith B. Gandy, and Lynne, "Heat Exchanger Design Handbook", Hemisphere Publishing Corporation, United States of America, 1983.
- [6] Max S.Peters, Klaus D.Timmerhaus, Ronald E.West, "Σχεδιασμός και Οικονομική Μελέτη Εγκαταστάσεων για Μηχανικούς", Πέμπτη Έκδοση, Εκδόσεις Τζιόλα, Θεσσαλονίκη, 2006.
- [7] T. Kuppan, *"Heat Exchanger Design Handbook"*, Marcel Dekker Inc., United States of America, 2000.
- [8] Γ.Κανάρης Αθανάσιος "Υπολογιστική και Πειραματική Μελέτη για Βέλτιστο Σχεδιασμό Εναλλακτών Θερμότητας Τύπου Πλακών", Τμήμα Χημικών Μηχανικών, Α.Π.Θ., Θεσσαλονίκη, 2008.
- [9] *"Heat Exchangers"*, APV-Aluminum Plant and Vessel Company Ltd. http://www.apv.com/us/products/heatexchangers/Heat+exchangers.asp(12/09/09)
- [10] Εγχειρίδιο ALSTOM, "Lube Oil Cooler", data sheet HTCT 691 502 V0001B.
- [11] L.Wang, B.Sunden and R.M.Manglik, "Plate Heat Exchangers: Design, Applications and Performance", Southampton WIT, 2007.

Κεφάλαιο 2

Εφαρμογές Εναλλακτών Θερμότητας: Περίπτωση Πλακοειδούς Εναλλάκτη σε Σταθμό Παραγωγής Ενέργειας

Περιεχόμενα

2.1 Εισαγωγή	26
2.2 Περιγραφή του Ατμοηλεκτρικού Σταθμού Κομοτηνής	27
2.3 Σύστημα Λίπανσης του Σταθμού	29
2.3.1 Αναγκαιότητα του Συστήματος Λίπανσης	29
2.3.2 Υδροδυναμική Θεωρία Λίπανσης	32
2.3.3 Το Λιπαντικό και οι Ιδιότητές του	34
2.3.4 Λειτουργία Συστήματος Λίπανσης	38
2.3.5 Έλεγχος Συστήματος Λίπανσης	43
2.4 Σύστημα Ψύξης	45
2.4.1 Πλακοειδής Εναλλάκτης του Συστήματος	46
2.5 Σύνοψη Κεφαλαίου	51
2.6 Βιβλιογραφία	53

2.1 Εισαγωγή

Μία διεργασία ή ένα εξάρτημα μεταφοράς θερμότητας -όπως οι εναλλάκτες-, μελετάται με αναλύσεις και υπολογισμούς βασισμένες σε νόμους και αξιώματα που διέπουν τη Μεταφορά Θερμότητας και κατόπιν υπολογίζεται η απόδοση τους σε

σχεδιαστικό επίπεδο. Ωστόσο, είναι δυνατό να πραγματοποιηθεί μια ανάλογη μελέτη σε πειραματικό επίπεδο, με τις διαδικασίες του ελέγχου και της διεξαγωγής μετρήσεων, με στόχο τον προσδιορισμό της πραγματικής απόδοσης ενός εναλλάκτη. Είναι προφανές ότι στην τελευταία περίπτωση η μελέτη προϋποθέτει την ύπαρξη ενός πραγματικού φυσικού συστήματος. Το κύριο πλεονέκτημα αυτής της μεθόδου είναι ότι το αποτέλεσμα είναι πραγματικό, μέσα στα όρια πάντοτε του πειραματικού σφάλματος.

Για την πραγματοποίηση μίας ανάλογης πειραματικής μελέτης, επιλέχθηκε ο όπου μετά ατμοηλεκτρικός σταθμός ΑΗΣ Κομοτηνής της ΔΕΗ, από προγραμματισμένες συναντήσεις συλλέχθηκαν επαρκή στοιχεία για την λειτουργία ενός πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας σε πρακτικό επίπεδο. Με τον τρόπο αυτό, ο εξεταζόμενος εναλλάκτης αντιμετωπίζεται όχι απλά ως ένα μεμονομένο εξάρτημα μεταφοράς θερμότητας, αλλά ενταγμένος σε ένα συγκεκριμένο σύνολο μαζί με άλλους μηγανισμούς. Συγκεκριμένα μελετάται το σύστημα λίπανσης του αεροστροβίλου του σταθμού και προσδιορίζεται το ενεργειακό καθήκον που αναλογεί στον εναλλάκτη ώντας μέρος του συγκεκριμένου συστήματος. Οι επισκέψεις που πραγματοποιήθηκαν με σκοπό μια ολοκληρωμένη εικόνα σχετικά με τον πλακοειδή εναλλάκτη, καλύπτουν το χρονικό διάστημα ενός περίπου έτους. Αξίζει να τονιστεί ότι στο διάστημα αυτό πραγματοποιήθηκε η πρώτη μεγάλη συντήρηση του σταθμού από την αρχή της λειτουργίας του το έτος 2000.

Στο παρόν Κεφάλαιο αρχικά γίνεται μια συνοπτική αναφορά στη λετουργία της ηλεκτροπαραγωγικής μονάδας. Στη συνέχεια γίνεται μια αναλυτική παρουσίαση του συστήματος λίπανσης με ταυτόχρονη επεξήγηση των επιμέρους μηχανισμών που το αποτελούν. Με το τρόπο αυτό αποσαφηνίζονται οι λετομέρειες και τα περιθώρια για μια σωστή λίπανση, γεγονός που καθορίζει το "ενεργειακό καθήκον" του εξεταζομένου εναλλάκτη αναφορικά με τη ψύξη του λιπαντικού. Παρουσιάζονται τέλος, όλες οι τεχνικές προδιαγραφές και οι δυνατότητες του εναλλάκτη που έχει επιλεγεί ώστε να ανταπεξέλθει στο καθήκον αυτό.

2.2 Περιγραφή του Ατμοηλεκτρικού Σταθμού Κομοτηνής

Ο ατμοηλεκτρικός σταθμός-ΑΗΣ Κομοτηνής (Εικόνα 2.1), από την άποψη των σχεδιαστικών και τεχνολογικών προδιαγραφών του, είναι ο πλέον σύγχρονος σταθμός της ΔΕΗ στην ελληνική επικράτεια, ενώ ταυτόχρονα αποτελεί πρότυπο και σε ευρωπαϊκό επίπεδο. Η λειτουργία του σταθμού συμβάλλει ουσιαστικά στην κάλυψη των αναγκών της χώρας σε ηλεκτρική ενέργεια, ενώ παράλληλα έχουν ληφθεί όλα τα απαραίτητα μέτρα για την αποφυγή οποιασδήποτε κατάστασης που θα επιβάρυνε το φυσικό και το αστικό περιβάλλον του.



Εικόνα 2.1 : Ατμοηλεκτρικός σταθμός - ΑΗΣ Κομοτηνής.

Το σύστημα ηλεκτροπαραγωγής αποτελείται κυρίως από δύο αεροστρόβιλους (GT_1 και GT_2) και έναν ατμοστρόβιλο (ST) καθένας από τους οποίους είναι συνδεδεμένος με μία γεννήτρια. Οι εγκαταστάσεις έχουν σχεδιαστεί προκειμένου να λειτουργούν σε 24ωρη βάση σε μέγιστο ή σε μερικό φορτίο με δυνατότητα εβδομαδιαίων εκκινήσεων και κρατήσεων του ατμοστροβίλου και των αεροστροβίλων, οι οποίοι παραμένουν εκτός λειτουργίας κάθε βράδυ.

Η ηλεκτροπαραγωγή πραγματοποιείται από τις τρεις ηλεκτρογεννήτριες οι οποίες σε λειτουργία συνδυασμένου κύκλου (CC), παράγουν 476.3 MW ηλεκτρικής ενέργειας στο δίκτυο σε συνεχή λειτουργία. Ως κύριο καύσιμο για τη λειτουργία του σταθμού χρησιμοποιείται το φυσικό αέριο και ως εφεδρικό το πετρέλαιο diesel. Σε περίπτωση αποσύνδεσης της μονάδας από το δίκτυο (black out) η λειτουργία των εγκαταστάσεων είναι δυνατή σε κατάσταση αυτοτροφοδότησης (Island Operation), στην οποία και παραμένει έως τη στιγμή που η επανασύνδεση με το δίκτυο καταστεί εφικτή [1].

Το κεντρικό αντικείμενο μελέτης, δηλαδή ο πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας, αποτελεί τμήμα του συστήματος λίπανσης του αεροστροβίλου GT₂. Η αναγκαιότητα για σωστή λίπανση αποτελεί ένα κρίσιμο παράγοντα για την ομαλή λειτουργία όχι μόνο του υπό εξέταση σταθμού, αλλά όλων των σύγχρονων βιομηχανικών μονάδων.

2.3 Σύστημα Λίπανσης του Σταθμού

Τα κυριότερα κινούμενα μέρη μίας μηχανής λιπαίνονται προκειμένου να απουσιάσουν ή τουλάχιστον να μετριαστούν ως ένα βαθμό, οι αναπτυσσόμενες λόγω της κίνησης τριβές. Το σύστημα λίπανσης και το χρησιμοποιούμενο λιπαντικό μέσο επιτελούν τις εξής διεργασίες:

- Μειώνουν την αντίσταση τριβής ώστε η εργαζόμενη μηχανή (αεροστρόβιλος)
 να έχει όσο το δυνατόν μέγιστη μηχανική απόδοση.
- Προστατεύουν την μηχανή από την φθορά που προκαλείται κατά την διάρκεια της λειτουργίας της.
- Συμβάλλουν στην ψύξη όλων των καταπονούμενων περιοχών της μηχανής.
- Συμβάλλουν στην απομάκρυνση των υπολειμμάτων από τις λιπαινόμενες περιοχές.
- Διατηρούν την διαρροή αερίων και λαδιού σε χαμηλά επίπεδα [2].

Υπολογίζεται ότι περίπου το 60% των μηχανικών βλαβών οφείλεται σε ανεπαρκή λίπανση. Μια ένδειξη αποτελούν οι αστοχίες των εδράνων, εκ των οποίων περισσότερες από τις μισές οφείλονται στη λίπανση. Αν γίνουν οι ανάλογοι υπολογισμοί, προκύπτει το συμπέρασμα των ερευνητών του Massachusetts Institute of Technology-MIT πως το 6% με 7% του ακαθάριστου εθνικού προϊόντος των Ηνωμένων Πολιτειών της Αμερικής, ξοδεύεται για επισκευές φθορών που προέρχονται από ανεπαρκή λίπανση. Το ποσό αυτό ανέρχεται περίπου σε 240 δισεκατομμύρια δολάρια το χρόνο [3]. Ακόμη αναφέρεται ότι η ανεπάρκεια λίπανσης είναι υπεύθυνη για το 70% των πρόωρων φθορών των βασικών στοιχείων μηχανών [4].

2.3.1 Αναγκαιότητα του Σύστηματος Λίπανσης

Στην παρούσα Διπλωματική Εργασία μελετάται η λειτουργία ενός πλακοειδούς εναλλάκτη, ο οποίος έχει επιφορτιστεί με το καθήκον της ψύξης του λιπαντικού των εδράνων ολίσθησης του αεροστρόβιλου GT_2 και της γεννήτριας, που είναι προσαρμοσμένη στον ίδιο άξονα (Σχήμα 2.1). Η σπουδαιότητα του ρόλου αυτού θα γίνει απόλυτα κατανοητή, εάν αποσαφηνιστούν οι λεπτομέρειες αναφορικά με την αναγκαιότητα ενός αποτελεσματικού συστήματος λίπανσης.

Ο αεροστρόβιλος GT_2 είναι κατασκευής ABB τύπου GT 13 E2, πλήρως εξοπλισμένος για λειτουργία με διπλό καύσιμο. Στον ίδιο άξονα του κάθε αεροστροβίλου που περιστρέφεται με ταχύτητα 3000 rpm είναι προσαρμοσμένα:

- Ένας υποηχητικός αξονικός συμπιεστής (compressor) 21 βαθμίδων, με οδηγητικά μεταβλητά πτερύγια εισαγωγής
- Ένας αερόψυκτος στρόβιλος (turbine) 5 βαθμίδων
- Ο ρότορας της αερόψυκτης γεννήτριας (generator) τύπου WY21Z-092LLT με το στατό σύστημα διέγερσης της και τον στατό μετατροπέα συχνότητας, που επιτρέπει την χρήση της γεννήτριας σαν κινητήρα για την εκκίνηση του αεροστροβίλου. Πρόκειται για μια σύγχρονη διπολική γεννήτρια και η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια είναι τάσεως 16 KV και συχνότητας 50 Hz
- Ένας ενιαίος δακτυλιοειδής θάλαμος καύσης με 72 περιβαλλοντικούς καυστήρες EV [1].



Σχήμα 2.1: Σχέδιο αεροστροβίλου [1].

Από τα παραπάνω έχει γίνει αντιληπτό ότι ο άξονας (ρότορας) του αεροστρόβιλου περιστρέφεται με ταχύτητα 3000 rpm, ενώ το συνολικό βάρος όλων των τεμαχίων που φέρει -συμπεριλαμβανομένης και της γεννήτριας-, υπολογίζεται περί τους 127 τόνους. Συνεπώς δημιουργούνται μεγάλα ακτινικά και αξονικά φορτία κατά τη λειτουργία του. Για το λόγο αυτό υπάρχουν τα **έδρανα ολίσθησης** ή

κουζινέτα (Σχήμα 2.2), έτσι ώστε να παραλαμβάνουν τα φορτία αυτά και κατόπιν να τα μεταφέρουν σε σταθερά μέρη (κιβώτια μειωτήρων, θεμέλια), επιτρέποντας στον άξονα να περιστρέφεται μέσα στις φωλεές των εδράνων.

Τα έδρανα ολίσθησης αποτελούνται από δύο κύρια τμήματα, το σταθερό (στάτης για κυκλική γεωμετρία) και το κινούμενο (στροφείο ή ρότορα επίσης για κυκλική γεωμετρία) που ολισθαίνει επάνω (ή μέσα) στο σταθερό. Υπό συνθήκες κανονικής λίπανσης, τα δύο τμήματα χωρίζονται από ένα στρώμα λιπαντικού (κυρτωμένη σφήνα λιπαντικού), μέσω του οποίου μεταβιβάζονται οι δυνάμεις από το κινούμενο προς το σταθερό με την προϋπόθεση ότι το φορτίο είναι μικρότερο μιας οριακής τιμής (φορτοϊκανότητα του εδράνου) [5].



Σχήμα 2.2: α. έδρανο ολίσθησης, β. τομή εδράνου ολίσθησης (1. σώμα εδράνου, 2. κάλυμμα, 3. διαιρούμενος τριβέας, 4. κοχλίες σύνδεσης σώματος και καλύμματος, 5. τρύπες κοχλιών για τη στήριζη του εδράνου, 6. υποδοχή λιπαντήρα)

Ο άξονας και οι εσωτερικές επιφάνειες των εδράνων δεν πρέπει να εφάπτονται, διότι σε μία τέτοια περίπτωση αναπτύσσεται βαθμιαία υψηλή θερμότητα από την παρουσία τριβής μεταξύ των υλικών, με τελικό επακόλουθο την καταστροφή των επιφανειών και την συγκόλλησή τους [6]. Προκειμένου να μειωθεί η τριβή και η φθορά των υλικών, οι επιφάνειες ολίσθησης δεν εφάπτονται και μεταξύ τους παρεμβάλλεται ένα στρώμα λιπαντικού. Ωστόσο η διαδικασία της σωστής λίπανσης των εδράνων είναι αρκετά πολύπλοκη και έχει αναπτυχθεί για το λόγο αυτό η Υδροδυναμική Θεωρία της Λίπανσης.

Ένα μέρος της παραγόμενης θερμότητα εξαιτίας της τριβής, διοχετεύεται στο περιβάλλον από τον άξονα του αεροστροβίλου, το λιπαντικό και το κέλυφος του εδράνου, κυρίως με θερμική αγωγή. Σε έδρανα στροβίλων με μεγάλα φορτία και υψηλές ταχύτητες περιστροφής, το μεγαλύτερο μέρος της θερμότητας απάγεται από το λιπαντικό και μόνο ένα πολύ μικρό μέρος της θερμότητας από το κέλυφός των εδράνων. Σε αυτές τις περιπτώσεις, όπου η αναπτυσσόμενη θερμότητα εντός του εδράνου είναι μεγαλύτερη από αυτή που μπορεί να διαφύγει στο περιβάλλον, απαιτείται να εφαρμοστεί μια πρόσθετη ψύξη του λιπαντικού με τη βεβιασμένη κυκλοφορία του λιπαντικού από το έδρανο [7].

Λαμβάνοντας υπόψη όλα τα παραπάνω, καθώς επίσης το μέγεθος και το είδος των φορτίσεων συνυπολογίζοντας και το βέλος κάμψης του άξονα, ο σχεδιαστής της μονάδας επέλεξε να τοποθετήσει συνολικά 5 ακτινικά ή εγκάρσια έδρανα ολίσθησης και ένα αξονικό (thrust bearing) σε συγκεκριμένα σημεία κατά μήκος του άξονα του αεροστροβίλου συνολικού μήκους 24.5 m (Σχήμα 2.3).



Σχήμα 2.3: Διάγραμμα απεικόνισης των εδράνων ολίσθησης στον άξονα του αεροστροβίλου.

2.3.2 Υδροδυναμική Θεωρία Λίπανσης

Τα περισσότερα έδρανα που απαντώνται στις σύγχρονες εφαρμογές, δουλεύουν με βάση την υδροδυναμική θεωρία της λίπανσης, σύμφωνα με την οποία δημιουργείται μόνη της μια λιπαντική μεμβράνη ικανή να σηκώσει ένα μεγάλο φορτίο. Αυτό το φυσικό φαινόμενο του υδροδυναμικού σφήνα ανακαλύφθηκε το 1883 από τον Tower εργαστηριακά. Ο Άγγλος Φυσικός Reynolds, βασιζόμενος σε αυτή την εργαστηριακή ανακάλυψη, βρήκε ότι το θλιπτικό πεδίο μέσα στο έδρανο δημιουργείται από τις διατμητικές τάσεις που υπάρχουν στα λιπαντικά, όταν τα τελευταία με την περιστροφή του άξονα (ή της ατράκτου) συμπιεστούν μέσα στο συγκλίνον διάκενο μεταξύ άξονα και φωλέως του εδράνου [6].

Μία άψογη λίπανση είναι η σπουδαιότερη προϋπόθεση για την ασφαλή λειτουργία των εδράνων. Για την επίτευξη αυτής της ιδεατής κατάστασης γνωστής ως "υγρά τριβή", σύμφωνα με την υδροδυναμική θεωρία της λίπανσης, πρέπει να πληρούνται οι ακόλουθες συνθήκες :

 Κατά τη διεύθυνση της κίνησης πρέπει να υπάρχει ένα διάκενο το οποίο να στενεύει διαρκώς

- Οι επιφάνειες πρέπει να κινούνται σχετικά η μία ως προς την άλλη
- Το λιπαντικό πρέπει να εμφανίζει πρόσφυση πάνω στις επιφάνειες ολίσθησης

Το σφηνοειδές στρώμα λιπαντικού σε ένα ακτινικό έδρανο ολίσθησης προέρχεται από την εκκεντρότητα e του στροφέα (άξονα) μέσα στην οπή (φωλέα) του εδράνου, λόγω της χάρης του εδράνου (Σχήμα 2.3).



Σχήμα 2.4: Κατανομή της πίεσης του λαδιού σε ένα ακτινικό έδρανο ολίσθησης. α. ανεμπόδιστη κατανομή της πίεσης, β. κατανομή πίεσης που εμποδίζεται από μία εγκοπή, γ. πλάγια όψη [7].

Πριν ο αεροστρόβιλος τεθεί σε λειτουργία, ο στροφέας ακινητεί και εφάπτεται στην εσωτερική επιφάνεια του εδράνου, κάτω από την επίδραση του φορτίου F (Σχήμα 2.4). Την πρώτη στιγμή της εκκίνησης του δεν υπάρχει ακόμη λιπαντικό ανάμεσα στις επιφάνειες ολίσθησης και επικρατεί η λεγόμενη "ξηρά τριβή" (μεγάλος συντελεστής τριβής στην εκκίνηση, f > 0.14). Ο στροφέας που έχει αρχίσει να περιστρέφεται, ανεβαίνει σύμφωνα με την δεξιόστροφη διεύθυνση περιστροφής, στο αριστερό μέρος της οπής. Το λιπαντικό παρασύρεται από τον στροφέα και η ξηρά τριβή μεταβάλλεται σε "ημιυγρά τριβή". Στις συνθήκες αυτές το λιπαντικό αρχίζει να παρεμβάλλεται και να διαχωρίζει τις επιφάνειες τριβής ενώ ο συντελεστής τριβής μειώνεται (f < 0.1). Όσο αυξάνονται οι στροφές, το σφηνοειδές στρώμα λ ιπαντικού που σχηματίζεται αμέσως μετά τη θέση εισόδου του λαδιού, ωθεί όλο και περισσότερο το στροφέα προς τα επάνω και αριστερά της φωλέας. Τέλος σε ένα ορισμένο αριθμό στροφών, τον μεταβατικό αριθμό στροφών nu, ο στροφέας ανασηκώνεται τελείως και ένα συνεχές φίλμ λαδιού παρεμβάλλεται ανάμεσα στον στροφέα και την οπή. Επικρατεί τότε η λεγόμενη "υγρά τριβή" με τη μικρότερη τριβή (f < 0.01) και τις πιο ευνοϊκές συνθήκες ολίσθησης στα έδρανα [7]. Στην πράξη ο ελάχιστος αριθμός στροφών της ατράκτου θα πρέπει να έχει κάποια απόσταση ασφαλείας από τον μεταβατικό αριθμό στροφών, ώστε σε μια διακύμανση του φορτίου να εξασφαλίζεται η λειτουργία των εδράνων στην περιοχή της υγράς τριβής. Το φίλμ του λαδιού είναι συνήθως 10 μm στα μικρά έδρανα και 20-30 μm στα μεγάλα (Σχήμα 2.5).



Σχήμα 2.5: Συντελεστής τριβής μ συναρτήσει των στροφών η για σταθερή μέση πίεση p_m και δυναμικό ιξώδες η [7].

2.3.3 Το Λιπαντικό και οι Ιδιότητες του

Το λιπαντικό στα έδρανα ολίσθησης διαδραματίζει καθοριστικό ρόλο, δεδομένου ότι μέσω αυτού γίνεται η μετάδοση της δύναμης και η κινηματική συνύπαρξη των επιφανειών του άξονα και του εδράνου. Συγκεκριμένα προσδιορίζει την ικανότητα φόρτισης του εδράνου, τις απώλειες των τριβών και κατ' επέκταση τον βαθμό απόδοσης, όπως επίσης την φθορά και την ψύξη του εδράνου. Τα λιπαντικά αναπτύσσουν υψηλές πιέσεις της τάξης των 100 N/mm² [5], οπότε μπορούν να φέρουν υψηλά φορτία.

Στην περίπτωση της υδροδυναμικής λίπανσης στο εσωτερικό του λιπαντικού στρώματος αναπτύσσονται διατμητικές δυνάμεις, το μέγεθος των οποίων έχει προσδιορίσει ο *Newton* με τη σχέση:

$$\tau = \mu \left(\frac{\mathrm{d}u}{\mathrm{d}y}\right) \tag{2-1}$$

μ: το ιξώδες του ρευστού λιπαντικού (fluid viscosity)

 $\left(rac{\mathrm{du}}{\mathrm{dy}}
ight)$: η μεταβολή (κλίση) της ταχύτητας κατά μήκος του λιπαντικού

Δεδομένου ότι μέσα στη λιπαντική μεμβράνη δημιουργείται θλιπτικό πεδίο το οποίο περιγράφεται από τους νόμους της υδροδυναμικής και της θερμοδυναμικής, η κίνηση του λιπαντικού μέσα σε ένα σφηνοειδές διάκενο μπορεί να θεωρηθεί ως ροή ενός συνεκτικού ρευστού με ιξώδες μ που περιγράφεται με τις Εξισώσεις *Navier-Stokes*. Οι εξισώσεις αυτές χαρακτηρίζουν την ισορροπία των δυνάμεων από το θλιπτικό πεδίο και των δυνάμεων τριβής [6].

$$\frac{\partial \mathbf{p}}{\partial \mathbf{x}} = \mu \left(\frac{\partial^2 \mathbf{u}}{\partial \mathbf{x}^2} + \frac{\partial^2 \mathbf{u}}{\partial \mathbf{y}^2} + \frac{\partial^2 \mathbf{u}}{\partial \mathbf{z}^2} \right)$$
(2-2)

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \mu \left(\frac{\partial^2 \upsilon}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \upsilon}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \upsilon}{\partial z^2} \right)$$
(2-3)

$$\frac{\partial \mathbf{p}}{\partial z} = \mu \left(\frac{\partial^2 \mathbf{w}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \mathbf{w}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \mathbf{w}}{\partial z^2} \right)$$
(2-4)

Η πρώτη ύλη για την παρασκευή των λιπαντικών είναι το αργό πετρέλαιο, το οποίο λαμβάνεται από πετρελαιοπηγές συνήθως σε συνύπαρξη με άλλα συστατικά, νερό και αέρια. Με συνεχείς αποστάξεις και κατεργασίες που πραγματοποιούνται στα διυλιστήρια, παράγονται οι βασικές ουσίες λίπανσης οι οποίες αποτελούν την κύρια ουσία των ορυκτελαίων (λάδια) και των λιπών (γράσα) [8]. Υπάρχουν ωστόσο και λιπαντικά που αποτελούν μείγματα διαφόρων χημικών ενώσεων και ονομάζονται συνθετικά λιπαντικά. Οι βασικές απαιτήσεις που πρέπει να ικανοποιεί κάθε ουσία που προορίζεται για λιπαντικό είναι οι εξής:

- Να έχει την κατάλληλη τιμή ιζώδους, δηλαδή να είναι τόσο λεπτόρρευστο ή παχύρευστο απαιτείται για κάθε εφαρμογή. Στις περιπτώσεις όπου το ιξώδες είναι μεγαλύτερο από το κανονικό, δυσχεραίνεται η εκκίνηση αλλά και η περιστροφή του άξονα με συνέπεια την απώλεια ισχύος. Αντιδιαμετρικά όταν το ιξώδες έχει χαμηλότερη από την απαιτούμενη τιμή, υπάρχει ο κίνδυνος της απώλειας της λιπαντικής μεμβράνης μεταξύ των επιφανειών
- Να διαθέτει αντιδιαβρωτικές ιδιότητες, δηλαδή να μη υπάρχει κίνδυνος διάβρωσης των μεταλλικών επιφανειών που διαβρέχει. Στην πραγματικότητα τα λιπαντικά λειτουργούν ως ανασταλτικοί παράγοντες στη διάβρωση των μετάλλων, μια ικανότητα που έχουν κυρίως τα ορυκτέλαια.
- Να εμφανίζει ικανοποιητική πρόσφυση, δηλαδή να προσκολλάται με τέτοια δύναμη στις μεταλλικές επιφάνειες που διαβρέχει, ώστε η προστασία τους από τη διάβρωση να συνεχίζει ακόμα και όταν ο αεροστρόβιλος δεν λειτουργεί.
- Να παρουσιάζει χημική σταθερότητα, δηλαδή να μην αλλοιώνεται από παράγοντες που συναντά κατά τη διαδρομή του στο εκάστοτε σύστημα λίπανσης. Σημαντικότερος παράγοντας είναι η θερμοκρασία, δεδομένου ότι τα λιπαντικά "γερνούν" με την πάροδο του χρόνου. Το φαινόμενο αυτό εντείνεται στις υψηλές θερμοκρασίες, γι' αυτό και η συνήθης θερμοκρασία λειτουργίας των εδράνων είναι 50-60 °C [6]. Στους 50 °C η τάση του λιπαντικού να αλλοιώνεται είναι ακόμα μικρή. Σε υψηλότερες θερμοκρασίες όμως απαιτούνται λιπαντικά, τα οποία υπόκεινται σε ειδική κατεργασία για να αντέχουν.

Γίνεται αντιληπτό ότι η θερμοκρασία είναι ένας κρίσιμος παράγοντας για την ασφαλή λειτουργία των εδράνων ολίσθησης. Αξίζει να τονιστεί ότι το ιξώδες μεταβάλλεται πολύ έντονα με την μεταβολή της θερμοκρασίας (Σχήμα 2.6). Συγκεκριμένα, όσο αυξάνεται η θερμοκρασία, τόσο μειώνεται το ιξώδες και το λιπαντικό γίνεται λεπτόρρευστο, ενώ αντιθέτως όσο μειώνεται η θερμοκρασία, έχουμε αύξηση του ιξώδους και το λιπαντικό γίνεται παχύρευστο. Συνεπώς απαιτείται ο προσδιορισμός της τιμής εκείνης της θερμοκρασίας, η οποία θα βελτιστοποιεί την λειτουργία των εδράνων και θα εγγυάται την μέγιστη διάρκεια ζωής τους.



Σχήμα 2.6: Δυναμικό ιξώδες η συναρτήσει της θερμοκρασίας, για λάδια λίπανσης κατά DIN 51519 με πυκνότητα $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ [7].

Η σημασία του ιξώδους του λιπαντικού είναι τόσο μεγάλη, που ανάλογα με τη τιμή του αποτελεί βασικό γνώρισμα για την κατάταξη των λιπαντικών σε κατηγορίες, μετρημένο πάντα σε μια θερμοκρασία αναφοράς. Από το έτος 1975 ο Διεθνής Οργανισμός Τυποποίησης ISO (International Standardization Organisation), έχει καθιερώσει ένα νέο σύστημα ταξινόμησης των ορυκτελαίων που έχει γίνει δεκτό από τις περισσότερες χώρες του κόσμου και τείνει να εκτοπίσει όλα τα παλαιότερα συστήματα (SAE_Society of Automotive Engineers, AGMA_American Gear Manufacturer's Association, API_American Petroleum Institute, ACEA_Association des Constructeurs Europeens d'Automobiles) [9]. Σύμφωνα με το σύστημα αυτό, που καλύπτεται από το πρότυπο ISO 3448, η συνεκτικότητα (ιξώδες), εκφράζεται σε μονάδες centistokes (1cSt=10⁻⁶ m²/s) σε θερμοκρασία 40 °C, που είναι αντιπροσωπευτική των θερμοκρασιών λειτουργίας των λιπαντικών στις περισσότερες εφαρμογές.

Η ταξινόμηση ISO VG (ISO Viscosity Grades), καθορίζει 18 κλάσεις ρευστότητας από 2 μέχρι 1500 cSt στους 40 °C, που καλύπτουν όλα τα προϊόντα (Πίνακας 2.1). Η κάθε κλάση χαρακτηρίζεται και αριθμείται από το ιξώδες στο μέσο των ορίων της, με επέκταση ±10 από την τιμή αυτή. Για παράδειγμα, ISO VG 10 είναι το λιπαντικό με ιξώδες από 9 μέχρι 11 cSt μετρημένο σε θερμοκρασία 40 °C, το οποίο αντιπροσωπεύεται με τη μέση τιμή των 10 cSt. Με τη διεθνή αναγνώριση του συστήματος ISO από τους κατασκευαστές των μηχανών και μηχανημάτων, διευκολύνονται σημαντικά τόσο οι Μηχανικοί όσο και οι προμηθευτές λιπαντικών στην επιλογή του κατάλληλου για κάθε περίπτωση λιπαντικού.

Τα λιπαντικά που χρησιμοποιούνται κατά κόρον στα έδρανα ολίσθησης είναι τα ορυκτέλαια (λάδια), διότι παρουσιάζουν καλύτερη πρόσφυση από τα γράσα, τα οποία είναι στερεά ή ημίρρευστα προϊόντα [8]. Στην εξεταζόμενη περίπτωση το λιπαντικό που χρησιμοποιείται για τη λίπανση των εδράνων του αεροστροβίλου είναι το ISO VG 46, το οποίο στους 40 °C έχει τιμή ιξώδους ίση με 46 cSt. Μάλιστα τα λάδια ISO VG 32 και ISO VG 46, είναι αυτά που χρησιμοποιούνται συνήθως για τη λίπανση αεροστροβίλων και ατμοστροβίλων.

Επιπρόσθετα μπορεί να αναφερθεί, ότι ο συγκεκριμένος τύπος λαδιού προτιμάται στις περιπτώσεις όπου η θερμοκρασία εισόδου του λιπαντικού στα έδρανα είναι από 40 °C έως 50 °C. Σε αυτή την εφαρμογή το λάδι πρέπει να έχει θερμοκρασία εισόδου στα περιστρεφόμενα έδρανα ίση με 45 °C, τιμή προκύπτει από το ισοζύγιο θερμότητας του εδράνου. Το ISO VG 32 δεν ενδείκνειται για θερμοκρασίες πάνω από τους 45 °C, ενώ το ISO VG 68 εργάζεται σε θερμοκρασίες κοντά στους 50 °C και πάνω.

	Ομάδα	Μέσος όρος	Ελάχιστο όριο	Μέγιστο όριο
Αριθμός	ρευστότητας	ιξώδους (cSt)	ιξώδους στους	ιξώδους στους
κλάσης	κατά ISO	στους 40°C	40°C	40°C
1η	ISO VG 2	2.2	1.98	2.42
2η	ISO VG 3	3.2	2.88	3.52
3η	ISO VG 5	4.6	4.14	5.06
4η	ISO VG 7	6.8	6.12	7.48
5ղ	ISO VG 10	10	9	11
6η	ISO VG 15	15	13.5	16.5
7η	ISO VG 22	22	19.8	24.2
8η	ISO VG 32	32	28.8	35.2
9ղ	ISO VG 46	46	41.4	50.6
10η	ISO VG 68	68	64.2	74.6
11η	ISO VG 100	100	90	110
12η	ISO VG 150	150	135	165
13η	ISO VG 220	220	198	242
14η	ISO VG 320	320	288	352
15η	ISO VG 460	460	414	506
16η	ISO VG 680	680	612	748
17η	ISO VG 1000	1000	900	1100
18η	ISO VG 1500	1500	1350	1650

Πίνακας 2.1: Κατάταξη βιομηχανικών λαδιών κατά ISO [9].

Το ISO VG 46 είναι ένα ορυκτέλαιο υψηλής ποιότητας που εμφανίζει εξαιρετική αντίσταση στην οξείδωση και στο σχηματισμό εναποθέσεων. Ακόμη, είναι απαλλαγμένο από ψευδάργυρο ή από άλλα βαριά μέταλλα και βιοδιασπώμενο. Επιπλέον παρουσιάζει ικανοποιητική ικανότητα διαχωρισμού από το νερό, που είναι και ο βασικός κίνδυνος όσον αφορά στη λίπανση των στροβίλων. Τέλος τα ειδικά πρόσθετα που περιέχει, ελαττώνουν δραστικά τον αφρισμό και τον εγκλεισμό φυσαλίδων αέρα, με αποτέλεσμα την βελτίωση της λίπανσης των λιπαινόμενων μερών. Μία φορά το χρόνο γίνεται χημική ανάλυση του λιπαντικού για να διαπιστωθεί το ακριβές ποσοστό της αλλοίωσης του.

2.3.4 Λειτουργία Συστήματος Λίπανσης

Γενικότερα το σύστημα λίπανσης, κρισιμότερο κομμάτι του οποίου αποτελεί η ψύξη του λιπαντικού, προμηθεύει τα έδρανα του αεροστρόβιλου με το απαραίτητο λιπαντικό για την ομαλή λειτουργία τους. Επιπλέον προμηθεύει με λιπαντικό τα έδρανα της ηλεκτρικής γεννήτριας, αλλά επίσης και τα συστήματα ανύψωσης και ενεργείας κατά το κρίσιμο στάδιο της εκκίνησης του αεροστροβίλου. Έτσι το σύστημα λίπανσης σχηματίζει ένα κύκλωμα το οποίο παρέχει λιπαντικό στα έδρανα του αεροστροβίλου και στους εμπλεκόμενους μηχανισμούς. Στα διαγράμματα των Σχημάτων 2.8 και 2.9 απεικονίζεται το σύστημα λίπανσης του σταθμού και στο Σχήμα 2.10 το μέρος του συστήματος λίπανσης που περιλαμβάνει τον εξεταζόμενο εναλλάκτη. Τα κυριότερα μέρη από τα οποία αποτελείται το σύστημα λίπανσης είναι τα εξής:

- Δεξαμενή λιπαντικού (lube oil tank)
- Αντίσταση θέρμανσης λιπαντικού (lube oil heater)
- Κυρίες αντλίες λιπαντικού (main lube oil pumps)
- ✓ Αντλία επείγουσας / έκτακτης ανάγκης (emergency oil pump)
- ✓ Βαλβίδες ελέγχου (check valves)
- Αθροιστής (accumulator)
- Εναλλάκτης ψύξης λιπαντικού (lube oil cooler)
- Ελεγκτική βαλβίδα θερμοκρασίας (lube oil temperature control valve)
- Φίλτρα διπλής διαδρομής (twin-loop lube oil filter)
- Γραμμές τροφοδοσίας λιπαντικού (lube oil supply lines)
- Στόμια τροφοδοσίας λιπαντικού (lube oil supply orifices)
- Γραμμή επιστροφής λιπαντικού (lube oil drain line)
- Βαλβίδα εκτόνωσης λιπαντικού (lube oil vapor extractor)
- Εποπτεία / έλεγχος θερμοκρασίας (temperature supervision)
- Εποπτεία / έλεγχος πίεσης (pressure supervision)

Κατά τη λειτουργία του συστήματος λίπανσης, μία εκ των δύο μηχανοκίνητων αντλιών λίπανσης (Σχήμα 2.7) δυναμικότητας 100% εναλλασσόμενου ρεύματος (10 ή 11), αντλεί από τη δεξαμενή ελαίου (67) την απαραίτητη ποσότητα λιπαντικού για την λίπανση των εδράνων η οποία είναι ίση με 40 l/sec με πίεση 7.05 bar. Σε περίπτωση που η εργαζόμενη αντλία αποτύχει, τότε η δεύτερη τίθεται αυτόματα σε λειτουργία. Στο μικρό αυτό χρονικό διάστημα που απαιτείται για την εναλλαγή των αντλιών ένας αθροιστής πίεσης (14) προμηθεύει το λιπαντικό στο σύστημα λίπανσης [10].



Σχήμα 2.7: (αριστερά) Αντλία λίπανσης και εφεδρική, (δεξιά) τομή αντλίας *(1-pump, 2-coupling, 3-non return valve)* [11].



Σχήμα 2.8: Διάγραμμα απεικόνισης του συστήματος λίπανσης με ειδική αρίθμηση [10].



Σχήμα 2.9: Διάγραμμα απεικόνισης συστήματος λίπανσης [10].



Σχήμα 2.10: Σχέδιο όπου διακρίνονται η δεξαμενή του λιπαντικού (67), οι αντλίες λίπανσης (10 και 11) και ο εναλλάκτης (17), σε πλάγια όψη [10].

Προκειμένου να διασφαλιστεί ότι η θερμοκρασία του λιπαντικού ελαίου διατηρείται μέσα στο εύρος των προκαθορισμένων τιμών το λάδι αποστέλλεται στην τρίοδη βαλβίδα ελέγχου θερμοκρασίας (16). Οπότε η τιμή της τρέχουσας θερμοκρασίας θα καθορίσει την μετέπειτα πορεία του λιπαντικού ως εξής :

- Σε περίπτωση που η θερμοκρασία του λιπαντικού είναι υψηλή, δηλαδή πάνω από 60 °C, τότε όλη η ποσότητά του ρέει προς τον εναλλάκτη ψύξης (17) προκειμένου να ψυχθεί.
- ii. Σε περίπτωση που η θερμοκρασία τού ελαίου βρίσκεται σε ένα ενδιάμεσο επίπεδο τιμών (45-60 °C), ένα ποσοστό του ελαίου ρέει προς τον εναλλάκτη μέσω παράκαμψης, ενώ το υπόλοιπο κατευθύνεται απευθείας προς την τρίοδη βαλβίδα καθώς εξέρχεται από την δεξαμενή.
- iii. Τέλος όταν το λιπαντικό βρίσκεται στην ιδανική θερμοκρασία (45 °C), τότε ολόκληρη η ποσότητα λαδιού κατευθύνεται προς την τρίοδη βαλβίδα και αμέσως μετά στα φίλτρα.

Η θερμότητα μεταφέρεται από το θερμό έλαιο στο σύστημα ψυκτικού μέσου (νερό) διαμέσω του πλακοειδούς εναλλάκτη. Αμέσως μετά την τρίοδη βαλβίδα το λιπαντικό προωθείται στο σύστημα διανομής του ελαίου μέσω των φίλτρων. Στη συνέχεια το έλαιο ρέει μέσω του διπλού φίλτρου (18), προς το σύστημα διανομής (20), το οποίο και το προωθεί στα έδρανα καθώς και σε άλλους χρήστες. Το έλαιο ρέει ανάλογα με το ποσό που απαιτείται κάθε φορά στα επιμέρους στοιχεία του συστήματος και τροφοδοτεί τα ειδικά στόμια που είναι προσαρμοσμένα στις γραμμές του δικτύου πριν από τα τμήματα του άξονα με τα κουζινέτα (έδρανα ολίσθησης). Τελικά το χρησιμοποιημένο λάδι επιστρέφει πίσω στη δεξαμενή διαμέσω ενός ειδικού συστήματος επιστροφής (33) [10]. Στα διάφορα μέρη του συστήματος λίπανσης πρέπει να διατηρείται η πίεση, η θερμοκρασία καθώς και η εξαέρωση του λιπαντικού μέσα σε καθορισμένα πλαίσια, σε όλες τις ενδεχόμενες καταστάσεις λειτουργίας.

- Η πίεση του λιπαντικού ελαίου καθορίζεται από τις αντλίες λίπανσης (10-11)
 και ελέγχεται από τον αθροιστή-accumulator (14).
- Η θερμοκρασία του λιπαντικού που προορίζεται για την λίπανση των εδράνων προέρχεται από τον εναλλάκτη ψύξεως (17) σε συνδυασμό με την τρίοδη βαλβίδα ελέγχου θερμοκρασίας (16).
- Δεδομένου ότι το έλαιο χρειάζεται εξαέρωση, η δεξαμενή λαδιού (67) περιέχει ένα προκαθορισμένο ελάχιστο όγκο ώστε να διασφαλιστεί ότι το έλαιο που επιστρέφει από τις γραμμές επιστροφής (33), παραμένει εκεί για διάστημα ικανό ώστε να απαλλαγεί το λάδι από τις αέριες μάζες που περιέχει. Οι αέριες αυτές μάζες απομακρύνονται από το έλαιο χάρη στην ειδική βαλβίδα εκτόνωσης (46), η οποία εδράζεται επάνω στη δεξαμενή [10].

Ο αερισμός της δεξαμενής εξασφαλίζεται με τη βοήθεια ενός αγωγού που φιλτράρει και τροφοδοτεί με νέο αέρα τη δεξαμενή σε συνδυασμό με ένα στόμιο αερισμού. Αυτό το στόμιο είναι σχεδιασμένο κατά τέτοιο τρόπο ώστε η εκκένωση των ατμών να παράγει και να διατηρεί στο χώρο τα αέρια σε χαμηλή πίεση και επίσης να επιτρέπει την επιστροφή του λαδιού μέσω των σωληνώσεων από τα έδρανα στη δεξαμενή. Αυτή η ενέργεια προστατεύει το σύστημα από ενδεχόμενη διαρροή του ελαίου προερχόμενου από τα έδρανα. Αναφορικά με τους ατμούς που συλλέγονται στν βαλβίδα εκτόνωσης, οδηγούνται έξω από το κύκλωμα με τη χρήση συλλεκτών φλόγας, οι οποίοι είναι προσαρμοσμένοι στα πτερύγια της βαλβίδας και ακολούθως διασκορπίζονται ως καυσαέρια. Τα σωματίδια ελαίου που εμπεριέχονται σε αυτά απομακρύνονται από τα αέρια και επιστρέφουν πίσω στη δεξαμενή μέσω ειδικών γραμμών επιστροφής, που είναι προσαρμοσμένες στα στόμια εξαγωγής [12].

2.3.5 Έλεγχος Συστήματος Λίπανσης

Η ιεραρχική οργάνωση των συστημάτων ελέγχου, προβλέπει σημεία επίβλεψης με τη χρήση τοπικών οργάνων που βρίσκονται σε συγκεκριμένα σημεία στο σύστημα λίπανσης. Επιπρόσθετα έχει διαμορφωθεί ειδικό σύστημα ελέγχου, το οποίο ενημερώνει ηλεκτρονικά τις οθόνες που είναι τοποθετημένες στο δωμάτιο ελέγχου. Όλα τα μέρη που συναποτελούν το σύστημα καθώς και τα τοπικά όργανα, αντιστοιχούν σε συγκεκριμένο και μοναδικό κωδικό (KKS). Σκοπός του συστήματος ελέγχου είναι να εντοπιστούν εγκαίρως οι τιμές εκείνες των ενδείξεων που αποκλίνουν από τα επιτρεπτά όρια. Ακολούθως, Μηχανικοί και Χειριστές με συγκεκριμένες ενέργειες αντιμετωπίζουν τις έκτακτες αυτές καταστάσεις. Κατά τη διάρκεια μιας βάρδιας το σύστημα πρέπει να ελέγχεται τουλάχιστον μία φορά για τα παρακάτω:

- Την απόκλιση των ενδείξεων των τοπικών οργάνων από τις φυσιολογικές τιμές
- Το ύψος της στάθμης της δεξαμενής λαδιού από το γυαλί θέασης
- Τη θερμοκρασία του λιπαντικού αμέσως μετά την έξοδό του από την τρίοδη βαλβίδα
- Την πίεση του συστήματος λίπανσης
- Διαφορετικές τιμές της πίεσης κατά μήκος των φίλτρων
- Διαρροές
- Ασυνήθιστους θορύβους
- Ασυνήθιστους κραδασμούς στις αντλίες και τους αγωγούς

Ένα σύστημα συναγερμού είναι εγκατεστημένο σε ειδικό δωμάτιο ελέγχου για τις παρακάτω περιπτώσεις :

- Ι. Όταν το επίπεδο στάθμης του ελαίου μέσα στη δεξαμενή πέφτει κάτω από το προκαθορισμένο ελάχιστο όριο. Ο συναγερμός ενεργοποιείται όταν η απόσταση μεταξύ ελαίου και πυθμένα της δεξαμενής πλησιάσουν σε απόσταση μικρότερη των 600 mm. Οι πιθανότερες αιτίες σε αυτή τη περίπτωση είναι η απώλεια λιπαντικού εξαιτίας διαρροής, η σταδιακή απώλεια λιπαντικού κάθε φορά που εκτελείται μια διαδρομή, ή το γεγονός ότι το σύστημα λίπανσης βρίσκεται σε διαδικασία εκκίνησης.
- II. Όταν η θερμοκρασία του λαδιού στη δεξαμενή πέφτει κάτω από την προκαθορισμένη ελάχιστη τιμή (T_{MIN}= 20 °C). Οι πιθανότερη αιτία για την ένδειξη αυτή είναι η αποτελεσματικότητα των εναλλακτών θερμότητας.
- III. Όταν η πίεση κατά μήκος του διπλού φίλτρου υπερβαίνει τα επιτρεπτά όρια. Το γεγονός αυτό οφείλεται είτε σε ακαθαρσίες των φίλτρων, είτε στη θερμοκρασία του λιπαντικού. Στην ειδική περίπτωση που η πίεση συνεχίζει να αυξάνεται, μια κατάλληλη βαλβίδα παράκαμψης ανοίγει ώστε να επιτευχθεί εκτόνωση της πίεσης.
- IV. Η θερμοκρασία του λιπαντικού στο ευρύτερο σύστημα διανομής είναι πολύ χαμηλή. Σημαίνει συναγερμός όταν η θερμοκρασία γίνει μικρότερη από τους 45 °C. Πιθανές αιτίες για τη κατάσταση αυτή είναι μια μη επιτρεπτή τιμή του ιξώδους του ελαίου, υψηλή ψύξη εντός του συστήματος ψύξης, ή αναποτελεσματικότητα της τρίοδης βαλβίδας ρύθμισης θερμοκρασίας.

- V. Η θερμοκρασία εντός του συστήματος λίπανσης είναι πολύ υψηλή. Στις περιπτώσεις αυτές η θερμοκρασία ξεπερνά τους 65 °C. Τότε είτε υπάρχει έλλειψη ροής ψυκτικού υγρού (νερό) μέσα στον εναλλάκτη ψύξης, ή το ψυκτικό νερό είναι πολύ θερμό, ή ενεργείται λανθασμένος έλεγχος θερμοκρασίας.
- VI. Η πίεση που προκύπτει από τις αντλίες λίπανσης είναι πολύ χαμηλή. Συναγερμός σημαίνει όταν η πίεση γίνει μικρότερη από τα 5.2 bar (75.4 psi), οπότε και ξεκινά η λειτουργία της εφεδρικής αντλίας. Οπότε διενεργείται έλεγχος για μη αποτελεσματικές αντλίες, εάν το επίπεδο λαδιού στη δεξαμενή είναι πολύ χαμηλό, εάν υπάρχει διαρροή στη δεξαμενή ή εάν το λιπαντικό είναι πολύ κρύο.
- VII. Το μέγεθος της πίεσης στο σύστημα διανομής είναι πολύ χαμηλό. Σε αυτή την περίπτωση δεδομένου ότι οι αντλίες δουλεύουν σωστά και το επίπεδο της δεξαμενής είναι κανονικό, είναι πολύ πιθανό να υπάρχει διαρροή στο σύστημα των αγωγών που μεταφέρουν το λιπαντικό.
- VIII. Όταν οποιαδήποτε από τις τρεις βαλβίδες ασφαλείας ενεργοποιηθεί για κάποιο λόγο [12].

2.4 Σύστημα Ψύξης Λιπαντικού

Κατά τη λειτουργία του αεροστροβίλου αναπτύσσονται πολύ υψηλές θερμοκρασίες με αποτέλεσμα όλα τα εξαρτήματα να απορροφούν θερμότητα. Τα έδρανα απορροφούν μεγάλη ποσότητα θερμότητας, η οποία πρέπει να αφαιρεθεί. Η θερμοκρασία πρέπει να διατηρείται σε ορισμένα όρια, διαφορετικά υπάρχει κίνδυνος να δημιουργηθούν προβλήματα με καταστροφικές συνέπειες για τη λειτουργία ή ακόμη και για τον ίδιο τον αεροστρόβιλο. Το λάδι θερμαίνεται και σε περίπτωση που η θερμότητα δεν απομακρυνθεί καταστρέφεται η προστατευτική λιπαντική μεμβράνη στα τοιχώματα των εδράνων. Σκοπός των συστημάτων ψύξης είναι να διατηρούν τη θερμοκρασία στα αποτελεσματικότερα για τη λειτουργία των εργαζομένων μηχανών επίπεδα.

Στην υπό μελέτη εφαρμογή, το λιπαντικό αναλαμβάνει ταυτόχρονα με τη λίπανση και το ρόλο της ψύξης. Το λάδι εισάγεται στα έδρανα και στη συνέχεια τα εγκαταλείπει θερμότερο κατά 15 °C κατά μέσο όρο. Τα έδρανα λειτουργούν βέλτιστα στους 50-55 °C και άρα αυτή είναι και η μέση θερμοκρασία στόχος για τη συγκεκριμένη εφαρμογή. Συνεπάγεται λοιπόν πως η θερμοκρασία εισαγωγής του λιπαντικού στα έδρανα είναι 45 °C. Η μείωση της θερμοκρασίας του θερμού λαδιού επιτυγχάνεται από τον πλακοειδή εναλλάκτη του συστήματος, στον οποίο εισέρχεται θερμό λιπαντικό μεταβλητής παροχής μάζας έως 40 l/sec. Αυτή είναι και η μέγιστη τιμή παροχής η οποία αντιστοιχεί στο μέγιστο φορτίο του αεροστροβίλου.

Το ψυκτικό μέσο που χρησιμοποιείται για να επιτευχθεί η ψύξη του θερμού λιπαντικού είναι το νερό. Το νερό χρησιμοποιείται συχνά ως ψυκτικό μέσο λόγω χαμηλού κόστους, παρόλο που έχει και μερικά μειονεκτήματα, όπως χαμηλό σημείο βρασμού και υψηλό σημείο πήξης και διάβρωσης των μετάλλων με τα οποία έρχεται σε επαφή. Στη παρούσα εφαρμογή το νερό είναι απιονισμένο και παρέχεται στον εναλλάκτη σε σταθερή παροχή ίση με 20 l/sec. Μετά την έξοδό του από τον πλακοειδή εναλλάκτη, θερμότερο πια επιστρέφει σε έναν εναλλάκτη κελύφουςαυλών, όπου ψύχεται εκ νέου με ψυχρότερο νερό το οποίο προέρχεται από τον πύργο ψύξης της μονάδος. Στον εναλλάκτη κελύφους-αυλών ψύχεται μεγάλη ποσότητα νερού, η οποία διαμοιράζεται σε διάφορα μέρη του σταθμού όπου χρησιμοποιείται ως ψυκτικό μέσο. Συνεπώς γίνεται αντιληπτό ότι το σύστημα ψύξης του νερού είναι μέρος του ευρύτερου συστήματος λίπανσης.

2.4.1 Πλακοειδής Εναλλάκτης του Συστήματος

Όλα τα παραπάνω μαζί με ένα πλήθος άλλων παραγόντων, οι οποίοι αναπτύχθηκαν στο πρώτο Κεφάλαιο, καθορίζουν την διαστασιολόγηση του εναλλάκτη της εφαρμογής. Ο σχεδιαστής του Σταθμού αναζήτησε μέσα από την πληθώρα των εναλλακτών που διαθέτουν οι κατασκευαστές τον καταλληλότερο εναλλάκτη για το σύστημα Ψύξης του λιπαντικού των εδράνων του αεροστροβίλου. Συγκεκριμένα ο ζητούμενος ρυθμός μεταφοράς θερμότητας **Q**, το κόστος, η πτώση πίεσης, το μέγεθος, το βάρος, ο τύπος κατασκευής, τα υλικά και το περιβάλλον λειτουργίας είναι οι κυριότεροι παράγοντες για την τελική επιλογή [13]. Το διάγραμμα ροής που οδήγησε τελικά στην επιλογή του κατάλληλου τύπου εναλλάκτη απεικονίζεται στο Σχήμα 2.11.

Ο εικονιζόμενος εναλλάκτης στην Εικόνα 2.2 είναι αυτός που επιλέχθηκε από τον σχεδιαστή της μονάδας. Είναι πλακοειδής εναλλάκτης τύπου M 107 MGS 16 και κατασκευαστική εταιρία είναι η APV Baker. Δίπλα στον εικονιζόμενο εναλλάκτη υπάρχει ένας πανομοιότυπος, ο οποίος είναι παντοτε σε ετοιμότητα και παραμένει ανενεργός μέχρι τη στιγμή που ο εργαζόμενος κριθεί ακατάλληλος να ανταπεξέλθει στη ψύξη του λιπαντικού ή παρουσιαστεί διαρροή κατά τη λειτουργία του. Στο Σχήμα 2.12 φαίνεται το εσωτερικό και όλα τα επιμέρους τεμάχια του μελετώμενου εναλλάκτη και στον Πίνακα 2.2 δίνονται οι ονομασίες των επιμέρους τεμαχίων.



Σχήμα 2.11: Διάγραμμα ροής (flow chart) για τη διαστασιολόγηση εναλλάκτη θερμότητας κατάλληλου για το σύστημα λίπανσης του αεροστροβίλου.



Εικόνα 2.2: Πλακοειδής εναλλάκτης του συστήματος λίπανσης-ψύξης.



Σχήμα 2.12: Επιμέρους τεμάχια πλακοειδούς εναλλάκτη [14].

Λίστα Τεμαχίων		
Αρίθμηση	Ονομασία	Ποσότητα
1	Πλαίσιο με θύρες εισόδου/εξόδου	1
2	Επάνω οδηγητική ράβδος	1
3	Μετακνούμενο πλάισιο	1
4	Ράβδος στήριξης	1
5	Επιφάνεια πλάκας	-
6	Πακέτο πλακών	Ι (αποτελούμενο από 113 πλάκες)
7	Κάτω οδηγητική ράβδος	1
8	Κοχλίες σύσφιξης	6
9	Συνδετική μεταλλική πλάκα	1
10	Οδηγός συνδετήρας	1
11	Στεγανοποιητικό παρέμβυσμα	_
12	Στεγανοποιημένο ακροφύσιο	4/πλάκα

Πίνακας 2.2: Λίστα τεμαχίων πλακοειδούς εναλλάκτη [14].

Η κατασκευαστική εταιρία έχει προμηθεύσει τον ηλεκτροπαραγωγικό σταθμό με όλες τις απαραίτητες πληροφορίες αναφορικά με τις τεχνικές προδιαγραφές, την απόδοση, τη λειτουργία και την συντήρηση του εναλλάκτη καταχωρημένες σε εγχειρίδια. Ο εναλλάκτης του συστήματος είναι **αντιρροής** και οι πλάκες φέρουν πτυχώσεις τύπου zig-zag. Όπως φαίνεται από τον Πίνακα 2.3, επιλέχθηκε εναλλάκτης με επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας ή αλλιώς ενεργό επιφάνεια **Α** ίση με **118.77** m². Επιπλέον το ποσό της θερμότητας **Q** που μπορεί να μεταφέρεται εντός του εναλλάκτη είναι **840** kW. Ο εναλλάκτης αποτελείται από 113 πλάκες ανοξείδωτου χάλυβα AISI

316, καθε μία από τις οποίες έχει πλάτος 610 mm (0.61 m), ύψος 1730 mm (1.73 m), πάχος 0.5 mm ($0.5 \cdot 10^{-3}$ m) και ενεργό επιφάνεια κάθε πλάκας 1.055 m².

Τα λειτουργικά χαρακτηριστικά που δίνονται στο Πίνακα 2.2 αναφέρονται στη μέγιστη παροχή λιπαντικού (40 l/sec). Ακόμη αξίζει να αναφερθεί ότι οι θερμοκρασίες εισόδου των δύο ρευστών απέχουν σημαντικά από τις θερμοκρασίες λειτουργίας της μονάδας. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι ο εναλλάκτης δεν σχεδιάστηκε σύμφωνα με τις προδιαγραφές του σχεδιαστή του σταθμού, αλλά ο τελευταίος τον επέλεξε από έναν κατάλογο εναλλακτών που διέθετε ο κατασκευαστής. Αυτό που κυρίως απασχολεί τον σχεδιαστή ενός τέτοιου συστήματος, είναι η θερμοκρασιακή διαφορά (ΔΤ) που μπορεί να επιτευχθεί από τον χρησιμοποιούμενο εναλλάκτη. Επίσης οι φυσικές ιδιότητες των ρευστών και ιδιαίτερα το ιξώδες άναφέρονται σε συγκεκριμένη θερμοκρασία, που στη προκειμένη περίπτωση είναι η μέση τιμή των αναγραφόμενων θερμοκρασιών του Πίνακα 2.4.

Τεχνικές προδιαγραφές	
Διάταξη	Πλακοειδής Εναλλάκτης Θερμότητας
Αριθμός πλακών (Ν)	113
Ενεργός επιφάνεια (Α)	118.77 m ²
Μεταφερόμενη θερμότητα (Q)	840 kW
Υλικό πλακών / Πάχος πλακών (Δx)	AISI 316 / 0.5 mm
Συνδέσεις	PN16
Υλικό στεγανοποιητικού παρεμβύσματος	Ένωση κυανίου (T _{MAX} =105 °C & T _{MIN} =-30 °C)
Βάρος κατασκευής (καθαρό / μεικτό)	2455 kg / 2825 kg
Νερό (F3:σημείο εισαγωγής, F2:σημείο εξαγωγής)	DN 200 (8 ["]) μειούμενο σε DN 150 (6 ["])
Λάδι (F1:σημείο εισαγωγής, F4:σημείο εξαγωγής)	DN 200 (8 ["]) μειούμενο σε DN 150 (6 ["])

Πίνακας 2.3: Τεχνικές προδιαγραφές πλακοειδούς εναλλάκτη τύπου M 107 MGS 16 [14].

Χαρακτηριστικά			
Λειτουργίας			
	Μονάδες	Λάδι VG 46	Νερό
Ρυθμός ροής	l/sec (USgpm)	40 (634)	20 (317)
Πτώση πίεσης (Δ p)	bar (psi)	0.86 (12.5)	0.13 (1.9)
Θερμοκρασία στα σημεία εισαγωγής (T _{in})	°C (°F)	71.9 (161.4)	53.6 (128.5)
Θερμοκρασία στα σημεία εξαγωγής (T _{out})	°C (°F)	60 (140)	63.8 (146.8)
Πυκνότητα (ρ)	Kg/dm ³	0.869	0.984
Ειδική θερμότητα (C _p)	Kcal/kgºC	0.486	0.999
Δυναμικό ιξώδες (μ)	cp(=10 ⁻³ Pa's)	18	0.48
Κινηματικό ιξώδες (ν)	$cp(=10^{-3}Pas)$	25	0.43
Θερμική αγωγιμότητα (k)	kcal/h [·] m [∙] °C	0.108	0.560
Όγκος ρευστού στον εναλλάκτη	l (USgal)	175 (46.2)	175 (46.2)
Παράγοντας επικαθήσεων (R f)	m ^{2.o} C [.] h/Mcal	0.10	0.00

Πίνακας 2.4: Χαρακτηριστικά λειτουργίας πλακοειδούς εναλλάκτη του συστήματος λίπανσης [14].

2.5 Σύνοψη Κεφαλαίου

Στο Κεφάλαιο αυτό αναπτύχθηκαν όλες οι λεπτομέρειες αναφορικά με το σύστημα λίπανσης του αεροστροβίλου του εξεταζομένου ηλεκτροπαραγωγικού σταθμού. Οι λεπτομέρειες αυτές μαζί με τις παραμέτρους που καθορίζουν την διαστασιολόγηση κάθε εναλλάκτη, αντικατοπτρίζονται στον επιλεγμένο εναλλάκτη
του συστήματος, ο οποίος παρουσιάζεται ως προς τις τεχνικές προδιαγραφές του και τις συνθήκες λειτουργίας του.

Απομένει να διαπιστωθεί κατά πόσο αυτές οι προδιαγραφές του κατασκευαστή επαληθεύονται σε πρακτικό επίπεδο. Στο επόμενο Κεφάλαιο διενεργείται ο έλεγχος της απόδοσης του πλακοειδούς εναλλάκτη για να εξακριβωθεί εάν υπάρχουν αποκλίσεις μεταξύ πραγματικής και θεωρητικής απόδοσης. Το ενδιαφέρον σε αυτή τη διενέργεια ελέγχου είναι ότι υπάρχουν μετρήσεις που πραγματοποιήθηκαν πρίν τη συντήρηση και μετρήσεις μετά το πέρας αυτής.

2.6 Βιβλιογραφία

- [1] Εγχειρίδιο ΔΕΗ Α.Ε., "Εγκαταστάσεις ηλεκτροπαραγωγής συνδυασμένου κύκλου", Γ.Δ.Παραγωγής/ΔΕΘ, ΑΗΣ Κομοτηνής, Τομέας Λειτουργίας, 2004.
- [2] Ατσιδάκος Γ., "Τριβολογική μοντελοποίηση 4-Χ κινητήρα diesel MAN B&W5L16/24 του εργαστηρίου τριβολογικής μηχανολογίας", Τμήμα Ναυπηγών Μηχ/κών, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 2007.
- [3] Πέππα Ε., "Βιομηχανική λίπανση. Αξίζει περισσότερο από όσο νομίζουμε;", Plant Management http://www.plant-management.gr/index.php?id (22/11/2009).
- [4] Αποστολίδης Χ., "Η σημασία της λίπανσης στη διατήρηση του ολικού βαθμού απόδοσης του μηχανικού εξοπλισμού",3° Συμπόσιο Συντήρησης http://www.maintenance_forum.gr/.../Eldons_i_simasiatis_Lipansis_sti_Diatirisi_tou_OBA.pdf (10/08/2009).
- [5] "Εργαστηριακές ασκήσεις Τριβολογίας", ΤΕΙ Μηχανολογίας Πειραιά <u>http://triblab.teipir.gr/files/exercises/Aktiniko.pdf</u> (11/09/2009).
- [6] Μ.Φρυδάκης, "Στοιχεία Μηχανών ΙΙ", Σύγχρονη Εκδοτική, Αθήνα, 2003.
- [7] Ι.Κ.Στεργίου & Κ.Ι.Στεργίου, "Στοιχεία Μηχανών Ι", Σύγχρονη Εκδοτική, Αθήνα, 2003.
- [8] Κοντοράτος Α., "Ψύζη-Λίπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ", Τμήμα Μηχανολόγων Μηχ/κών,Τομέας Θερμότητας, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 2007.
- [9] "Εργαστηριακές ασκήσεις Τριβολογίας", ΤΕΙ Μηχανολογίας Πειραιά http://triblab.teipir.gr/files/exercises/Ixodes.pdf (19/11/2009).
- [10] Εγχειρίδιο ALSTOM, "Lubrication & Emergency Oil System", GT13E2 Operation, Power Plant Training Center.
- [11] Εγχειρίδιο ALSTOM, "Centrifugal Pump", data sheet HTCT 691507D0007.

- [12] Εγχειρίδιο ALSTOM, "Lube Oil & Emergency Oil System", GT13E2, System Description, data sheet HTCT 690 931 V0021 B.
- [13] Yunus A. Cengel, "Μεταφορά Θερμότητας. Μια Πρακτική Προσέγγιση", Εκδόσεις Τζιόλα, Θεσσαλονίκη, 2005.
- [14] Εγχειρίδιο ALSTOM, "Lube Oil Cooler", data sheet HTCT 691 502 V0001B.

Κεφάλαιο 3

Έλεγχος Απόδοσης Πλακοειδούς Εναλλάκτη

Περιεχόμενα

3.1 Εισαγωγή	56
3.2 Μεταβλητότητα Συνθηκών Λειτουργίας	57
3.3 Η Μέθοδος Αποτελεσματικότητας της Μεταφοράς Θερμότητας	60
3.4 Θεωρητική Απόδοση Πλακοειδούς Εναλλάκτη	65
3.5 Πραγματική Απόδοση Πλακοειδούς Εναλλάκτη	67
3.5.1 Υπολογισμός Πραγματικής Απόδοσης Πριν τη Συντήρηση	68
3.5.2 Υπολογισμός Πραγματικής Απόδοσης Μετά τη Συντήρηση	71
3.6 Η Υπέρυθρη Θερμογραφία στη Διαδικασία Θερμικού Ελέγχου Πλακοειδούς Εναλλάκτη	75
3.6.1 Υπέρυθρη Θερμογραφία	76
3.6.2 Θερμογράφηση Πλακοειδούς Εναλλάκτη	77
3.7 Συντήρηση Πλακοειδούς Εναλλάκτη	79
3.8 Σύνοψη Κεφαλαίου	83
3.9 Βιβλιογραφία	85

3.1 Εισαγωγή

Ένας από τους κύριους στόχους της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας, είναι ο έλεγχος απόδοσης πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας, ο οποίος βρίσκεται ενταγμένος στη λειτουργία του ηλεκτροπαραγωγικού σταθμού ΑΗΣ Κομοτηνής. Η

κατασκευάστρια εταιρία μαζί με την παράδοση του εναλλάκτη, έχει αποστείλει στο σταθμό τα απαραίτητα εγχειρίδια όπου αναγράφονται οι τεχνικές προδιαγραφές και οι συνθήκες λειτουργίας του. Στα πλαίσια αυτής της Εργασίας, η απόδοση που προσδιορίζεται βάσει των παραπάνω δεδομένων, αποτελεί τη θεωρητική απόδοση. Όπως έχει προαναφερθεί, οι επισκέψεις που πραγματοποιήθηκαν συνολικά στο σταθμό με σκοπό μια ολοκληρωμένη εικόνα της λειτουργίας ενός πλακοειδούς εναλλάκτη, καλύπτουν το χρονικό διάστημα ενός περίπου έτους. Στο διάστημα αυτό ελήφθησαν όλα τα αναγκαία στοιχεία και οι μετρήσεις, προκειμένου να αποτελέσουν τα δεδομένα για την αναζήτηση της πραγματικής απόδοσης του εξεταζόμενου εναλλάκτη.

Στις σύγχρονες εφαρμογές, πολλές είναι οι περιπτώσεις όπου παρατηρούνται αποκλίσεις μεταξύ θεωρητικής και πραγματικής απόδοσης, γεγονός που επιδέχεται δύο κυρίως ερμηνείες. Είτε ότι υπάρχει εξ' αρχής κάποιο σφάλμα στον προσδιορισμό της θεωρητικής απόδοσης, της οποίας το αποτέλεσμα είναι συνάρτηση της ακρίβειας, των προϋποθέσεων και των παραδοχών που έχουν γίνει κατά τον σχεδιασμό, είτε ότι κάτι δεν εξελίσσεται ομαλά σε πρακτικό επίπεδο, εξαιτίας βλαβών, διαρροών ή κακής συντήρησης. Η τελευταία ερμηνεία καθιστά τον συστηματικό έλεγχο της απόδοσης επιβεβλημένο και αναγκαίο, προκειμένου να προληφθούν σοβαρές επιπτώσεις στην εύρυθμη λειτουργία της ευρύτερης μονάδας μέσα στην οποία εντάσσεται ένας εναλλάκτης.

Στο παρόν Κεφάλαιο επιχειρείται ο έλεγχος της απόδοσης στον εναλλάκτη τύπου πλακών του συστήματος λίπανσης του ατμοηλεκτρικού σταθμού. Αρχικά γνωστοποιούνται τα γενικά χαρακτηριστικά της λειτουργίας του εναλλάκτη. Στη συνέχεια υπολογίζεται πρώτα η θεωρητική απόδοση και στη συνέχεια η πραγματική για δύο διαφορετικές καταστάσεις, εξαιτίας του γεγονότος ότι ανάμεσά τους μεσολαβεί η διαδικασία της συντήρησης ολόκληρου του σταθμού και του μελετώμενου εναλλάκτη. Ακολούθως γίνεται μία προσπάθεια για εφαρμογή των αρχών της υπέρυθρης θερμογραφίας στη διαδικασία του θερμικού ελέγχου του εναλλάκτη. Τέλος γίνονται ορισμένες επισημάνσεις και χρήσιμες παρατηρήσεις, σχετικά με τον ρόλο της συντήρησης στην απόδοση του εξεταζόμενου εναλλάκτη.

3.2 Μεταβλητότητα Συνθηκών Λειτουργίας

Πρίν επιχειρηθεί ο έλεγχος της απόδοσης του εναλλάκτη, είναι απαραίτητο να γίνει αναφορά στην μεταβλητότητα των συνθηκών λειτουργίας του. Οι κυριότερες εξ'

αυτών είναι η μεταβλητότητα της παροχής μάζας και οι διαφορετικές τιμές των θερμοκρασιών εισόδου των ρευστών στον εναλλάκτη. Αυτές είναι οι εμφανείς μεταβολές που με τη σειρά τους επηρεάζουν και άλλους παράγοντες όπως οι φυσικές ιδιότητες των ρευστών και ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας.

Όπως έχει προλεχθεί, η αντλία λίπανσης αντλεί κάθε δευτερόλεπτο 40 λίτρα λιπαντικού από τη δεξαμενή. Ωστόσο ως επί το πλείστον, ένα μόνο μέρος από τη ποσότητα αυτή καταλήγει στον εναλλάκτη και το υπόλοιπο κατακρατείται από την τρίοδη βαλβίδα, στην έξοδο της οποίας ενώνονται οι δύο αυτές ποσότητες και συνεχίζουν την πορεία προς τα έδρανα (Σχήματα 3.4 και 3.5). Η ποσότητα που καλείται να ψύξει ο εναλλάκτης ανα πάσα στιγμή είναι άγνωστη και εξαρτάται αποκλειστικά από την τρέχουσα θερμοκρασία του λαδιού, που εξέρχεται από τη δεξαμενή. Ο ρυθμός ροής ή παροχή των ρευστών συνδέεται με τον ρυθμό θερμοχωρητικότητας των ρευστών και κατά συνέπεια με το λόγο των θερμοχωρητικοτήτων, έννοιες που εξηγούνται παρακάτω και έχουν άμεση σχέση με την απόδοση του εναλλάκτη. Επιπλέον αλλάζουν και οι ταχύτητες ροής των ρευστών και μειώνονται με μείωση της παροχής.

Οι θερμοκρασίες εισόδου τόσο του λαδιού όσο και του νερού στον εναλλάκτη δεν είναι σταθερές. Εξαρτώνται κυρίως από το φορτίο του αεροστροβίλου (μερικό ή πλήρες) και από τις συνθήκες περιβάλλοντος, ειδικότερα δε από την εξωτερική θερμοκρασία. Παρατηρείται ότι το λιπαντικό στο ευρύτερο σύστημα λίπανσης, βρίσκεται σε υψηλότερες θερμοκρασίες κατά τους θερινούς μήνες, διότι είναι πιο δύσκολο να απαχθεί η θερμοκρασία στο περιβάλλοντα χώρο και άρα ο εναλλάκτης έχει δυσκολότερο έργο να επιτελέσει. Από την άλλη το ψυκτικό μέσο, που προέρχεται από τον πύργο ψύξης του σταθμού, τους θερινούς μήνες βρίσκεται σε υψηλότερες θερμοκρασίες. Δεδομένου ότι ο εναλλάκτης τύπου αυλών και κελύφους ο οποίος είναι υπεύθυνος για τη ψύξη του νερού που προορίζεται για ψυκτικό σε διάφορα μέρη της μονάδος-, εργάζεται με συγκεκριμένη δυνατότητα μείωσης της θερμοκρασίας του νερού, το τελευταίο καταλήγει σε υψηλότερες θερμοκρασίες στον εναλλάκτη κατά τη διάρκεια της καλοκαιρινής περιόδου.

Οι μεταβολές στις θερμοκρασίες των ρευστών, επιδρούν στις φυσικές ιδιότητες τους όπως είναι η ειδική θερμότητα, η πυκνότητα, η θερμική αγωγιμότητα και κυρίως το ιξώδες [1]. Για τον προσδιορισμό της απόδοσης απαιτείται η γνώση της ειδικής θερμότητας, η οποία μειώνεται με τη μείωση της θερμοκρασίας όπως φαίνεται στον Πίνακα 3.1 για το νερό.

Σε παρόμοια μεταβολή υπόκειται το λάδι ISO VG 46, για το οποίο υπολογίζεται η ειδική θερμότητά του μέσω της μεθόδου της παρεμβολής, έχοντας ως δεδομένη την τιμή της ειδικής θερμότητάς του σε δύο διαφορετικές θερμοκρασίες. Η θερμοκρασία για την οποία υπολογίζεται η ειδική θερμότητα όπου απαιτείται, είναι η μέση τιμή των θερμοκρασιών εισόδου και εξόδου κάθε ρευστού στον εναλλάκτη και με μεγάλη ακρίβεια θεωρείται ως σταθερή στο θερμοκρασιακό εύρος των τιμών αυτών. Αναφορικά με τη πυκνότητα, η οποία συνδέεται άμεσα με τον υπολογισμό του ρυθμού ροής των ρευστών στον εναλλάκτη, αυτή λαμβάνεται για την μέση τιμή των θερμοκρασιών εισόδου/εξόδου των ρευστών. Λαμβάνεται από συγκεκριμένους Πίνακες και όταν δεν υπάρχει η ζητούμενη θερμοκρασία, τότε υπολογίζεται με τη μέθοδο της παρεμβολής με βάση δύο άλλες γνωστές τιμές του Πίνακα.

Θερμοκρα- σία, Κ	Πυκνότητα νερού, kg/m³	Ιξώδες νερού,ςΡ	Ειδική θερμότητα νερού, kJ/kg/K	Θερμική αγωγιμότητα νερού, W/m K
273.15	999.9	1.750	4.217	0.569
275	1000.0	1.652	4.211	0.574
280	999.5	1.422	4,198	0.582
285	999	1.225	4.189	0.590
290	998	1.080	4.184	0.598
295	997	0.959	4,181	0.606
300	996	0.855	4,179	0.613
305	995	0.769	4.178	0.620
310	993	0.695	4,178	0.628
315	991	0.631	4.179	0.634
320	989	0.577	4.180	0.640
325	987	0.528	4.182	0.645
330	984	0.489	4.184	0.650
335	982	0.453	4.186	0.655
340	979	0.420	4.188	0.660
345	976	0.389	4.191	0.665
350	974	0.365	4 195	0.668
355	971	0.343	4.199	0.671
360	967	0.324	4 203	0.674
365	963	0.306	4 209	0.677
. 370	961	0.289	4.214	0.679
373.15	958	0.279	4.217	0.680

*Τροποποιημένο, από την αναφορά Perry's Chemical Engineers' Handbook, 7th ed., J. H. Perry and D.W. Green, eds.. McGraw-Hill, New York, 1997.

Πίνακας 3.1: Μεταβολή	ιδιοτήτων του	νερού ανάλογα	με τη	θερμοκρασία	του [2]
		, ,			

Οι επιμέρους συντελεστές συναγωγής κάθε ρευστού επομένως και ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας, εξαρτώνται από τη γεωμετρία των οδεύσεων ροής, από τον ρυθμό ροής των ρευστών, από τις θερμοκρασίες και από τις ιδιότητες των ρευστών [3]. Στη συγκεκριμένη περίπτωση, πέρα από τη διάταξη των οδεύσεων ροής όλοι οι άλλοι παράγοντες διαφέρουν στις μετρήσεις που ελήφθησαν για τον περαιτέρω έλεγχο της απόδοσης του πλακοειδούς εναλλάκτη.

Γενικότερα, προκειμένου να γίνει εφικτή η σύγκριση μεταξύ των αποτελεσμάτων που προκύπτουν από τον έλεγχο απόδοσης, υπολογίζεται η αριθμητική μέση θερμοκρασία για κάθε έλεγχο και προσδιορίζονται μετέπειτα οι ιδιότητες των ρευστών για τις τιμές αυτές. Επιπλέον γίνεται η παραδοχή ότι οι ιδιότητες αυτές παραμένουν σταθερές κατά μήκος του εναλλάκτη.

3.3 Η Μέθοδος Αποτελεσματικότητας της Μεταφοράς Θερμότητας

Το 1955 οι Kays και London διατύπωσαν για πρώτη φορά τη Μέθοδο της Αποτελεσματικότητας της Μεταφοράς Θερμότητας στη ανάλυση των εναλλακτών θερμότητας [1]. Η μέθοδος αυτή στηρίζεται στην εισαγωγή ενός νέου μεγέθους που ονομάζεται **αποδοτικότητα ή αποτελεσματικότητα** (effectiveness) εναλλάκτη θερμότητας, συμβολίζεται με τον ελληνικό χαρακτήρα **ε** και ορίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\Pi \rho \alpha \gamma \mu \alpha \tau i \kappa \delta \varsigma \rho \upsilon \theta \mu \delta \varsigma \mu \epsilon \tau \alpha \varphi o \rho \delta \varsigma \theta \epsilon \rho \mu \delta \tau \eta \tau \alpha \varsigma}{M \epsilon \gamma \upsilon \tau \circ \varsigma \delta \upsilon \nu \alpha \tau \delta \varsigma \rho \upsilon \theta \mu \delta \varsigma \mu \epsilon \tau \alpha \varphi o \rho \delta \varsigma \theta \epsilon \rho \mu \delta \tau \eta \tau \alpha \varsigma}$$
(3-1)

Πρακτικά, η αποδοτικότητα ή απλούστερα η απόδοση ενός εναλλάκτη θερμότητας (ε), είναι πάντα το πηλίκο της ενέργειας που πραγματικά μεταφέρεται στον εναλλάκτη από το θερμό στο ψυχρό ρεύμα προς το μέγιστο δυνατό ποσό ενέργειας που θα μπορούσε θεωρητικά να μεταφερθεί από το ένα ρευστό στο άλλο [4]. Συνήθως η απόδοση ενός συμβατικού εναλλάκτη κυμαίνεται από 0.4 έως 0.8 ανάλογα με τη διαμόρφωσή του [2].

Ο πραγματικός ρυθμός μεταφοράς θερμότητας στον εναλλάκτη προσδιορίζεται από ένα ισοζύγιο ενέργειας στα θερμά και ψυχρά ρευστά και εκφράζεται ως εξής:

$$Q = C_{c}(T_{c,out} - T_{c,in}) = C_{h}(T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (kW)$$
(3-2)

 $C_c = \dot{m}_c C_{pc}$ ο ρυθμός θερμοχωρητικότητας του ψυχρού ρευστού όπου

m.: η παροχή του ψυχρού ρευστού στον εναλλάκτη

m_h : η παροχή του θερμού ρευστού στον εναλλάκτη

 $C_h = m_h C_{_{ph}}$ ο ρυθμός θερμοχωρητικότητας του θερμού ρευστού

όπου

 \mathbf{C}_{pc} : η ειδική θερμότητα του ψυχρού ρευστού

 \mathbf{C}_{ph} :
η ειδική θερμότητα του θερμού ρευστού

 $T_{c,out}$: η θερμοκρασία εξόδου του ψυχρού ρευστού από τον εναλλάκτη

 $T_{c,\text{in}}$: η θερμοκρασία εισόδου του ψυρού ρευστού στον εναλλάκτη

 $T_{h,in}$: η θερμοκρασία εισόδου του θερμού ρευστού στον εναλλάκτη

 $T_{\rm h}\,_{\rm out}$: η θερμοκρασία εξόδου του θερμού ρευστού απότον εναλλάκτη

Στην ανάλυση ενός εναλλάκτη θερμότητας συνίσταται συχνά ο συνδυασμός του γινομένου της παροχής μάζας (m) και της ειδικής θερμότητας (C_p) ενός ρευστού στη μοναδική ποσότητα του ρυθμού θερμοχωρητικότητας C. **Ο ρυθμός** θερμοχωρητικότητας της ροής ενός ρευστού, παριστάνει τον απαιτούμενο ρυθμό μεταφοράς θερμότητας για τη μεταβολή της θερμοκρασίας του κατά 1 °C, καθώς αυτό διαρρέει τον εναλλάκτη [1].

Ο προσδιορισμός του μέγιστου δυνατού ρυθμού μεταφοράς θερμότητας σε έναν εναλλάκτη θερμότητας, βασίζεται στην παραδοχή ότι η μέγιστη θερμοκρασιακή διαφορά σε έναν εναλλάκτη, αποτελεί τη διαφορά μεταξύ των θερμοκρασιών εισόδου των θερμών και ψυχρών ρευστών. Δηλαδή,

$$\Delta T_{max} = T_{h,in} - T_{c,out}$$
(3-3)

Όπου

 $T_{\rm h,in}: η θερμοκρασία εισόδου του θερμού ρευστού στον εναλλάκτη T_{\rm c.out}: η θερμοκρασία εξόδου του ψυχρού ρευστού από τον εναλλάκτη$

Από τον ορισμό του ρυθμού θερμοχωρητικότητας προκύπτει το λογικό συμπέρασμα πως το ρευστό με το μικρότερο ρυθμό θερμοχωρητικότητας (C_{min}), θα υποστεί τη μεγαλύτερη θερμοκρασιακή μεταβολή, και επομένως θα είναι το πρώτο που θα φτάσει στη μέγιστη θερμοκρασία. Αυτό είναι το σημείο στο οποίο τερματίζεται η μεταφορά θερμότητας. Επομένως, ο μέγιστος δυνατός ρυθμός μεταφοράς θερμότητας στον εναλλάκτη θα είναι :

$$Q_{max} = C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in})$$
(3-4)

Όπου

 $T_{h,in}$: η θερμοκρασία εισόδου του θερμού ρευστού στον εναλλάκτη

 $T_{\rm c.in}$: η θερμοκρασία εισόδου του ψυρού ρευστού στον εναλλάκτη

 C_{min} : η μικρότερη από τις θερμοχωρητικότητες των δύο ρευστών (C_h ή C_c).

Αντικαθιστώντας την εξίσωση 3-4 στην σχέση 3-1, προκύπτουν οι σχέσεις 3-5 και 3-6 :

$$\varepsilon = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,in}},$$
(3-5)

όταν ο μικρότερος ρυθμός θερμοχωρητικότητας ανήκει στο ψυχρό ρευστό $C_{min}\!\equiv\!C_c$. και

$$\varepsilon = \frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{T_{h,in} - T_{c,in}},$$
(3-6)

όταν ο μικρότερος ρυθμός θερμοχωρητικότητας ανήκει στο θερμό ρευστό $C_{min} \equiv C_h$ [2].

Οι σχέσεις αποτελεσματικότητας της μεταφοράς θερμότητας των εναλλακτών θερμότητας συνήθως περιλαμβάνουν την αδιάστατη ομάδα UA/C_{min} . Αυτή η ποσότητα ονομάζεται *Αριθμός Μονάδων Μεταφοράς NTU* (Number of Transfer Units-NTU) και εκφράζεται ως εξής:

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}}$$
(3-7)

Όπου

U: ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας σε $W/m^2 \cdot C$

Α: η συνολική επιφάνεια του εναλλάκτη σε m^2

 C_{min} : η μικρότερη από τις θερμοχωρητικότητες των δύο ρευστών (C_h ή C_c).

Αξίζει να σημειωθεί ότι ο NTU είναι ανάλογος με την επιφάνεια Α. Έτσι για συγκεκριμένες τιμές των C_{min} και U, η τιμή του NTU είναι μέτρο της επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας Α. Συνεπώς όσο μεγαλύτερος είναι ο NTU, τόσο μεγαλύτερος θα είναι και ο εναλλάκτης θερμότητας [1].

Στην ανάλυση της απόδοσης των εναλλακτών θερμότητας συνίσταται ο ορισμός και μιας άλλης αδιάστατης ποσότητας που ονομάζεται λόγος χωρητικοτήτων C ως εξής:

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$
(3-8)

Όπου

 C_{min} η μικρότερη από τις θερμοχωρητικότητες των δύο ρευστών

 C_{max} η μεγαλύτερη από τις θερμοχωρητικότητες των δύο ρευστών

Αποδεικνύεται πως η αποδοτικότητα στην μεταφορά θερμότητας ενός εναλλάκτη θερμότητας ε αποτελεί συνάρτηση των δύο παραπάνω αδιάστατων αριθμών NTU και C. Δηλαδή :

$$\varepsilon = f(UA/C_{\min}, C_{\min}/C_{\max}) = f(NTU, C)$$
(3-9)

Η αποτελεσματικότητα της μεταφοράς θερμότητας εξαρτάται από το γεωμετρικό σχήμα του εναλλάκτη καθώς και από τη διάταξη ροής (παράλληλη, αντιρροή, σταυρωτή ροή). Συνεπώς διαφορετικοί τύποι εναλλακτών θερμότητας έχουν διαφορετικές σχέσεις αποτελεσματικότητας μεταφοράς θερμότητας. Οι σχέσεις

αυτές, έχουν αναπτυχθεί για έναν μεγάλο αριθμό εναλλακτών θερμότητας και τα αποτελέσματα παρατίθενται στον Πίνακα 3.2.

Είδος εναλλάκτη θερμότητας	Σχέση αποτελεσματικότητας μεταφοράς θερμότητας
1 <i>Διπλού σωλήνα</i> : Παράλληλης ροής: Αντιρροής	$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-\text{NTU}(1 + C)\right]}{1 + C}$ $\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-\text{NTU}(1 - C)\right]}{1 - C \exp\left[-\text{NTU}(1 - C)\right]}$
2 Δέσμης σωλήνων με διαφράγ- ματα: κέλυφος μιας διαδρομής και αυλού 2, 4, διαδρομών	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C + \sqrt{1 + C^2} \frac{1 + \exp\left[-NTU\sqrt{1 + C^2}\right]}{1 - C\exp\left[-NTU\sqrt{1 + C^2}\right]} \right\}^{-1}$
3 <i>Σταυρωτής ροής</i> (<i>μιας διαδρομής</i>) Και τα δύο ρευστά μη-αναμίξιμα <i>C</i> _{max} αναμίξιμο, <i>C</i> _{min} μη-αναμίξιμο, <i>C</i> _{min} αναμίξιμο, <i>C</i> _{max} μη-αναμίξιμο,	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{NTU^{0.22}}{C} [\exp\left(-CNTU^{0.78}\right) - 1\right\}$ $\varepsilon = \frac{1}{C}(1 - \exp\left\{1 - C[1 - \exp\left(-NTU\right)]\right\})$ $\varepsilon = 1 - \exp\left\{-\frac{1}{C}[1 - \exp\left(-CNTU\right)]\right\}$
4 Όλοι οι εναλλάκτες θερμότητας με C = 0	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

Πίνακας 3.2 : Αποτελεσματικότητα της Μεταφοράς Θερμότητας ανάλογα με το είδος του εναλλάκτη [1].





3.1). Ωστόσο οι αναλυτικές σχέσεις της αποτελεσματικότητας της μεταφοράς θερμότητας, παρέχουν ακριβέστερα αποτελέσματα από ότι τα διαγράμματα, μιας και αναπόφευκτα κατά την ανάγνωση των διαγραμμάτων γίνονται λάθη. Από τις σχέσεις αποτελεσματικότητας και τα διαγράμματα προκύπτουν οι παρακάτω παρατηρήσεις:

- Η τιμή της αποτελεσματικότητας της μεταφοράς θερμότητας κυμαίνεται από 0 έως 1. Αυξάνεται ραγδαία με τον ΝΤU για μικρές τιμές (μέχρι NTU = 1.5) αλλά με αρκετά πιο αργούς ρυθμούς για μεγαλύτερες τιμές. Συνεπώς η χρήση εναλλακτών θερμότητας με μεγάλο NTU (NTU > 3) και άρα μεγάλου μεγέθους δεν συμφέρει από οικονομικής άποψης, δεδομένου ότι τυχόν μεγάλη αύξηση του NTU σε αυτή τη περίπτωση οδηγεί σε μικρή αύξηση της αποτελεσματικότητας [1].
- Για δεδομένη τιμή του ΝΤU και λόγο χωρητικότητας C, ο εναλλάκτης θερμότητας αντιρροής έχει την υψηλότερη αποτελεσματικότητα της μεταφοράς θερμότητας και πολύ κοντά ακολουθούν οι εναλλάκτες σταυρωτής ροής με τα δύο αναμίξιμα (Σχήμα 3.2). ρευστά μη Οı *χαμηλότερες* τιμές εναλλάκτες αποτελεσματικότητας απαντώνται στους παράλληλης ροής. Αναφέρεται ότι η μέγιστη δυνατή μετάδοση θερμότητας μπορεί να επιτευχθεί σε έναν εναλλάκτη αντιρροής με άπειρη επιφάνεια A [4].



Σχήμα 3.2: Αποτελεσματικότητα μεταφοράς θερμότητας ανάλογα με το είδος της ροής [1].

 Η τιμή του λόγου χωρητικότητας C κυμαίνεται από 0 έως 1. Για συγκεκριμένο ΝΤU, η αποτελεσματικότητα γίνεται μέγιστη για C=0 και ελάχιστη για C=1. Ουσιαστικά όσο μικρότερη γίνεται η C_{min} από τη C_{max} τόσο μεγαλώνει η αποτελεσματικότητα ε [1].

3.4 Θεωρητική Απόδοση Πλακοειδούς Εναλλάκτη

Οι συνθήκες λειτουργίας του εξεταζόμενου εναλλάκτη κατά τον υπολογισμό της θεωρητικής απόδοσης, φαίνονται στον Πίνακα 2.4 του 2^{ου} Κεφαλαίου (§2.4.1, σελ.52). Οι τιμές που χρησιμοποιούνται για τον υπολογισμό της απόδοσης, είναι οι θερμοκρασίες εισόδου/εξόδου των ρευστών, η πυκνότητα, η ειδική θερμότητα και ο ρυθμός ροής στις μέσες θερμοκρασίες των δύο ρευστών. Για τις μέσες θερμοκρασίες, δίνονται οι ιδιότητες των ρευστών που θα χρησιμοποιηθούν στον υπολογισμό της απόδοσης (η πυκνότητα ρ και η ειδική θερμότητα C_p), βάση των οποίων υπολογίζεται η θερμοχωρητικότητα C κάθε ρευστού σε συνδυασμό με την παροχή μάζας τους. Οι τιμές των ιδιοτήτων αυτών φαίνονται στον Πίνακα 3.3.

Χρήσιμα Μεγέθη	Λάδι ISO VG 46	Νερό
Θερμοκρασία εισόδου (°C)	$T_{h,in} = 71.9$	$T_{c,in} = 53.6$
Θερμοκρασία εξόδου (°C)	$T_{h,out} = 60$	$T_{c,out} = 63.8$
Μέση θερμοκρασία (°C)	$T_{h,m} = 66$	$T_{c,m} = 58.7$
Πυκνότητα ρ (kg/dm ³)	0.869	0.984
Ειδική θερμότητα C _p (j/kg°C)	2034.4	4181.8
Παροχή μάζας ρευστού (kg/sec)	$m_{\rm h} = 34.76$	• m _c = 19.68
Θερμοχωρητικότητα (j/s ^{.0} C)	$C_{h} = 70715.8$	$C_c = 82297.8$

Πίνακας 3.3: Χρήσιμα μεγέθη για τον υπολογισμό της θεωρητικής απόδοσης.

Από τον Πίνακα 3.3, προκύπτει ότι η μικρότερη θερμοχωρητικότητα αντιστοιχεί στο θερμό ρευστό, δηλαδή το λάδι, οπότε $C_h = C_{min}$. Συνεπώς για την εύρεση του μέγιστου δυνατού ρυθμού μεταφοράς θερμότητας, αντικαθίστανται στη σχέση 3-4 η $\Delta T_{max} = T_{h,in} - T_{c,out}$ και η θερμοχωρητικότητα C_{min} , οπότε προκύπτει :

•
$$Q_{max} = 70715.8 \text{ J/sec}^{\circ}\text{C} \cdot (71.9 \,^{\circ}\text{C} - 53.6 \,^{\circ}\text{C}) = 1294099 \text{ W} \,\, \acute{\eta} \,\, 1294.1 \text{ kW}$$

Ο πραγματικός ρυθμός μεταφοράς θερμότητας σύμφωνα με τη σχέση 3-2 θα είναι :

$$Q = 70715.8 \text{ J/sec}^{\circ}\text{C} \cdot (71.9 \text{ }^{\circ}\text{C} - 60 \text{ }^{\circ}\text{C}) = 841518 \text{ W} \text{ } \acute{\eta} \text{ } 841.5 \text{ kW}$$

Τιμή η οποία επαληθεύεται με μικρή απόκλιση εξαιτίας πιθανών στρογγυλοποιήσεων και από το εγχειρίδιο του κατασκευαστή (Πίνακας 2.3, σελ.51), όπου εκεί ο πραγματικός ρυθμός μεταφοράς θερμότητας δίνεται ίσος με 840 kW.

Συνεπώς όπως προκύπτει από τον ορισμό της αποδοτικότητας ε του εναλλάκτη, με αντικατάσταση στη σχέση 3-1 η απόδοση είναι:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{841.5}{1294.1} = 0.65$$

Μια άλλη μέθοδος εύρεσης της απόδοσης είναι δυνατό να πραγματοποιηθεί κατευθείαν από τις θερμοκρασίες εισόδου/εξόδου των ρευστών, με χρήση της σχέσης 3-6:

$$\varepsilon = \frac{71.9 - 60}{71.9 - 53.6} = \frac{11.9}{18.3} = 0.65$$

Γνωρίζοντας την αποτελεσματικότητα της μεταφοράς θερμότητας ε, ο Αριθμός Μονάδων Μεταφοράς-ΝΤU του εξεταζόμενου εναλλάκτη αντιρροής, προσδιορίζεται από τη παρακάτω σχέση :

$$NTU = \frac{1}{C - 1} ln \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C - 1} \right)$$
(3-10)

Όπου $C = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{70715.7}{82297.8} = 0.86$, οπότε με αντικατάσταση στην παραπάνω σχέση

προκύπτει:

NTU =
$$\frac{1}{0.86 - 1} \ln \left(\frac{0.65 - 1}{0.65 \cdot 0.86 - 1} \right) = 1.64$$

Από το διάγραμμα του Σχήματος 3.1 για αντιρροή, με μια προσεκτική ανάγνωση επαληθεύεται η τιμή της απόδοσης για NTU = 1.64 και C = 0.86 (Σχήμα 3.3).

Αξίζει να υπολογιστεί στο σημείο αυτό ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας U του εναλλάκτη, ο οποίος προκύπτει εύκολα από την σχέση 3-7 λύνοντας ως προς U.



Σχήμα 3.3: Αποδοση $\varepsilon = 65\%$ για NTU = 1.64 και C = 0.86.

Η τιμή ε = 0.65 ή 65% που υπολογίστηκε παραπάνω αποτελεί την θεωρητική απόδοση του πλακοειδούς εναλλάκτη που ο κατασκευαστής προκαθορίζει, βασιζόμενος στις σχέσεις που διέπουν τη μετάδοση θερμότητας και τα ειδικά διαγράμματα που έχουν αναπτυχθεί για κάθε τύπο εναλλάκτη.

3.5 Πραγματική Απόδοση Πλακοειδούς Εναλλάκτη

Η πραγματική απόδοση του εναλλάκτη συνάγεται από μετρήσεις που ελήφθησαν κατά τη διάρκεια της λειτουργίας του. Εξαιτίας του γεγονότος ότι ανάμεσα στις μετρήσεις μεσολαβεί η συντήρηση του εναλλάκτη έπειτα από 7 συναπτά έτη λειτουργίας, κρίθηκε επιβεβλημένο να υπολογιστεί η απόδοση στις δύο διαφορετικές καταστάσεις που οριοθετούνται ως προς τη διαδικασία της συντήρησης. Έτσι η πραγματική απόδοση υπολογίζεται ως προς μια χρονική στιγμή πριν τη

συντήρηση και ως προς μια χρονική στιγμή μετά το πέρας αυτής. Αναφέρεται ότι και στις δύο περιπτώσεις ο αεροστρόβιλος λειτουργεί σε πλήρες φορτίο (3000 rpm).

3.5.1 Υπολογισμός Πραγματικής Απόδοσης Πριν τη Συντήρηση

Τα στοιχεία για τον υπολογισμό της απόδοσης ελήφθησαν στις 17 Φεβρουαρίου 2009, έπειτα από προγραμματισμένη επίσκεψη στον σταθμό ΑΗΣ Κομοτηνής. Συγκεκριμένα καταγράφηκαν οι ενδείξεις των τοπικών οργάνων που αναφέρονται στις θερμοκρασίες εισόδου/εξόδου των ρευστών και στη συνέχεια επαληθεύτηκαν από τις ενδείξεις της ηλεκτρονικής καταγραφής τους. Στις περιπτώσεις εκείνες όπου υπήρξε απόκλιση, οι ενδείξεις των τοπικών οργάνων κρίθηκαν ως οι περισσότερο αξιόπιστες, δεδομένου ότι μέρος των οργάνων αυτών είναι βυθιζόμενο και έρχεται σε άμεση επαφή με το ρευστό σε κάθε περίπτωση και επιπλέον τα μετρητικά αυτά όργανα διαπιστεύονται σε τακτά χρονικά διαστήματα, γεγονός που εγγυάται την αξιοπιστία τους.

Δεδομένου ότι η παροχή παρουσιάζει μεταβλητότητα, χρειάστηκε να υπολογιστεί αρχικά η τιμή της τη στιγμή της λήψης των θερμοκρασιών, προκειμένου να πραγματοποιηθεί η εύρεση της απόδοσης. Για το λόγο αυτό, εφαρμόστηκε ένα απλό Ισοζύγιο Μάζας και Ενέργειας στο σημείο εξόδου του θερμού λαδιού από την τρίοδη βαλβίδα (Σχήμα 3.4).





Η εξίσωση που αναφέρεται στο Συνολικό Ισοζύγιο Μάζας, θεωρώντας ότι δεν υπάρχουν απώλειες, γράφεται ως εξής:

$$x + y = 100$$
 (3-11)

Όπου

x: η παροχή μάζας του λιπαντικού στον εναλλάκτη σε l/sec

y: η παροχή μάζας του λιπαντικού στην τρίοδη βαλβίδα σε l/sec

Η γενική εξίσωση που περιγράφει το Ισοζύγιο Ενέργειας, ως προς τη θερμική ενέργεια Q, με την παραδοχή ότι δεν υπάρχουν απώλειες, είναι η εξής:

θερμότητα	θερμότητα	θερμότητα
εισερχόμενου	εισερχόμενου _	εξερχόμενου
λαδιού στον	λαδιού στην	λαδιού από
εναλλάκτη (Q_1)	βαλβίδα (Q_2)	την βαλβίδα (Q)

Οπότε για το ισοζύγιο ενέργειας μπορεί να γραφεί:

$$x \cdot C_{p,oil}(T - T_{out,ex}) + y \cdot C_{p,oil}(T - T) = (x + y) \cdot C_{p,oil}(T - T_{final})$$
(3-12)

Όπου

Τ: η αρχική θερμοκρασία εξόδου του λαδιού από τη δεξαμενή και η θερμοκρασία της ποσότητας y που κατακρατείται στην βαλβίδα

 $T_{\text{out, ex}}$: η θερμοκρασία του λαδιού στην έξοδο του εναλλάκτη

 $T_{\rm final}$ η τελική θερμοκρασία μετά την ανάμι
ξη των ποσοτήτων x και y στην έξοδο της βαλβίδας

 $C_{p,oil}$: η ειδική θερμότητα του λαδιού

Με αντικατάταση των θερμοκρασιών εισόδου και εξόδου των ρευστών στη σχέση 3-12 λαμβάνουμε:

$$\mathbf{x} \cdot (56 - 38) = 100 \cdot (56 - 45.7) \Longrightarrow \mathbf{x} \cdot 18 = 1030 \Longrightarrow \mathbf{x} = 57.2$$

Σύμφωνα με την επίλυση των εξισώσεων των ισοζυγίων μάζας και ενέργειας, υπολογίζεται ότι το 43% της συνολικής ποσότητας του λαδιού (40 l/s) που εξέρχεται από τη δεξαμενή κατακρατείται στην τρίοδη βαλβίδα, ενώ το υπόλοιπο 57% κατευθύνεται στον εναλλάκτη για ψύξη. Αυτό σημαίνει πως ο πλακοειδής εναλλάκτης αναλαμβάνει να ψύξει 22.8 l/s και συνεπώς αυτή είναι και η ζητούμενη τιμή της παροχής. Βάση αυτής της τιμής υπολογίζεται στη συνέχεια η θερμοχωρητικότητα για κάθε ρευστό και δίνονται όλες οι θερμοκρασίες για την εύρεση της απόδοσης (Πίνακας 3.4).

Αμησιμα μεγεση Λασι 190 γ 6 40 19ερο	Χρήσιμα μεγέθη	Λάδι ISO VG 46	Νερό
--------------------------------------	----------------	----------------	------

Θερμοκρασία εισόδου (°C)	$T_{\rm h,in} = 56$	$T_{c,in} = 25.8$
Θερμοκρασία εξόδου (°C)	$T_{h,out} = 38$	$T_{c,out} = 28.8$
Μέση θερμοκρασία (°C)	$T_{h,m} = 44.5$	$T_{c,m} = 27.3$
Πυκνότητα ρ (kg/dm ³)	0.874	0.996
Ειδική θερμότητα C _p (j/kgºC)	1904.6	4169.2
Παροχή μάζας ρευστού (kg/sec)	$\dot{m}_{h} = 19.92$	$m_{c} = 19.92$
Θερμοχωρητικότητα (j/s ^{.0} C)	$C_{h} = 37939.63$	$C_c = 83050.46$

Πίνακας 3.4: Χρήσιμα μεγέθη για τον	ν υπολογισμό της απόδοσης πριν τι	ι συντήρηση.
--	-----------------------------------	--------------

Από τον Πίνακα 3.4 προκύπτει ότι η μικρότερη θερμοχωρητικότητα αντιστοιχεί και πάλι στο λάδι, οπότε $C_h = C_{min}$. Με αντικατάσταση στη σχέση 3-4 υπολογίζεται ο μέγιστος δυνατός ρυθμός μεταφοράς θερμότητας, οπότε προκύπτει:

$$Q_{max} = 37939.63 \text{ J/sec}^{\circ}\text{C} \cdot (56 \text{ }^{\circ}\text{C} - 25.8 \text{ }^{\circ}\text{C}) = 1145776.88 \text{ W} \text{ } \acute{\eta} = 1145.78 \text{ kW}$$

Ο πραγματικός ρυθμός μεταφοράς θερμότητας σύμφωνα με τη σχέση 3-2 θα είναι:

$$\dot{Q} = 37939.63 \text{ J/sec}^{\circ}\text{C} \cdot (56 \,^{\circ}\text{C} - 38 \,^{\circ}\text{C}) = 682913.34 \text{ W} \,\, \acute{\eta} \, 682.9 \text{ kW}$$

Συνεπώς όπως προκύπτει από τον ορισμό της αποδοτικότητας ε του εναλλάκτη, με αντικατάσταση στη σχέση 3-1, η απόδοση είναι:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{682.9}{1145.78} = 0.596$$

Με τη δεύτερη μέθοδο εύρεσης της απόδοσης κατευθείαν από τις θερμοκρασίες εισόδου/εξόδου των ρευστών και με χρήση της σχέσης 3-6 προκύπτει:

$$\varepsilon = \frac{56 - 38}{56 - 25.8} = \frac{18}{30.2} = 0.596$$

Γνωρίζοντας την αποτελεσματικότητα της μεταφοράς θερμότητας ε, ο αριθμός μονάδων μεταφοράς-NTU, προσδιορίζεται από τη σχέση 3-10 με $C = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{37939.63}{83050.46} = 0.46, \text{ οπότε:}$

NTU =
$$\frac{1}{0.46 - 1} \ln \left(\frac{0.60 - 1}{0.60 \cdot 0.46 - 1} \right) = 1.1$$

Από το διάγραμμα του Σχήματος 3.5 για αντιρροή, με μια προσεκτική ανάγνωση επαληθεύεται η τιμή της απόδοσης για NTU = 1.1 και C = 0.46.



Σχήμα 3.5: Απόδοση ε = 60% για NTU = 1.1 και C = 0.64.

Ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας U του εναλλάκτη, ο οποίος προκύπτει εύκολα από την σχέση 3-7 λύνοντας ως προς U θα είναι:

$$U = \frac{NTU \cdot C_{min}}{A} = \frac{1.1 \cdot 37939.63}{118.77} = 351.4 \text{ W/m}^2 \cdot C$$

Η τιμή ε = 0.596 (περίπου 60%) που υπολογίστηκε παραπάνω, αποτελεί την πραγματική απόδοση του πλακοειδούς εναλλάκτη πριν από τη συντήρησή του. Η μεταφορά θερμότητας ως απόλυτη ποσότητα είναι 682.9 kW.

3.5.2 Υπολογισμός Πραγματικής Απόδοσης Μετά τη Συντήρηση

Οι μετρήσεις που αφορούν την απόδοση του πλακοειδούς εναλλάκτη στην φάση αυτή, ελήφθησαν στις 1 Σεπτεμβρίου του 2009. Η διαδικασία που ακολουθήθηκε για τον υπολογισμό της πραγματικής απόδοσης μετά τη συντήρηση, είναι πανομοιότυπη με αυτήν που ακολουθήθηκε για τον υπολογισμό της πριν τη συντήρηση. Αρχικά αναπτύσσεται το Ισοζύγιο Ενέργειας προκειμένου να υπολογιστεί η παροχή μάζας (Σχήμα 3.6) και στη συνέχεια σε συνδυασμό με τα υπόλοιπα δεδομένα που αναγράφονται στον Πίνακα 3.4, πραγματοποιείται ο ακριβής υπολογισμός της απόδοσης.



Σχήμα 3.6: Βοηθητικό διάγραμμα διαδρομής του λαδιού για την εύρεση της παροχής του στον εναλλάκτη (μετά τη συντήρηση).

Η εξίσωση του Συνολικού Ισοζυγίου Μάζας -θεωρώντας ότι δεν υπάρχουν απώλειες-, γράφεται ως εξής:

$$x + y = 100$$
 (3-13)

Όπου

x: η παροχή μάζας του λιπαντικού στον εναλλάκτη σε l/sec

y: η παροχή μάζας του λιπαντικού στην τρίοδη βαλβίδα σε l/sec

Η εξίσωση του Ισοζυγίου Ενέργειας -για μηδενικές απώλειες-, είναι η εξής:

θερμότητα	θερμότητα	θερμότητα
εισερχόμενου	εισερχόμενου _	εξερχόμενου
λαδιού στον	λαδιού στην	λαδιού από
εναλλάκτη (Q_1)	βαλβίδα (Q_2)	την βαλβίδα (Q)

Οπότε για το Ισοζύγιο Ενέργειας μπορεί να γραφεί:

$$x \cdot C_{p,oil}(T - T_{out,ex}) + y \cdot C_{p,oil}(T - T) = (x + y) \cdot C_{p,oil}(T - T_{final})$$
(3-14)

Όπου

Τ: η αρχική θερμοκρασία εξόδου του λαδιού από τη δεξαμενή και η θερμοκρασία της ποσότητας y που κατακρατείται στην βαλβίδα

 $T_{\text{out, ex}}$ η θερμοκρασία του λαδιού στην έξοδο του εναλλάκτη

 T_{final} : η τελική θερμοκρασία μετά την ανάμιξη των x και y στην έξοδο της βαλβίδας $C_{\rm p,\,oil}$: η ειδική θερμότητα του λαδιού

Με αντικατάταση των θερμοκρασιών εισόδου και εξόδου των ρευστών στη σχέση 3-14 λαμβάνουμε:

$$x \cdot (57.5 - 40) = 100 \cdot (57.5 - 48) \Longrightarrow x \cdot 17.5 = 950 \Longrightarrow x = 54.3$$

Από την επίλυση του ισοζυγίου ενέργειας σε αυτή τη περίπτωση προκύπτει ότι το 54% του λαδιού οδηγείται στον εναλλάκτη για ψύξη, ενώ το υπόλοιπο 46% κατακρατείται στη τρίοδη βαλβίδα. Επεξηγηματικά, ο εναλλάκτης σε αυτή την περίπτωση καλείται να ψύξει 21.6 l/s λιπαντικού και συνεπώς αυτή θα είναι η παροχή που θα χρησιμοποιηθεί για τον υπολογισμό της απόδοσης. Τα υπόλοιπα μεγέθη που απαιτούνται για τον υπολογισμό της απόδοσης αναγράφονται στον Πίνακα 3.5.

Χρήσιμα μεγέθη	Λάδι ISO VG 46	Νερό
Θερμοκρασία εισόδου (°C)	$T_{h,in} = 57.5$	$T_{c,in} = 31$
Θερμοκρασία εξόδου (°C)	$T_{h,out} = 40$	$T_{c,out} = 34$
Μέση θερμοκρασία (°C)	$T_{h,m} = 48.8$	$T_{c,m} = 32.5$
Πυκνότητα ρ (kg/dm ³)	0.872	0.995
Ειδική θερμότητα C_p (j/kg ^o C)	1925.5	4178
Παροχή μάζας ρευστού (kg/sec)	$m_{h} = 18.83$	$m_{c} = 19.9$
Θερμοχωρητικότητα (j/s ^{.0} C)	C _h =36257.2	C _c =83142.2

Πίνακας 3.5: Χρήσιμα μεγέθη για τον υπολογισμό της απόδοσης μετά τη συντήρηση.

Από τον παραπάνω Πίνακα προκύπτει ότι η μικρότερη θερμοχωρητικότητα αντιστοιχεί και πάλι στο λάδι, οπότε $C_h = C_{min}$. Με αντικατάσταση στη σχέση 3-4 ο μέγιστος δυνατός ρυθμός μεταφοράς θερμότητας είναι:

$$Q_{max} = 36257.2 \text{ J/sec}^{\circ}\text{C} \cdot (57.5 \text{ }^{\circ}\text{C} - 31 \text{ }^{\circ}\text{C}) = 960815.8 \text{ W} \text{ } \acute{\eta} 960.8 \text{ kW}$$

Ο πραγματικός ρυθμός μεταφοράς θερμότητας σύμφωνα με τη σχέση 3-2 θα είναι:

 $\dot{Q} = 36257 \ .2 \ J/sec \ ^{\circ}C \cdot (57.5 \ ^{\circ}C - 40 \ ^{\circ}C) = 634501 \ W \ \eta \ 634.5 \ kW$

Συνεπώς όπως προκύπτει από τον ορισμό της αποδοτικότητας ε του εναλλάκτη, με αντικατάσταση στη σχέση 3-1, η απόδοση είναι:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{634.5}{960.8} = 0.66$$

Με την εναλλακτική μέθοδο εύρεσης της απόδοσης κατευθείαν από τις θερμοκρασίες εισόδου/εξόδου των ρευστών, προκύπτει:

$$\varepsilon = \frac{57.5 - 40}{57.5 - 31} = \frac{17.5}{26.5} = 0.66$$

Γνωρίζοντας την αποτελεσματικότητα της μεταφοράς θερμότητας ε, ο Αριθμός Μονάδων Μεταφοράς-ΝΤU, προσδιορίζεται από τη σχέση 3-10 με $C = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{36257.2}{83142.2} = 0.44, \text{ οπότε:}$ $NTU = \frac{1}{0.44 - 1} \ln \left(\frac{0.65 - 1}{0.65 \cdot 0.44 - 1} \right) = 1.3$

Από το διάγραμμα του Σχήματος 3.7 για αντιρροή, με μια προσεκτική ανάγνωση επαληθεύεται η τιμή της απόδοσης για NTU = 1.3 και C = 0.44.

Ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας U του εναλλάκτη, ο οποίος προκύπτει εύκολα από την σχέση 3-7 λύνοντας ως προς U θα είναι:

$$U = \frac{NTU \cdot C_{min}}{A} = \frac{1.27 \cdot 36257.2}{118.77} = 387.7 \text{ W/m}^2 \cdot C$$

Η τιμή ε = 0.66 ή 66% που υπολογίστηκε παραπάνω, αποτελεί την πραγματική απόδοση του πλακοειδούς εναλλάκτη μετά τη συντήρηση του. Εδώ η μεταφορά θερμότητας από το ένα ρευστό στο άλλο ως απόλυτη ποσότητα είναι 634.5 kW.



Σχήμα 3.7: Απόδοση ε = 66% για NTU = 1.3 και C = 0.44.

Χρήσιμα Μεγέθη	Θεωρητικές Προδιαγραφές	Πριν τη Συντήρηση 17/02/2009	Μετά τη Συντήρηση 01/09/2009
Λόγος	0.86	0.46	0.44

θερμοχω/τήτων- C Αριθμός Μονάδων Μεταφοράς- NTU	1.64	1.1	1.3
Q _{actual} (kW)	841	682.9	634.5
Q _{max} (kW)	1294.1	1145.8	960.8
Απόδοση ε %	65	59.6	66

Πίνακας 3.6: Συγκεντρωτικός Πίνακας Παρουσίασης Αποτελεσμάτων από τη Διεξαγωγή του Ελέγχου Απόδοσης.

Αξίζει να σχολιαστεί ότι η θεωρητική απόδοση του εναλλάκτη όχι μόνο επαληθεύεται, αλλά εντοπίζεται και ελαφρώς αυξημένη από τον έλεγχο που προέκυψε αμέσως μετά τη συντήρηση. Από την άλλη πλευρά, πριν τη συντήρηση η απόδοση του εναλλάκτη παρατηρείται αρκετά μειωμένη συγκριτικά με τη θεωρητική. Συγκεκριμένα η απόδοση αναμενόταν ίση περίπου με 65%, ενώ στην πραγματικότητα ο εναλλάκτης βρέθηκε να λειτουργεί με απόδοση ίση με 59,6%.

Σημειώνεται ότι ο μέγιστος δυνατός ρυθμός μεταφοράς θερμότητας Q_{max} , αναφέρεται στις συνθήκες παροχής μάζας και θερμοκρασιών εισόδου των δύο ρευστών που ίσχυαν τη χρονική στιγμή της λήψης των δεδομένων σε κάθε διενέργεια ελέγχου. Συνεπως δεν πρέπει να συγχέεται με το Q_{max} που προκύπτει από τις τεχνικές προδιαγραφές του εναλλάκτη, οι οποίες αναφέρονται στη μέγιστη παροχή (401/s) και σε υψηλότερες θερμοκρασίες λειτουργίας.

3.6 Η Υπέρυθρη Θερμογραφία στη Διαδικασία Θερμικού Ελέγχου Πλακοειδούς Εναλλάκτη

Η σύγχρονη τάση σχεδίασης των μηχανημάτων μεταφοράς θερμότητας ολοένα και μεγαλύτερης απόδοσης με ταυτόχρονο έλεγχο των απωλειών θερμότητας χωρίς αύξηση του κόστους και το σταμάτημα των εργασιών, είναι μια εξαιρετικά απαιτητική εργασία. Χάρη στις καινοτομίες στον τομέα της θερμογράφησης, η διαδικασία αυτή έχει απλοποιηθεί κατά πολύ. Η υπέρυθρη θερμογραφία μετατρέπει την θερμική ενέργεια, η οποία εκπέμπεται από τα αντικείμενα στην υπέρυθρη περιοχή

του ηλεκτρομαγνητικού φάσματος, σε ορατή εικόνα. Οι σημαντικότεροι τομείς εφαρμογής της είναι η θερμοδυναμική ρευστών, η τεχνολογία και η πολιτιστική κληρονομιά.[6]

3.6.1 Υπέρυθρη Θερμογραφία

Είναι γνωστό ότι οποιοδήποτε αντικείμενο σε θερμοκρασία μεγαλύτερη από το απόλυτο μηδεν (-273 °C ή 0 °K), εκπέμπει ηλεκτρομαγνητική ακτινοβολία με την μορφή ακτινών οι οποίες βρίσκονται στην υπέρυθρή περιοχή του ηλεκτρομαγνητικού φάσματος [1 μm-1000 μm] [1]. Αυτή η ενέργεια δεν είναι δυνατόν να γίνει αντιληπτή από την ανθρώπινη όραση. Η υπέρυθρη θερμογραφία (IRT infrared thermography) είναι μια τεχνική που εντάσσεται στους μη καταστροφικούς ελέγχους, διότι επιτρέπει την οπτικοποίηση της θερμικής ενέργειας ενός αντικειμένου, χωρίς να υπεισέρχεται επαφή ή διείσδυση στο εξεταζόμενο αντικείμενο και στις περισσότερες των περιπτώσεων χωρίς να σταματά η λειτουργία του, όταν πρόκειται για κάποιο μηχάνημα.

Η θερμογραφία πραγματοποιείται με χρήση μίας θερμοκάμερας για την καταγραφή εικόνων του θερμοκρασιακού πεδίου ενός αντικειμένου και την αποστολή τους σε μικροεπεξεργαστές με σκοπό την εμφάνιση οπτικών εικόνων των αντικειμένων. Οι θερμογραφικές κάμερες ανιχνεύουν υπέρυθρη ενέργεια και μετατρέπουν τη προσλαμβανόμενη ακτινοβολία σε τιμές θερμοκρασίας. Η θερμική εικόνα απεικονίζει την κατανομή της θερμοκρασίας στο εξεταζόμενο αντικείμενο. Η ανίχνευση διαφοροποιήσεων της θερμοκρασιακής κατανομής οδηγεί στην αναγνώριση βλαβών. Ωστόσο, μέσω του θερμικού ελέγχου υπάρχουν και άλλες δυνατότητες ελέγχου. Για παράδειγμα:

- i. Επαλήθευση της αποτελεσματικότητας του εξεταζόμενου αντικειμένου
- ii. Ανίχνευση ατελειών στη δομή του
- iii. Εντοπισμός της εστίας των δυσλειτουργιών ενός συστήματος

Η θερμογραφία από μόνη της παρέχει μια εξαιρετικά ακριβή και αξιόπιστη μέθοδο για την επίβλεψη και μέτρηση της θερμοκρασιακής κατανομής. Επιπλέον παρέχει την δυνατότητα για διεξαγωγή ελέγχου θερμικής διάγνωσης, δίνοντας το θερμικό χάρτη του αντικειμένου που ελέγχεται. Η κύρια αμφιβολία αναφορικά με τη θερμογραφία οφείλεται στο γεγονός ότι ο συντελεστής εκπομπής ε του εξεταζόμενου αντικειμένου είναι συχνά άγνωστος και τοπικά εξαρτημένος.

3.6.2 Θερμογράφηση Πλακοειδούς Εναλλάκτη

Η θερμογράφηση της εξεταζόμενη συσκευή ματαφοράς θερμότητας, πραγματοποιήθηκε στην πρώτη επίσκεψη στο σταθμό στις 17/02/09, δηλαδή δύο μήνες πριν τη συντήρηση του εναλλάκτη. Η θερμοκάμερα που χρησιμοποιήθηκε για την θερμογράφηση του μελετώμενου εναλλάκτη, είναι το μοντέλο IVN 780-P της IMPAC. Το IVN 780-P είναι ένας φορητός θερμικός αναλυτής εικόνας και απεικονίζεται στην Εικόνα 3.1.

Το κύριο θερμογράφημα του εναλλάκτη φαίνεται στην Εικόνα 3.2, όπου απεικονίζεται η περιοχή γύρω από την είσοδο του θερμού λαδιού και την εξόδο του θερμού νερού στην επιφάνεια του εξωτερικού μεταλλικού πλαισίου. Δεδομένου ότι δεν υπάρχει η δυνατότητα να ληφθούν θερμογραφήματα εντός του εναλλάκτη, αυτά ελήφθησαν στην επιφάνεις του εξωτερικού του πλαισίου. Το πλαίσιο αυτό είναι χαλύβδινο και έχει πάχος 3 cm, ωστόσο άλλες πληροφορίες σχετικά με τις ιδιότητές του δεν εντοπίστηκαν. Η θερμοκρασία στο πλαίσιο μεταφέρεται με αγωγή και η διαφορά των 13.5 °C της εξωτερικής θερμογραφούμενης επιφάνειάς (42.5 °C, Εικόνα 3.2.γ) με την εσωτερική του (56 °C, Πίνακας 3.4), η οποία έρχεται σε επαφή με το θερμό ρευστό κατά την είσοδό του στον εναλλάκτη, είναι αναμενόμενη. Αυτή η διαφορά της θερμοκρασίας δεν αποτελεί πρόβλημα, διότι στην προκειμένη περίπτωση δεν ενδιαφέρει η καταγραφή των απόλυτων θερμοκρασιών, αλλά ο ρυθμός με τον οποίο μεταβάλλονται κατά μήκος του εναλλάκτη.



Εικόνα 3.1: Θερμοκάμερα τύπου *IVN 780-P*, που χρησιμοποιήθηκε για τη θερμογράφηση του πλακοειδούς εναλλάκτη [7].





Εικόνα 3.2: α. Θερμογράφημα εναλλάκτη στη χρωματική κλίμακα της θερμοκάμερας, β. Εναλλάκτης που θερμογραφήθηκε, γ. Θερμογράφημα στη χρωματική κλίμακα του γκρίζου.

Η ανάλυση του θερμογραφήματος επέτρεψε την καταγραφή της θερμοκρασιακής μεταβολής κατά μήκος του εναλλάκτη στις γραμμές 1 και 2 (Σχήμα 3.8). Στο διάγραμμα, η γραμμή 1 αναφέρεται στο θερμό ρευστό (λάδι), ενώ η γραμμή 2 στο νερό, το οποίο εξέρχεται από τον εναλλάκτη. Από το σύνολο των σημείων κατά μήκος της γραμμής μόνο το τελευταίο κομμάτι της (20 cm) αναπαριστά το φαινόμενο της μεταφοράς θερμότητας όπως συμβαίνει μέσα στον εναλλάκτη. Συνεπώς σε αυτό το τμήμα υπολογίζεται η θερμοκρασιακή μεταβολή ΔΤ των ρευστών.



Σχήμα 3.8: Η μείωση της θερμοκρασίας του λαδιού ΔΤ, όπως προκύπτει από την ανάλυση του θερμογραφήματος 3.2.

Από το παραπανω διάγραμμα φαίνεται ξεκάθαρα ότι στα πρώτα 20 cm που διατρέχει το λάδι, η θερμοκρασία του μειώνεται κατά 3.8 °C. Όσον αφορά στο νερό παρατηρείται μία πολύ μικρή μεταβολή και κάτι τέτοιο είναι φυσικό δεδομένου ότι σε όλο το μήκος του εναλλάκτη (173 cm), η θερμοκρασία του αυξάνεται μόνο κατά 3 °C.

Όπως έχει αναφερθεί νωρίτερα, η θερμογραφία μπορεί να εξυπηρετήσει πολλούς σκοπούς πέρα από την συμβολή της στον θερμικό έλεγχο, όπως η ανίχνευση ατελειών ή ρωγμών. Ένας ακόμη που εντοπίζεται στην παρούσα εφαρμογή είναι η δυνατότητα λήψης δεδομένων, εκεί που δεν υπάρχουν τοπικοί ή ηλεκτρονικοί μετρητές αλλά και δυνατότητα σύγκρισης ή επαλήθευσης εκεί που υπάρχουν.

Στην παρούσα εφαρμογή, το θερμογράφημα της Εικόνας 3.3 χρησιμοποιήθηκε για την επιβεβαίωση της τιμής της θερμοκρασίας εισόδου του θερμού ρευστού στον εναλλάκτη, στο σημείο εξόδου του από την αντλία λίπανσης. Πράγματι, προέκυψε η τιμή των 56.3 °C η οποία είναι πολύ κοντά στην μετρούμενη από τοπικό θερμόμετρο των 56 °C. Συνεπώς οι δυνατότητες της θερμογράφισης ενδεχομένως να επεκτείνονται κι άλλο ανάλογα με την εκάστοτε εφαρμογή.



Εικόνα 3.3: Θερμογράφημα με σκοπό τη λήψη της θερμοκρασίας του λαδιού αμέσως μετά την έξοδό του από την δεξαμενή του λαδιού και το πέρασμά του από την αντλία λίπανσης.

3.7 Συντήρηση Πλακοειδούς Εναλλάκτη

Η απόδοση των εναλλακτών θερμότητας ελαττώνεται συνήθως με το πέρασμα του χρόνου εξαιτίας της συσσώρευσης υπολειμμάτων στις επιφάνειες του εναλλάκτη. Τα στρώματα των υπολειμμάτων αναπαριστούν την επιπλέον αντίσταση στην μεταφορά θερμότητας, η οποία προκαλεί τη μείωση της απόδοσης του εναλλάκτη. Αυτή την επιπρόσθετη αντίσταση εκφράζει ο παράγοντας ακαθαρσιών ή αποθέσεων R_f (fouling factor) [1].

Το πιο συνηθισμένο είδος ακαθαρσιών είναι η καθίζηση στερεών υπολειμμάτων των ρευστών πάνω στις επιφάνειες μεταφοράς θερμότητας. Η καθίζηση αυτή είναι ουσιαστικά ένα στρώμα ή μια κρούστα ασβεστούχων υπολειμμάτων. Συνήθως απομακρύνεται με ξύσιμο και με παράλληλη χρήση ειδικών χημικών απορρυπαντικών. Ένας δεύτερος τύπος ακαθαρσιών, ο οποίος απαντάται συχνά στη βιομηχανία χημικής επεξεργασίας, είναι η διάβρωση και οι χημικές ακαθαρσίες από τη συσσώρευση προϊόντων των χημικών αντιδράσεων πάνω στις επιφάνειες. Επιπλέον υπάρχει ο κίνδυνος οι εναλλάκτες θερμότητας να γεμίσουν ακαθαρσίες εξαιτίας της αύξησης της φύκης στα θερμά ρευστά. Το είδος αυτών των ακαθαρσιών ονομάζεται βιολογικός και αποφεύγεται με χημική επεξεργασία [8].

Στα πλαίσια της συντήρησης του εξεταζόμενου εναλλάκτη, υπήρξε η δυνατότητα παρακολούθησης της διαδικασίας καθαρισμού του. Την διαδικασία ανέλαβε εξειδικευμένο συνεργείο, καθώς αποτελεί μια σειρά από διαδοχικές διεργασίες προκαθορισμένες από τον κατασκευαστή και χρίζει ιδιαίτερης προσοχής σε όλα της τα στάδια.



Εικόνα 3.4: Πλαίσιο πλακοειδούς εναλλάκτη αφαιρουμένων των πλακών.

Η αποσυναρμολόγηση του πλαισίου, η αφαίρεση των πλακών και ο καθαρισμός τους, η αφαίρεση των φθαρμένων παρεμβυσμάτων και η αντικατάστασή

τους με νέα καθώς και η εκ νέου συναρμολόγηση του εναλλάκτη, είναι οι κυριότερες διεργασίες κατά τη συντήρησή του. Η συντήρηση ενός πλακοειδούς εναλλάκτη είναι ιδιαίτερα δύσκολη και αποτελεί ένα από τα κυριότερα μειονεκτήματα του. Για το λόγο αυτό τα υλικά που χρησιμοποιούνται για την κατασκευή του αλλά και τα ίδια τα ρευστά επιλέγονται πολύ προσεκτικά έτσι ώστε να παρατείνεται η συντήρησή του. Μετά από 7 χρόνια λειτουργίας, στις πλάκες του εναλλάκτη εντοπίστηκαν επικαθήσεις οι οποίες απεικονίζονται στις εικόνες που ακολουθούν.



Εικόνες 3.5, 3.6 : 3.5. Πλάκα εναλλάκτη πριν τον καθαρισμό, 3.6. Πλάκα εναλλάκτη όπου έχουν αφαιρεθεί τοπικά οι επικαθήσεις.



Εικόνες 3.7, 3.8 : 3.7. Πλάκα ροής λαδιού πριν τον καθαρισμό, 3.8. Πλάκα ροής νερού πριν τον καθαρισμό.

Όπως φαίνεται από τις εικόνες 3.7 και 3.8 οι επικαθήσεις που δημιουργούνται στις πλάκες διαφέρουν ανάλογα με το είδος του ρευστού που τις διαβρέχει. Ο κατασκευαστής δίνει τον παράγοντα ακαθαρσιών R_f για κάθε ρευστό προσεγγιστικά. Οι συντελεστές ρύπανσης υπολογίζονται πειραματικά, δοκιμάζοντας τον εναλλάκτη κάτω από διάφορες συνθήκες (καθαρές επιφάνειες και επιφάνειες με αποθέσεις), και ορίζονται από την σχέση 3-15, ενώ μερικές τυπικές τιμές του παράγοντα φαίνονται στον Πίνακα 3.7.

$$R_{f} = \frac{1}{U_{dirty}} - \frac{1}{U_{clean}}$$
(3-15)

Οι τιμές που αναφέρονται στο εγχειρίδιο του κατασκευαστή για τον εξεταζόμενο εναλλάκτη δίνονται στον Πίνακα 2.4, όπου ο παράγοντας επικαθήσεων για το λάδι είναι ίσος με 0.0086 m^{2 °}C/W και για το νερό μηδενικός [9]. Ωστόσο μετά το άνοιγμα του εναλλάκτη, παρατηρούμε ότι επικαθήσεις υπάρχουν και για τα δύο ρευστά με εντονότερες αυτές του λαδιού.

Benezó	R _f	
1 20010	hr·ft ^{2.0} F / Btu	m ² ·K / W
Νερό θαλάσσης (< 52°C, 125°F)	0.0005	0.00009
Νερό θαλάσσης (> 52°C, 125°F)	0.001	0.0002
Επεξεργασμένο νερό πλήρωσης		
βραστήρα (> 52°C, 125°F)	0.001	0.0002
Ορυκτέλαιο	0.005	0.0009
Λάδι βαφής (ψύξης)	0.004	0.0007
Ατμοί αλκοολών	0.0005	0.00009
Ατμός	0.0005	0.00009
Βιομηχανικός αέρας	0.002	0.0004
Ψυκτικό Υγρό	0.001	0.0002

Πίνακας 3.7: Αντιπροσωπευτικοί παράγοντες αποθέσεων για συγκεκριμένα ρευστά [4].

Η αφαίρεση και η επανατοποθέτηση των παρεμβυσμάτων (gaskets) είναι ένα κρίσιμο κομμάτι της συντήρησης, διότι οποιαδήποτε παράληψη θέτει σε κίνδυνο την μόνωση του εναλλάκτη και επομένως την μεταφορά θερμότητας από το ένα ρευστό στο άλλο κατά τη λειτουργία του. Μετά τη διαδικασία της τοποθέτησης όλων των παρεμβυσμάτων, οι πλάκες τοποθετούνται μία μία στο πλαίσιο του εναλλάκτη σύμφωνα με τον σειριακό κωδικό τους και συσφίγκονται σταδιακά. Ενδεέχεται να περάσουν μέχρι και 48 ώρες μέχρι να κριθεί ότι ο εναλλάκτης είναι ορθά σφιγμένος [9].

Ο παράγοντας ακαθαρσιών είναι προφανές ότι είναι μηδενικός για έναν καινούριο ή έναν πρόσφατα συντηρημένο εναλλάκτη και αυξάνει με το πέρασμα του χρόνου. Ο παράγοντας αποθέσεων είναι συνάρτηση της θερμοκρασίας λειτουργίας, της ταχύτητας των ρευστών καθώς και του χρόνου λειτουργίας. Συγκεκριμένα, οι ακαθαρσίες αυξάνουν όσο αυξάνεται η θερμοκρασία και μειώνεται ο ρυθμός ροής των ρευστών [1]. Ο μελετώμενος εναλλάκτης λειτουργεί σε χαμηλότερες θερμοκρασίες από τις κατασκευαστικές προδιαγραφές του, αλλά και με μικρότερους ρυθμούς ροής.





Εικόνες 3.9, 3.10, 3.11: 3.9. Αφαίρεση κόλλας παρεμβύσματος με ειδικό τροχό, 3.10. Τοποθέτηση νέας κόλλας παρεμβύσματος, 3.11. Τοποθέτηση νέου παρεμβύσματος σε όλες τις πλάκες.

3.8 Σύνοψη Κεφαλαίου

Στο τρίτο Κεφάλαιο της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας, επιχειρήθηκε ο έλεγχος της απόδοσης του μελετώμενου πλακοειδούς εναλλάκτη. Αρχικά περιγράφηκαν ορισμένες κρίσιμες παράμετροι που μεταβάλλονται σε κάθε έλεγχο που διενεργήθηκε. Προσδιορίστηκε η Θεωρητική Απόδοση του εναλλάκτη από τα στοιχεία που έχει προσκομίσει ο κατασκευαστής και στη συνέχεια, η ίδια διαδικασία ακολουθήθηκε αναφορικά με την Πραγματική Απόδοση, βάση των στοιχείων που συγκεντρώθηκαν από τις επισκέψεις που πραγματοποιήθηκαν στον Σταθμό.

Το αξιοσημείωτο στην εύρεση της πραγματικής απόδοσης του εναλλάκτη, είναι το γεγονός της διαφοροποίησής της ως προς τη χρονική στιγμή της συντήρησης. Όπως ήταν αναμενόμενο, η απόδοση ήταν μειωμένη πριν τη συντήρηση και επανήλθε στα φυσιολογικά επίπεδα αμέσως μετά. Ένα επιπλέον εργαλείο στην διαδικασία του ελέγχου απόδοσης, απεδείχθη η υπέρυθρη θερμογραφία με τη λήψη χρήσιμων θερμογραφημάτων. Κρίθηκε σκόπιμη η περιγραφή της συντήρησης του εναλλάκτη και η επισήμανση του ρόλου που διαδραματίζει στην απόδοση του. Στο επόμενο Κεφάλαιο γίνεται προσπάθεια να προσομοιωθεί τμήμα του εναλλάκτη με το πρόγραμμα Comsol Multiphisics 3.5, σε μια γενικότερη προσπάθεια οπτικοποίησης του φαινομένου της μεταφοράς θερμότητας, αλλά και του υπολογισμού του ρυθμού μεταφοράς θερμότητας κατά μήκος του εναλλάκτη. Η Μέθοδος των Πεπερασμένων Στοιχείων - Finite Element Method επιλέχθηκε για τη διαδικασία της Αριθμητικής Επίλυσης, η οποία πραγματοποιείται με την επίλυση διαφορικών εξισώσεων που διέπουν την κίνηση των ρευστών καθώς και της Μεταφοράς Θερμότητας.

3.9 Βιβλιογραφία

- Yunus A. Cengel, "Μεταφορά Θερμότητας. Μια Πρακτική Προσέγγιση", Εκδόσεις Τζιόλα, Θεσσαλονίκη, 2005.
- [2] Max S.Peters, Klaus D.Timmerhaus, Ronald E.West, "Σχεδιασμός και Οικονομική Μελέτη Εγκαταστάσεων για Μηχανικούς", Πέμπτη Έκδοση, Εκδόσεις Τζιόλα, Θεσσαλονίκη, 2006.
- [3] Βουτριαρίδης Χριστόδουλος., "Εναλλάκτες Θερμότητας", Τμήμα Ηλεκτρολόγων Μηχανικών, Δ.Π.Θ., Ξάνθη, 1999.
- [4] "Πλακοειδείς Εναλλάκτες", Τμήμα Χημικών Μηχανικών Α.Π.Θ. <u>http://www.eng.auth.gr/~chemtech/foititika/fd/heat_exchangers/heat04.pdf</u> (07/05/2009).
- [5] "Οδηγός Εζοικονόμησης Ενέργειας και Συστήματα Ανάκτησης Θερμότητας", Κέντρο Ανανεώσιμων Πηγών Ενέργειας <u>http://www.cres.gr/kape/education/ODHGOS_ANAKTHSHS_THERMOTHTA</u> <u>S.pdf</u> (10/08/2009).
- [6] Παπαγιαννόπουλος Γιάννης, "Θερμικός Ελεγχος και Μοντελοποίηση Θερμικής Συμπεριφοράς Ολοκληρωμένων Κυκλωμάτων", Τμήμα Ηλεκτρολόγων Μηχανικών & Μηχανικών Υπολογιστών, Α.Π.Θ., Θεσσαλονίκη, 2008.
- [7] Πλαστήρα Ελένη, "Μη Καταστροφικός Έλεγχος σε Φωτοβολταϊκά Πάνελ με τη Μέθοδο της Υπέρυθρης Θερμογραφίας", Τμήμα Μηχανικών Παραγωγής & Διοίκησης, Δ.Π.Θ., Ξάνθη, 2009.
- [8] L.Wang, B.Sunden and R.M.Manglik, "*Plate Heat Exchangers: Design, Applications and Performance*", Southampton WIT, 2007.
- [9] Εγχειρίδιο ALSTOM, "Lube Oil Cooler", data sheet HTCT 691 502 V0001B.

Κεφάλαιο 4

Μοντελοποίηση Πλακοειδούς Εναλλάκτη με τη Μέθοδο των Πεπερασμένων Στοιχείων

Περιεχόμενα

4.1 Εισαγωγή	87
4.2 Η Μέθοδος των Πεπερασμένων Στοιχείων	
4.2.1 Ιστορική Εξέλιξη της Μεθόδου	88
4.2.2 Γενική Περιγραφή της Μεθόδου	88
4.2.3 Η Εφαρμογή της Μεθόδου σε Προβλήματα Μεταφοράς Θερμότητας	
4.3 Επιλογή της Γεωμετρίας	
4.4 Καθορισμός Φυσικών Παραμέτρων του Μοντέλου	96
4.5 Μοντελοποίηση στο Περιβάλλον του Προγράμματος Comsol Multiphisics 3.5	99
4.5.1 Έναρξη του Προγράμματος	99
4.5.2 Σχεδιασμός της Γεωμετρίας	100
4.5.3 Καθορισμός Σταθερών του Προβλήματος	103
4.5.4 Οριακές Συνθήκες και Παράμετροι	104
4.5.5 Δημιουργία Πλέγματος Διακριτοποίησης	107
4.5.6 Επίλυση του Προβλήματος	108
4.6 Παρουσίαση και Επεξεργασία Αποτελεσμάτων	109
4.7 Σύνοψη Κεφαλαίου	115
4.8 Βιβλιογραφία	116

4.1 Εισαγωγή

Η Μεταφορά Θερμότητας αποτελεί αντικείμενο θεμελιώδους σημασίας για πολλούς από τους κλάδους της επιστήμης των μηχανικών. Στο παρελθόν, για την επίλυση σημαντικών προβλημάτων της μηχανικής, οι Μηχανικοί χρειαζόταν να διαθέτουν μία εξαιρετικά άρτια εκπαίδευση στα μαθηματικά και άψογες αναλυτικές δυνατότητες. Στις μέρες μας, η δυνατότητα χρήσης Η/Υ υψηλής ταχύτητας και εύχρηστων λογισμικών πακέτων, έχουν αλλάξει τα δεδομένα στις εφαρμογές της Μηχανικής με την αριθμητική τυποποίηση των προβλημάτων της [1].

Ο σύγχρονος Μηχανικός έχει την δυνατότητα επιλογής και επίλυσης τέτοιων προβλημάτων είτε με αναλυτικές είτε με αριθμητικές μεθόδους. Το κυριότερο πλεονέκτημα των αναλυτικών μεθόδων είναι η μοναδική και ακριβής έκφραση για ολόκληρο το πεδίο ορισμού της ανάλυσης. Ωστόσο, σε πολλές περιπτώσεις μια ακριβής αναλυτική επίλυση είναι εξαιρετικά δύσκολο να προσδιοριστεί, λόγω της πολυπλοκότητας της γεωμετρίας και των οριακών συνθηκών. Σε αυτές τις περιπτώσεις μια αριθμητική μέθοδο.

Οι πιο συχνά χρησιμοποιούμενες αριθμητικές μέθοδοι είναι αυτή των Πεπερασμένων Διαφορών - Finite Difference, η μέθοδος των Πεπερασμένων Όγκων - Finite Volume, η μέθοδος του Οριακού Στοιχείου - Finite Element and Boundary Elements και η μέθοδος των Πεπερασμένων Στοιχείων - Finite Element Method (FEM) [2].

Στο παρόν κεφάλαιο για τον σκοπό της μοντελοποίησης του εξεταζόμενου εναλλάκτη, επιλέχθηκε η Μέθοδος των Πεπερασμένων Στοιχείων. Η μέθοδος αυτή κέρδισε από πολύ νωρίς το ενδιαφέρον του βιομηχανικού κόσμου αλλά και μια εξέχουσα θέση στην εκπαίδευση των Μηχανικών, λόγω της ευελιξίας του ως εργαλείο ανάλυσης. Την ανάλυση της μεθόδου, ακολουθεί η μεθοδολογία επίλυσης σε προβλήματα που άπτονται των αντικειμένων της Μετάδοσης Θερμότητας και της Ροής των Ρευστών. Στη συνέχεια παρουσιάζονται αναλυτικά όλα τα βήματα της διαδικασίας προσομοίωσης του πλακοειδούς εναλλάκτη που εξετάζεται στην παρούσα εργασία. Το τελευταίο τμήμα του Κεφαλαίου, αναφέρεται στην παρουσίαση και την επεξεργασία των αποτελεσμάτων που προέκυψαν από την αριθμητική προσέγγιση της προσομοίωσης του εξεταζόμενου εναλλάκτη.

4.2 Η Μέθοδος των Πεπερασμένων Στοιχείων

4.2.1 Ιστορική Εξέλιξη της Μεθόδου

Οι πρώτες αναφορές στη μέθοδο των Πεπερασμένων Στοιχείων, εντοπίζονται στον τομέα της μηχανικής των κατασκευών και την ανάλυσή τους (structural analysis). Η μέθοδος των Πεπερασμένων Στοιχείων διαδόθηκε στον κόσμο των μηχανικών χάρη στις δημοσιεύσεις των Αργύρη και Kelsey και θεμελιώθηκε στο τέλος της δεκαετίας του 1950 από τους Αργύρη, Turner και Clough [2]. Αργότερα το 1960 και το 1970 επεκτάθηκε σε προβλήματα Μεταφοράς Θερμότητας, ρευστών, προβλήματα ελαστικότητας αλλά και μη γραμμικά προβλήματα. Το 1980 αρχίζει να διαδίδεται και να χρησιμοποιείται ευρέως από τον Πανεπιστημιακό κόσμο, τους Μηχανικούς και πολλές επιχειρήσεις. Κατά τη διάρκεια της δεκαετίας του 1990 η μέθοδος βρίσκει πεδία εφαρμογής σε πολύπλοκα προβλήματα Ρευστομηχανικής και Ηλεκτρομαγνητισμού [3].

Σήμερα θεωρείται ως μία από τις μεγαλύτερες ανακαλύψεις στις επιστήμες του 20° αιώνα και έχει καθολική εφαρμογή σε πληθώρα προβλημάτων της μηχανικής. Ορισμένοι από τους κλάδους εφαρμογής της είναι η ρευστομηχανική, η θερμοδυναμική, η ακουστική, ο ηλεκτρομαγνητισμός, η εμβιομηχανική και η σεισμολογία [4]. Συνδυαστικά με την μείωση μάλιστα του κόστους των ηλεκτρονικών υπολογιστών και την αύξηση της υπολογιστικής μνήμης και ισχύος, βρίσκει εφαρμογή στην πλειονότητα των προβλημάτων των Μηχανικών επικουρικά με άλλα προγράμματα (CAD, CAM).

4.2.2 Γενική Περιγραφή της Μεθόδου

Η μέθοδος των πεπερασμένων στοιχείων είναι μία μέθοδος με την οποία ένα συνεχές σύστημα με άπειρους βαθμούς ελευθερίας προσεγγίζεται από ένα σύστημα στοιχείων με καθορισμένο αριθμό αγνώστων. Τα στοιχεία αυτά συνδέονται μεταξύ τους σε διακεκριμένα σημεία (discrete points) [2]. Έτσι, τα πλέον πολύπλοκα προβλήματα φυσικής και μηχανικής μπορούν να προσεγγιστούν με συστήματα πεπερασμένου αριθμού εξισώσεων. Η μέθοδος προσεγγίζει την λύση με μία παραμετροποιημένη δοκιμαστική συνάρτηση. Αντικαθιστώντας στο πρόβλημα, επιλύονται οι προκύπτουσες εξισώσεις ελαχιστοποιώντας το ολοκλήρωμα του
παραμένοντος σφάλματος ως προς τις παραμέτρους, έτσι ώστε να επιτευχθεί η καλύτερη δυνατή προσέγγιση.

Το πλεονέκτημα της μεθόδου είναι ότι επιτυγχάνεται καλύτερη συνολική προσέγγιση της λύσης, αφού ελαχιστοποιείται το ολοκληρωτικό σφάλμα. Πρακτικά η περιοχή ενδιαφέροντος με τη διαδικασία της διακριτοποίησης (discretization), διαιρείται σε μικρότερα πεπερασμένα στοιχεία και προσεγγίζεται λύση -με μικρού βαθμού πολυώνυμο-, σε κάθε ένα από αυτά. Από τότε που η μέθοδος αυτή επέτρεψε ένα είδος ελευθερίας στη σχηματοποίηση των στοιχείων ή των υποπεριοχών, είναι εφικτή μία ακριβής αναπαράσταση των οριακών συνθηκών ακόμη και ενός πολύπλοκου πεδίου ορισμού (domain).

Η πληθώρα των συστημάτων της επιστήμης των Μηχανικών θα μπορούσαν να απλοποιηθούν με την υποδιαίρεσή τους σε μικρότερα στοιχεία. Αυτά τα στοιχεία μπορούν εύκολα να αναλυθούν από βασικές αρχές και με τον συνδυασμό όλων αυτών των αρχών, αναδομείται η ανάλυση του πλήρους αρχικού συστήματος. Τα συστήματα αυτά αναφέρονται ως discrete systems (διακριτά συστήματα) [2]. Στις περιπτώσεις όπου τα χαρακτηριστικά του προβλήματος μπορούν να επιλυθούν με αξιόπιστες απλοποιημένες εξισώσεις, το πρόβλημα μπορεί να αναλυθεί χρησιμοποιώντας έναν πεπερασμένο αριθμό συνιστωσών.

Τα βήματα που ακολουθούνται κατά την ανάλυση των διακριτών συστημάτων είναι τα ακόλουθα:

- Εξιδανίκευση του προβλήματος Idealization of system, διαδικασία κατά την οποία το σύστημα θεωρείται ιδανικά ως ένα σύνολο από μεμονομένα στοιχεία.
- Χαρακτηριστικά των στοιχείων Element characteristics, δηλαδή η διαδικασία της καταγραφής των θεμελιωδών χαρακτηριστικά κάθε στοιχείου.
- Η συναρμολόγηση Assemply, όπου ένα σύνολο ταυτόχρονων εξισώσεων διαμορφώνονται μέσω της συναρμολόγησης των χαρακτηριστικών των στοιχείων για τις άγνωστες μεταβλητές.
- Η επίλυση των εξισώσεων Solution of equations, όπου οι εξισώσεις επιλύονται ταυτόχρονα με σκοπό να καθοριστούν όλες οι μεταβλητές [2].

Η σημαντικότητα της Μεθόδου των Πεπερασμένων Στοιχείων, έγκειται στο ότι βρίσκει εφαρμογή σε τέτοιες περιπτώσεις και σε συνδυασμό με τον ηλεκτρονικό υπολογιστή έχουν κατορθώσει την αριθμητική εξιδανίκευση και την επίλυση των συνεχών συστημάτων σε συστηματική βάση. Το γεγονός αυτό έχει πρακτική επίδραση και εφαρμογή τόσο σε κλασικές διαδικασίες όσο και σε πολύπλοκα προβλήματα της επιστήμης των Μηχανικών.

4.2.3 Εφαρμογή της Μεθόδου σε Προβλήματα Μεταφοράς Θερμότητας

Παρά το γεγονός ότι αναφορικά με τα προβλήματα Μεταφοράς Θερμότητας είναι διαθέσιμο ένα πλήθος αναλυτικών λύσεων, σε πρακτικό επίπεδο εξαιτίας της γεωμετρίας και των οριακών συνθηκών, τα προβλήματα γίνονται τόσο πολύπλοκα που η αναλυτική μέθοδος επίλυσής τους δεν ενδύκνειται. Σε αυτές τις περιπτώσεις τα προβλήματα Μεταφοράς Θερμότητας επιλύονται με αριθμητικές μεθόδους όπως αυτή των πεπερασμένων στοιχείων. Για τους Μηχανικούς που ειδικεύονται στη Μετάδοση Θερμότητας, οι προσεγγίσεις των πεπερασμένων στοιχείων που προήλθαν από Μαθηματικούς ή Αναλυτές των κατασκευών, είναι δύσκολο να ακολουθηθούν. Ένα αριθμητικό μοντέλο για προβλήματα Μετάδοσης Θερμότητας ξεκινά με την διατύπωση του φυσικού μοντέλου του προβλήματος (Σχήμα 4.1).



Σχήμα 4.1: Αριθμητικό μοντέλο για υπολογισμούς Μετάδοσης Θερμότητας [2].

Σύμφωνα με το διάγραμμα, το ένα μέρος του προβλήματος διεκπεραιώνεται με την διακριτοποίηση του πεδίου, ενώ το άλλο εκτελεί τη διακριτή διαδικασία προσέγγισης των μερικών διαφορικών εξισώσεων. Τελικά με των συνδυασμό των δύο προκύπτει η τελική λύση του προβλήματος.

Σε αντίθεση με μια αναλυτική επίλυση, η οποία επιτρέπει τον καθορισμό της θερμοκρασίας σε κάθε σημείο του ρευστού, μια αριθμητική λύση την καθιστά ικανή μόνο σε συγκεκριμένα σημεία (discrete points). Η απόρροια του γεγονότος αυτού είναι ότι σε κάθε αριθμητική ανάλυση πρέπει καταρχήν να καθορίζονται αυτά τα σημεία. Αυτό επιτυγχάνεται με τον διαχωρισμό της μελετώμενης περιοχής σε ένα πλήθος μικρότερων περιοχών. Τα σημεία αυτά ονομάζονται κομβικά σημεία (nodal points) και ο συνδυασμός των αποτελεσμάτων τους πλέγμα (mesh or grid,σχήμα 4.2). Είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι κάθε σημείο αντιπροσωπεύει μια συγκεκριμένη περιοχή που το περιβάλλει, και η θερμοκρασία του είναι μια μέτρηση της θερμοκρασίας που κατανέμεται στην περιοχή αυτή. Η ακρίβεια των υπολογισμών εξαρτάται κατά πολύ από τον αριθμό των καθορισμένων κομβικών σημείων, τα οποία ελέγχουν τον αριθμό των στοιχείων που δημιουργούνται. Η ακρίβεια προσεγγίζει μία ορθή τιμή όσο το μέγεθος του πλέγματος (mesh size) προσεγγίζει το μηδέν.



Σχήμα 4.2: Τυπικό πλέγμα πεπερασμένων στοιχείων-finite element mesh (edge-όριο πλέγματος, element-στοιχείο, node-κόμβος) [2].

Τα βήματα που ακολουθούνται για την επίλυση ενός προβλήματος συνέχειας με τη μέθοδο των Πεπερασμένων Στοιχείων είναι τα ακόλουθα:

Ι. Διαχωρισμός της συνέχειας - Discretize the continuum

Διαίρεση της περιοχής επίλυσης σε μη υπεράριθμα στοιχεία ή υποπεριοχές. Η διακριτοποίηση των πεπερασμένων στοιχείων επιτρέπει μία ελευθερία στην επιλογή του σχήματος των στοιχείων, όπως τρίγωνα ή τετράπλευρα. Κάθε στοιχείο σχηματίζεται με την συνένωση ενός συγκεκριμένου αριθμού κόμβων. Ο αριθμός των κόμβων που χρησιμοποιείται για τον σχηματισμό ενός στοιχειού εξαρτάται από τον τύπο και το σχήμα του στοιχείου (Σχήμα 4.3).



Σχήμα 4.3: Τυπικές γεωμετρίες πεπερασμένων στοιχείων [3].

II. Επιλογή συναρτήσεων παρεμβολής ή σχήματος - Select interpolation or shape functions

Το επόμενο βήμα είναι η επιλογή του τύπου της συνάρτησης παρεμβολής *(interpolation function)* που αναπαριστά την απόκλιση της μεταβλητής περιοχής σε ένα σημείο. Ο αριθμός των κόμβων που σχηματίζουν ένα στοιχείο αλλά και η φύση και ο αριθμός των αγνώστων σε κάθε κόμβο, καθορίζουν την απόκλιση μιας περιοχής μεταβλητής εντός ενός στοιχείου.

III. Είδος εξισώσεων των στοιχείων - Form element equations (Formulation) Στο αμέσως επόμενο βήμα καθορίζονται οι θεμελιώδεις εξισώσεις που εκφράζουν τις ιδιότητες κάθε στοιχείου ξεχωριστά με το σχηματισμό ενός πρότυπου στοιχείου που ονομάζεται Left Hand Side (LHS) και ενός διανύσματος φορτίου. Ένα παράδειγμα μιας τυπικού πρότυπου στοιχείου LHS και ενός διανύσματος φορτίου, διατυπώνεται ως εξής:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K} \end{bmatrix}_{\mathbf{k}} = \frac{\mathbf{A}\mathbf{k}}{\mathbf{l}} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}$$
(4-1)

$$\{\mathbf{f}\}_{e} = \left\{ \begin{array}{c} \mathbf{Q}_{i} \\ \mathbf{Q}_{J} \end{array} \right\}$$
(4-2)

Όπου ο δείκτης e αναπαριστά ένα στοιχείο, Q είναι η συνολική θερμότητα που μεταδίδεται, k είναι η θερμική αγωγιμότητα, l είναι το μήκος ενός μονοδιάστατου

γραμμικού στοιχείου και με i και j τέλος, συμβολίζονται οι κόμβοι που αποτελούν το στοιχείο αυτό. Οι άγνωστοι είναι οι τιμές των θερμοκρασιών στους κόμβους [2].

IV. Συναρμολόγηση των εξισώσεων κάθε στοιχείου ώστε να εξασφαλιστεί ένα σύστημα εξισώσεις - Assemple the element equations to obtain a system of simultaneous equations

Προκειμένου να βρεθούν οι ιδιότητες για κάθε στοιχείο πρέπει να συναρμολογηθούν όλες οι επιμέρους εξισώσεις, δηλαδή να συνδυαστούν οι εξισώσεις κάθε στοιχείου με τέτοιο τρόπο που το αποτέλεσμα να αναπαριστά την συμπεριφορά ολόκληρης της περιοχής επίλυσης του προβλήματος. Οι οριακές συνθήκες πρέπει να ενσωματωθούν μετά την ενοποίηση των στοιχείων, δηλαδή:

$$[K]{T} = {f}$$
(4-3)

Όπου [K] είναι το γενικό πρότυπο LHS, το οποίο είναι η συναρμογή κάθε ξεχωριστού στοιχειώδους τμήματος όπως περιγράφεται στην εξίσωση 4-1, {f} είναι το γενικό διάνυσμα φορτίου, το οποίο είναι η συναρμολόγηση όλων των ξεχωριστών διανυσμάτων φορτίων (εξίσωση 4-2) και {T} είναι το διάνυσμα που αντικατοπτρίζει τον γενικό ή ολικό άγνωστο του προβλήματος.

- V. Επίλυση του συστήματος των εξισώσεων Solve the system of equations Οι προκύπτουσες αλγεβρικές εξισώσεις (Εξίσωση 4-3), μπορούν σε αυτή τη φάση να επιλυθούν και να ληφθούν οι κομβικές τιμές για μια μεταβλητή όπως για παράδειγμα η θερμοκρασία
- VI. Υπολογισμός των δευτερευόντων ποσοτήτων Calculate the secondary quantities Μετά τον υπολογισμό της κύριας μεταβλητής όπως η θερμοκρασία, υπολογίζονται οι δευτερεύουσες ποσότητες όπως η ροή της θερμότητας στο χώρο ή κατανομή της ταχύτητας του ρευστού [2].

4.3 Επιλογή της Γεωμετρίας

Με τον όρο προσομοίωση περιγράφεται η αναπαράσταση μίας διεργασίας με τη βοήθεια ενός μοντέλου. Τα πιο διαδεδομένα εργαλεία προσομοίωσης βασίζονται στη μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων. Το μεγάλο πλεονέκτημα των προγραμμάτων είναι η γενικότητα τους, πράγμα που υποδηλώνει ότι μπορούν να προσομοιώσουν δομές με αυθαίρετες γεωμετρίες. Από την άλλη, ο ορισμός του προβλήματος και η δημιουργία του πλέγματος είναι μία μονότονη αποστολή που απαιτεί μια κάποιου βαθμού εξοικείωση από το χρήστη. Τα εργαλεία προσομοίωσης που κάνουν χρήση αυτής της μεθόδου απαιτούν μεγάλους υπολογιστικούς χρόνους [5].

Οι προσομοιωτές υπολογίζουν την κατανομή θερμοκρασίας μίας δομής βασιζόμενοι στην γεωμετρία του, τον τρόπο διάχυσης της ενέργειας, και τις παραμέτρους των υλικών. Από μαθηματική σκοπιά, οι προσομοιωτές επιλύουν μια διαφορική εξίσωση που εκφράζει τη Μεταφορά Θερμότητας για δοσμένες οριακές συνθήκες.

Σε μία προσπάθεια να προσομοιωθεί το φαινόμενο της ψύξης του θερμού λαδιού στον εναλλάκτη, δημιουργήθηκε το φυσικό μοντέλο ενός καναλιού ροής (Σχήμα 4.4). Στα πλαίσια αυτής της μοντελοποίησης, θεωρήθηκαν διδιάστατες συνθήκες Μεταφοράς Θερμότητας (x, y).



Σχήμα 4.4: α. Διδιάστατο μοντέλο καναλιού ροής, β. Τρισδιάστατο μοντέλο καναλιού ροής, γ. Πλακοειδής εναλλάκτης.

Η γεωμετρία και οι διαστάσεις του μοντέλου απεικονίζονται στο Σχήμα 4.5. Το συνολικό πλάτος του είναι 6 mm, το ύψος 31 mm (αναδιπλωμένο), ενώ η απόσταση μεταξύ των μεταλλικών πλακών είναι 5 mm (κανάλι του ρευστού) και το πάχος κάθε πλάκας 0.5 mm. Η επιλογή του συγκεκριμένου ύψους δεν έγινε τυχαία, αλλά αντιθέτως επιχειρήθηκε δοκιμαστική εφαρμογή για αρκετές διαστάσεις. Ωστόσο, οι αναλογίες κάθε καναλιού ροής περιορίζονται από το πάχος της μεταλλικής πλάκας (0.5 mm). Το λεπτό πάχος των πλακών του εναλλάκτη, δυσχεραίνει κυρίως τη δημιουργία πλέγματος και περιορίζει έτσι και τις άλλες διαστάσεις του μοντέλου.

Αξίζει να σημειωθεί ότι το πραγματικό σχήμα των πτυχώσεων μίας πλάκας του εναλλάκτη είναι στρογγυλευμένο τραπεζοειδές (rounded trapezoidal), ωστόσο στις περισσότερες μελέτες το σχήμα αυτό απεικονίζεται με αρκετή ακρίβεια με

τραπεζοειδή ή ημιτονοειδή μορφή (Σχήμα 4.6). Στην παρούσα Εργασία, επιλέχθηκε η τραπεζοειδής μορφή χάριν σχεδιαστικής ευκολίας, αλλά επιπλέον διότι έχει αποδειχθεί πειραματικά από προγενέστερες μελέτες [5] ότι προσεγγίζει περισσότερο τα πραγματικά αποτελέσματα από την ημιτονοειδή μορφή, λόγω μεγαλύτερης μορφολογικής εγγύτητας. Συγκεκριμένα ο συντελεστής τριβής f για δεδομένο αριθμό Reynolds Re, επηρεάζεται από το σχήμα τον πτυχώσεων και έχει καταγραφεί ότι η καμπύλη που περιγράφει τον συντελεστή τριβής στις πειραματικές διατάξεις βρίσκεται εγγύτερα στην καμπύλη που αναφέρεται σε εμπόδια τραπεζοειδούς σχήματος, συγκριτικά με την αντίστοιχη καμπύλη για τα εμπόδια ημιτονοειδούς σχήματος [5].



Σχήμα 4.5: Διαστάσεις μοντέλου με τραπεζοειδή μορφή.



Σχήμα 4.6: Εκμαγείο αυλακώσεων μίας πλάκας του εναλλάκτη και προσαρμογή δύο σχημάτων, τραπεζοειδούς και ημιτονοειδούς [5].

4.4 Καθορισμός Φυσικών Παραμέτρων του Μοντέλου

Έπειτα από τη δημιουργία του μοντέλου του καναλιού του εναλλάκτη, πραγματοποιείται αριθμητική ανάλυση σε αντιστοιχία με τις προδιαγραφές του πραγματικού μοντέλου. Η αριθμητική ανάλυση διεξήχθη με τη χρήση των εργαλείων του προγράμματος **Comsol Multiphisics 3.5** και η επίλυση πραγματοποιήθηκε με τη μέθοδο των Πεπερασμένων Στοιχείων.

Η πρώτη κρίσιμη απόφαση που πρέπει να παρθεί αναφέρεται στο μοντέλο ροής που θα επιλεχθεί. Όπως έχει προαναφερθεί στο πρώτο Κεφάλαιο, στους πλακοειδείς εναλλάκτες τα όρια για τον καθορισμό της ροής ως στρωτή ή τυρβώδη διαφοροποιούνται συγκριτικά με τους λείους κυλινδρικούς αγωγούς. Όπως φαίνεται από το διάγραμμα του Σχήματος 4.7, παρά το γεγονός ότι ο αριθμός Reynolds για το λάδι είναι σχετικά μικρός (50), ο συνδυασμός με τον παράγοντα Nu/[Pr^{0.4}(μ/μ_w)^{0.1}] που εκτιμάται περίπου ίσος με 3, τοποθετεί τη ροή οριακά στην περιοχή της τυρβώδους ροής. Βέβαια σπουδαίο ρόλο διαδραματίζει η παροχή της μάζας του λαδιού, η οποία είναι σχεδόν η μισή (21.6 l/s) από αυτήν για την οποία έχει σχεδιαστεί ο εναλλάκτης (40 l/s). Στην περίπτωση όπου ρέουν και τα 40 l στον εναλλάκτη, η ταχύτητα του ρευστού σχεδόν διπλασιάζεται και ανάλογη είναι η επίδραση και στον αριθμό Reynolds. Έτσι τα χαρακτηριστικά λειτουργίας θα μετατοπίζονταν δεξιότερα του διαγράμματος, στην καθαρά τυρβώδη ροή.



Σχήμα 4.7: Διάγραμμα όπου επισημαίνονται τα χαρακτηριστικά λειτουργίας της μελετώμενης πλάκας [6].

Στο μελετώμενο πρόβλημα εμπλέκονται τα αντικείμενα της Μετάδοσης Θερμότητας και της Ρευστοδυναμικής. Οι κύριες εξισώσεις στο μοντέλο είναι οι εξής:

- Οι εξισώσεις των μοντέλων RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) για το ρευστό. Αυτά τα μοντέλα χρησιμοποιούν εκφράσεις των τάσεων Reynolds που απαιτούνται στις εξισώσεις ορμής και ενέργειας. Επιπλέον επιστρατεύεται το μοντέλο k-ω του Wilcox (1988) της τυρβώδους κινητικής ενέργειας k (turbulent kinetic energy) που ουσιαστικά είναι η μεταβλητότητα των διακυμάνσεων της ταχύτητας του ρευστού και της τυρβώδους συχνότητας της ταχύτητας ω.
- Οι εξισώσεις της Μετάδοσης Θερμότητας τόσο για το ρευστό λιπαντικό, όσο και για τις μεταλλικές πλάκες. Το μοντέλο Turbulence Thermal Interaction υπάρχει ως επιλογή στο πρόγραμμα γεγονός που επιτρέπει την αντιμετώπιση των συνδυαστικών φαινομένων όπως στην παρούσα εφαρμογή.



Σχήμα 4.8: Δισδιάστατη γεωμετρία με οριακές συνθήκες.

Οι **οριακές συνθήκες** (boundary conditions) που περιγράφουν το πρόβλημα χωρίζονται σε αυτές που περιγράφουν τη ροή των ρευστών και σε αυτές που σχετίζονται με τα φαινόμενα Μεταφοράς Θερμότητας της εφαρμογής.

 Αναφορικά με το μοντέλο τύρβης k-ω στο πεδίο ορισμού του ρευστού οι οριακές συνθήκες έχουν ως εξής:

- Καθορισμός της παροχής μάζας του ρευστού μέσα στο πεδίο ορισμού.
- Καθορισμός της διαφοράς της πίεσης ανάμεσα στην είσοδο και την έξοδο που καθορίζεται από την παροχή της μάζας.
- Υπόθεση για κανονική ροή (normal flow) στην είσοδο και την έξοδο.
- Καθορισμός περιοδικών συνθηκών για την τυρβώδη κινητική ενέργεια k και την τυρβώδη συχνότητα ω του ρευστού (λάδι ISO VG 46).
- Υπόθεση για συμμετρία στα όρια του μοντέλου.
- Καθορισμός λογαριθμικής φύσεως συναρτήσεων στα όρια των μεταλλικών
 επιφανειών (πλάκες εναλλάκτη) με το ρευστό.
- Αναφορικά με τις εξισώσεις Μετάδοσης Θερμότητας οι οριακές συνθήκες έχουν ως εξής:
 - Καθορισμός της θερμοκρασίας εισόδου στους 57.5 °C ή 330.5 °K.

 Μετάδοση της θερμότητας με συναγωγή από την μεταλλική επιφάνεια στο ρευστό.

- Συμμετρία αναφορικά με τη θερμική μόνωση στα όρια του πεδίου.

- Σταθερή θερμοκρασία στα εξωτερικά όρια των μεταλλικών πλακών του εναλλάκτη ίση με 32.5 °C ή 305.5 °K.

Η περιοδικότητα της ροής είναι ιδιαιτέρως σημαντική, διότι απεικονίζεται ένα τμήμα (κανάλι) του εναλλάκτη όπου η ροή είναι πλήρως ανεπτυγμένη. Προκειμένου να προσεγγιστεί το ποσό της μεταφερόμενης θερμότητας, το μοντέλο επίλυσης χρησιμοποιεί δύο διαφορετικές εφαρμογές (application modes) για την Μετάδοση της Θερμότητας, μία για το ρευστό και μία για το στερεό [7]. Ο ρυθμός θερμότητας q, καθορίζεται από την εξίσωση:

$$q = \frac{\rho C_p C_{\mu}^{1/4} k_w^{1/2} (T_w - T)}{T^+}$$
(4-7)

Όπου

ρ και C_p : η πυκνότητα και η ειδική θερμότητα του ρευστού αντίστοιχα

 $C_{\mu}\!\!:$ staberá gia to montélo túrbhc

 k_w : είναι η τυρβώδης κινητική ενέργεια στα τοιχώματα

 T_w : το ισοδύναμο της θερμοκρασίας από το στερεό και το διαχωριστικό τοίχωμα, ενώ Τ είναι η θερμοκρασία του ρευστού από την άλλη πλευρά του διαχωριστικού τοιχώματος. Η ποσότητα $T^+ = T^+ (\delta_w^+)$ είναι η αδιάστατη θερμοκρασία και εξαρτάται από τον αδιάστατο αριθμό δ_w^+ , που σχετίζεται με το τοίχωμα [7].

4.5 Μοντελοποίηση στο Περιβάλλον του Προγράμματος Comsol Multiphisics 3.5

Το εργαλείο Comsol Multiphisics 3.5 παρέχει ένα πλήρες περιβάλλον που επιτρέπει τη διεξαγωγή όλων των βημάτων μιας διαδικασίας μοντελοποίησης. Το γραφικό περιβάλλον χρήσης περιέχει λειτουργίες για σχεδίαση των μοντέλων, την εισαγωγή εικόνων και σχεδίων, τον ορισμό των ιδιοτήτων και των εξισώσεων των υλικών, τη δημιουργία πλέγματος, την επίλυση του προβλήματος, και τέλος την επεξεργασία και παρουσίαση των αποτελεσμάτων [8]. Η διαδικασία μοντελοποίησης αποτελείται από τα ακόλουθα βήματα:

• Ορισμός της γεωμετρίας (Draw mode)

Ορισμός των φυσικών σχέσεων και παραμέτρων τόσο στο εσωτερικό του μοντέλου,
 όσο και στα όρια του (Physics mode)

• Δημιουργία πλέγματος (Mesh mode)

• Επίλυση (Solve)

• Παρουσίαση και Επεξεργασία των αποτελεσμάτων (Post-processing mode)

4.5.1 Έναρξη του Προγράμματος

Ενεργοποιώντας το υπολογιστικό πακέτο, εμφανίζεται ο οδηγός πλοήγησης (Model Navigator), απ' όπου ο χρήστης επιλέγει την πορεία μοντελοποίησης του προβλήματος (Σχήμα 4.9).

Στο παράθυρο Navigator, ορίζουμε τη μεταβλητή Space dimension σε 2D, και στην διαθέσιμη λίστα εφαρμογών πατώντας το σημείο + στην επιλογή Heat Transfer Module, επιλέγοντας Fluid-Thermal Interaction και τέλος Turbulent Non-Isothermal Flow, k-ω καθορίζεται το είδος της εφαρμογής (Σχήμα 4.9). Στο πεδίο Dependent variables διακρίνονται οι εξαρτημένες μεταβλητές του προβλήματος, στο Application mode name δίνεται η ονομασία της εφαρμογής και στο πεδίο Element αποσαφηνίζεται το είδος των στοιχείων που θα χρησιμοποιηθούν. Επίσης στο πεδίο Description, γίνεται μία συνοπτική περιγραφή του προβλήματος.

Ο οδηγός πλοήγησης παρέχει επίσης την δυνατότητα προσπέλασης στη βιβλιοθήκη έτοιμων μοντέλων (Model Library), μια συλλογή μοντέλων τα οποία επιδεικνύουν τις δυνατότητες του προγράμματος.

Model Navigator	
New Model Library User Models Open Settings	
Space dimension: 2D COMSOL Multiphysics COMSOL Multiphysics Chemical Engineering Module Chemical Engineering Module </th <th>Heat Transfer Module Image: Complexity of the setting of the</th>	Heat Transfer Module Image: Complexity of the setting of the
Element: Lagrange - P ₂ P ₁ T ₂ J ₁	Multiphysics
	OK Cancel Help

Σχήμα 4.9: Ο οδηγός πλοήγησης του προγράμματος Comsol Multiphisics 3.5.

4.5.2 Σχεδιασμός της Γεωμετρίας

Το επόμενο βήμα στη διαδικασία μοντελοποίησης είναι η δημιουργία ή η εισαγωγή της γεωμετρίας του μοντέλου. Το πρόγραμμα μπορεί να διαβάσει και να διορθώσει μία σειρά αρχείων τύπου CAD καθώς και αρχεία άλλων λογισμικών σχεδίασης (Topsolid). Στην παρούσα Εργασία, ο σχεδιασμός της γεωμετρίας έγινε απευθείας στο σχεδιαστικό περιβάλλον του προγράμματος. Στο Σχήμα 4.10 απεικονίζεται το σχεδιαστικό περιβάλλον του προγράμματος για δισδιάστατη γεωμετρία. Στο κεντρικό μενού Draw υπάρχουν πολλές δυνατότητες σχεδίασης ή εναλλακτικά μπορεί να γίνει χρήση εργαλείων από την κάθετη εργαλειοθήκη σχεδίασης.



Σχήμα 4.10: Σχεδιαστικό περιβάλλον εργασίας για δισδιάστατη γεωμετρία.

Το διδιάστατο μοντέλο του καναλιού ροής έχει διαστάσεις 31 mm x 6 mm με μικρότερη διάσταση το πάχος των μεταλλικών πλακών ίσο με 0.5 mm, οπότε απαιτείται να προσαρμοστούν οι σχεδιαστικές μονάδες σε υποδιαιρέσεις του mm. Για να επιτευχθεί αυτό, από το μενού *Options* ανοίγεται το παράθυρο διαλόγου Axis/Grid Settings [9]. Συμπληρώνονται έπειτα τα πεδία Axis και Grid σύμφωνα με το Σχήμα 4.11.

Axes/Grid Settings	×
Axis Grid	
Axis equal	
x-y limits	z limits
x min: 5e-4	Auto
x max: 105e-4	z min: -1
y min: 5e-4	z max; 1
y max: 105e-4	
ОК	Cancel Apply Help

Axis Grid	
Auto Visible Labels	⊂z grid
x spacing: 5e-4 Extra x: y spacing: 5e-4 Extra y:	Auto z spacing: 0.2 Extra z:
	Cancel Apply Help

Σχήμα 4.11: Παράθυρο διαλόγου για την μετατροπή των σχεδιαστικών μονάδων σε υποδιαιρέσεις του χιλιοστού.

Αμέσως μετά επιλέγεται το πλήκτρο *line* από την κάθετη εργαλειοθήκη και σχεδιάζεται η πρώτη μεταλλική επιφάνεια με το σχηματισμό ενός κλειστού πολύγωνου (surface1), έπειτα δημιουργείται η δεύτερη (surface2), και τέλος το ρευστό που παρεμβάλλεται μεταξύ των δύο (OIL).



Σχήμα 4.12: α. Τελική γεωμετρία του μοντέλου, β. Λεπτομέρεια σχεδίασης μίας πτύχωσης της μεταλλικής πλάκας του εναλλάκτη.

4.5.3 Καθορισμός Σταθερών του Προβλήματος

Στη συνέχεια από το μενού Options γίνεται επιλογή του Constants, όπου και καθορίζονται οι **αρχικές συνθήκες** του προβλήματος (Σχήμα 4.13). Οι τιμές που αναγράφονται στον Πίνακα των Constants, αντιστοιχούν στις μετρήσεις που ελήφθησαν από τον εναλλάκτη μετά τη συντήρηση για να μη χρειαστεί να ληφθεί υπόψη ο παράγοντας των ακαθαρσιών.

Έτσι ως θερμοκρασία εισόδου του λαδιού (T_in) λαμβάνεται η τιμή των 57.5 °C ή 330.5 °K. Η τιμή της θερμοκρασίας στα όρια του μοντέλου (T_surface), δηλαδή στο εξωτερικό μέρος των μεταλλικών πλακών ταυτίζεται με την θερμοκρασία του ψυχρού μέσου (νερό). Δεδομένου ότι το νερό υπόκειται μία μικρή μεταβολή στο θερμοκρασιακό του περιεχόμενο (ΔT_{cold} =34 °C – 31 °C=3 °C) καθώς διατρέχει τον εναλλάκτη, υπολογίζεται η μέση τιμή της θερμοκρασίας του (T_surface) και καθορίζεται ως σταθερή κατά μήκος κάθε μεταλλικής πλάκας και ίση με 32.5 °C ή 305.5 °K.

Επιπλέον σημειώνεται η ταχύτητα (v_in = -0.15 m/s) με την οποία εισέρχεται το λάδι στο κανάλι ροής (με αρνητικό πρόσημο, διότι το ρευστό κινείται προς τα αρνητικά του άξονα y). Ακόμα συμπληρώνονται η πυκνότητα του ρευστού (rho0), το πλάτος του καναλιού ροής (L_in) και σε συνδυασμό με την ταχύτητα, υπολογίζεται

το γινόμενο των τριών οπότε προκύπτει η παροχή του ρευστού (mf_in) στο κανάλι ροής.

🐨 Constan	ts			×
Name	Expression	Value	Description	
T_in	330.5[K]	330.5[K]	inflow temperature	~
T_surface	305.5[K]	305.5[K]	surface temperature	
v_in	-0.015[m/s]	-0.015[m/s]	oil velocity	
rho0	872[kg/m^3]	872[kg/m ³]	oil reference density	
L_in	0.005[m]	0.005[m]	width of inflow boundary	
mf_in	L_in*rho0*v_in	-0.0654[kg/	mass inflow	
				~
🛩 🖬		ОК	Cancel Apply Hel	P

Σχήμα 4.13: Καταγραφή και επεξήγηση των σταθερών του προβλήματος.

4.5.4 Οριακές Συνθήκες και Παράμετροι

Οι παράμετροι πρέπει να οριστούν και για τα τρία πεδία εφαρμογής (application modes) του Model Tree. Επιλέγεται πρώτα το *k-ω Turbulence Model* από το μενού Multiphisics. Χρησιμοποιώντας το μενού *Physics* ορίζονται αρχικά οι παράμετροι του προβλήματος, επιλέγοντας *Subdomain Settings*. Στο παράθυρο διαλόγου επιλέγονται τα 1 και 3, που αντιστοιχούν στις μεταλλικές πλάκες και στο πεδίο *Group* επιλέγεται η έκφραση *solid domain* για να δηλώσει ότι οι επιφάνειες είναι στερεά. Έπειτα ενεργοποιείται η επιφάνεια 2, δηλαδή το ρευστό και από τη βιβλιοθήκη των υλικών (Material Library) γίνεται η εξής επιλογή: Liquids and Gases >Liquids >Engine Oil (Σχήμα 4.14).

Subdomain Settings - k-ω Turbulence Model (chns)							
Equations							
$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\mathbf{u} = \nabla \cdot [-p\mathbf{I} + (\eta + \eta_{T})(\nabla \mathbf{u})]$	$(\mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^{T} - (2/3)(\nabla \cdot \mathbf{u})\mathbf{I}) - (2/3)\rho \mathbf{k}\mathbf{I}] + \mathbf{F}$						
$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0, \ \rho = \rho(p,T)$							
$\rho \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{k} = \nabla \cdot [(\eta + \sigma_{\mathbf{k}} \eta_{T}) \nabla \mathbf{k}] + \eta$	_Γ Ρ(u) - (2ρk/3)∇· u - β _k ρkω						
$ρ$ u · $∇ω = \nabla \cdot [(η + σωηT)∇ω] +$	(αω/k)[η _T P(u) - (2ρk/3)∇· u] - βρω ²						
where $P(\mathbf{u}) = \nabla \mathbf{u} : (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u}))$) - (2/3)(∇· u) ² , and η _T = ρk/ω						
	· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·						
Subdomains Groups	Physics Stabilization Init Element Color						
Subdomain selection	Fluid properties and sources/sinks						
1 (Solid domain)	Library material: Engine oil V Load						
2 (default)							
S (Solid domain)	Quantity value/Expression						

Σχήμα 4.14: Καθορισμός παραμέτρων του προβλήματος.

Στη συνέχεια καθορίζονται οι οριακές συνθήκες για το *k-ω Turbulence* Model, με την επιλογή Boundary Settings από το μενού Physics.



Σχήμα 4.15: Μοντέλο προσημασμένο με βέλη για τον καθορισμό των οριακών συνθηκών του προβλήματος.

Κάθε ένα βέλος στη γεωμετρία του Σχήματος 4.15, αντιστοιχεί σε έναν αριθμό και είναι ένα boundary, δηλαδή ένα όριο του μοντέλου για το οποίο ισχύουν συγκεκριμένες συνθήκες. Στην εφαρμογή του *k-ω Turbulence Model*, ορίζουμε κάθε ένα από τα βέλη όπως αποτυπώνονται στον Πίνακα 4.1. Για τον καθορισμό της οριακής συνθήκης της εξόδου του ρευστού (outlet), ακολουθείται η διαδικασία που φαίνεται στο Σχήμα 4.15. Με παρόμοιο τρόπο ορίζονται και τα υπόλοιπα όρια του μοντέλου. Η είσοδος (κόκκινο βέλος) έχει ως αρχική συνθήκη την ταχύτητα v_in που έχει οριστεί στις σταθερές του προβλήματος (§4.4.3).

	Boundary	Boundaries	Boundary
Settings			>
Object	inlet	Plate surfaces	outlet
Boundary type	Inlet	wall	Outlet
		Logarithmic wall	
Boundary condition	Velocity	function	pressure
uo	0		
Vo	v_in		
po			0

Πίνακας 4.1: Οριακές συνθήκες για το k-ω Turbulence Model.

Boundary Settings - k-ω T	urbulence Model (chn	s)		×
Equation $p = p_0$ $\mathbf{n} \cdot \nabla \mathbf{k} = 0, \ \mathbf{n} \cdot \nabla \omega = 0$				
Boundaries Groups Boundary selection 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 Croup: Select by group Interior boundaries	Coefficients Color/Style Boundary conditions Boundary type: Boundary condition: Quantity P ₀	Outlet	Unit Description Pa Pressure per must fulfill Re ^c = p u h/(2ŋ) >> 1	
		ОК	Cancel Apply	Help

Σχήμα 4.16: Καθορισμός οριακών συνθηκών του προβλήματος.

Στη συνέχεια επιλέγεται το General Heat Transfer (htgh) από το μενού Multiphisics. Για τον καθορισμό των παραμέτρων ακολουθείται επακριβώς η ίδια διαδικασία που περιγράφηκε για το k-ω Turbulence Model. Για τον προσδιορισμό των οριακών συνθηκών, στο παράθυρο των Boundary Settings συμπληρώνονται τα δεδομένα του Πίνακα 4.2.

Settings	boundary	boundaries	boundary
Object	Inlet	Plate surfaces	Outlet
Group		wall	
Boundary condition	Temperature		Convective flux
T ₀	T_in		

Πίνακας 4.2: Οριακές συνθήκες για το General Heat Transfer (htgh), που αναφέρεται στο ρευστό.

Ακολούθως επιλέγεται από το μενού Multiphisics το General Heat Transfer (htgh2), το οποίο αναφέρεται στις μεταλλικές πλάκες. Επιλέγοντας Subdomain Settings, στο παράθυρο διαλόγου που εμφανίζεται ενεργοποιούνται τα 1 και 3, που αντιστοιχούν στις μεταλλικές πλάκες και στο πεδίο Group επιλέγεται η έκφραση solid domain για να δηλώσει ότι οι επιφάνειες είναι στερεά και κατόπιν από τη βιβλιοθήκη

των υλικών (Material Library) γίνεται η εξής επιλογή: Basic Material Properties > Steel AISI 304.

Ακολούθως, ορίζονται οι οριακές συνθήκες που αναφέρονται στο General Heat Transfer (htgh2). Στο παράθυρο των *Boundary Settings* συμπληρώνονται τα δεδομένα του Πίνακα 4.3, τα οποία σχετίζονται αποκλειστικά με τα στερεά μέρη του μοντέλου.

Settings	boundaries	boundaries
Object	Plate surface inner	Plate surfaces
	temperature	
Group		wall
Boundary condition	Temperature	
T ₀	T_surface	

Πίνακας 4.3: Οριακές συνθήκες για το General Heat Transfer (htgh2) των μεταλλικών πλακών.

4.5.5 Δημιουργία Πλέγματος Διακριτοποίησης

Το πλέγμα (mesh) διακριτοποίησης δημιουργείται είτε αυτόματα είτε χειροκίνητα. Ωστόσο, ο χειροκίνητος τρόπος απαιτεί εξαιρετικά καλό χειρισμό του προγράμματος και εμπειρία σε ανάλογες εφαρμογές. Για το λόγο αυτό στην προκειμένη περίπτωση, το πλέγμα δημιουργήθηκε αυτόματα, επιλέγοντας **Mesh** από το μενού και μετά *Mesh Initialize*. Με αυτό τον τρόπο η γεωμετρία χωρίζεται σε **1197 τριγωνικά στοιχεία** με **10866 βαθμούς ελευθερίας** (Σχήμα 4.17α).

Υπάρχει ακόμη η δυνατότητα για δημιουργία πυκνότερου πλέγματος με την επιλογή *Refine Mesh*. Η δημιουργία πυκνότερου πλέγματος γενικότερα αυξάνει την αξιοπιστία της λύσης, ωστόσο η τακτική αυτή δεν αποτελεί πανάκεια, καθώς αυξάνεται το υπολογιστικό κόστος σε ισχύ και μνήμη και επιπλέον ενδέχεται να προκληθεί αστάθεια κατά την επίλυση [5]. Από την επιλογή Mesh Statistics του μενού, μποροούν να αντληθούν πληροφορίες για το πλέγμα, σχετικά με τον αριθμό των στοιχείων που δημιουργήθηκαν για ολόκληρο το μοντέλο, αλλά και για κάθε subdomain ξεχωριστά (Σχήμα 4.17β).

		Mesh Statistics		
		Global Subdomain Boundary	Point	
		Extended mesh:	10055	
		Number or degrees or rreedom: Base mesh:	10866	
		Number of mesh points:	669	
		Number of elements: Triangular:	1197 1197	
		Quadrilateral:	0	
		Number of boundary elements: Number of vertex elements:	258 56	
		Minimum element quality:	0.7022	
		Element area ratio:	0.0455	
α.	β.			OK

Σχήμα 4.17: α. Πλέγμα γεωμετρίας αποτελούμενο από 1197 πεπερασμένα στοιχεία, β. Πληροφορίες αναφορικά με το πλέγμα.

4.5.6 Επίλυση του Προβλήματος

Η επιλογή του επιλυτή και ο προσδιορισμός της αρχικής εκτίμησης της λύσης γίνεται από το μενού **Solve**. Το πρόγραμμα παρέχει πολλούς διαφορετικούς επιλυτές, ανάλογα με το φυσικό πρόβλημα. Μπορούν να αντιμετωπισθούν προβλήματα γραμμικά και μη, σε μόνιμη ή μη μόνιμη κατάσταση, καθώς επίσης και προβλήματα ιδιοτιμών. Επιλέγοντας *Solve Problem*, ξεκινά διαδικασία επίλυσης και μετά το πέρας του αναγκαίου χρόνου επίλυσης (εδώ 72,17s), εμφανίζεται στην οθόνη η κατανομής της θερμοκρασίας του ρευστού (Σχήμα 4.18). Ο χρόνος επίλυσης ποικίλει ανάλογα με την πολυπλοκότητα της γεωμετρίας αλλά και των δυνατοτήτων του ηλεκτρονικού υπολογιστή που διαθέτει ο χρήστης. Στο Σχήμα 4.18 απεικονίζεται η θερμοκρασιακή κατανομή του λαδιού μέσα στο σχεδιασμένο κανάλι του εναλλάκτη, όπου με την ανάλογη χρωματική απόχρωση διακρίνεται ο τρόπος με τον οποίον κατανέμεται η θερμοκρασία στο ρευστό καθώς το τελευταίο διαβρέχει τις μεταλλικές πλάκες.



Σχήμα 4.18: Κατανομή θερμοκρασίας στο ρευστό (λάδι).

4.6 Παρουσίαση και Επεξεργασία Αποτελεσμάτων

Μετά την επίλυση του προβλήματος, απομένει να παρουσιαστούν όλα τα σημαντικά μεγέθη όπως η θερμοκρασία και η ταχύτητα και ειδικότερα η κατανομή τους εντός του καναλιού ροής. Στο **Post Processing** του κεντρικού μενού, επιλέγοντας *Plot Parameters* υπάρχει πλήθος δυνατοτήτων ως προς την επεξεργασία των αποτελεσμάτων (Σχήμα 4.19). Πέρα από την κατανομή της θερμοκρασίας που φαίνεται στο σχήμα 4.17 αξίζει να διερευνηθεί και η κατανομή της ταχύτητας ν κατά μήκος του καναλιού ροής. Το Σχήμα 4.19 αποτυπώνει την κατανομή αυτή καταγράφοντας με έντονο κόκκινο τα σημεία υψηλής ταχύτητας (έως 0.23 m/s) και με μπλε τα σημεία χαμηλής ταχύτητας (έως 0.006 m/s). Άξιο σχολιασμού είναι το γεγονός ότι η ταχύτητα μεταβάλλεται έντονα μεταξύ των μεταλλικών πλακών και μάλιστα σε ορισμένα σημεία σχεδόν μηδενίζεται. Το γεγονός αυτό οφείλεται στις αυλακώσεις των πλακών, οι οποίες δημιουργούν επανεκκινήσεις (*"restarts"*) του οριακού στρώματος της ροής (Σχήμα 4.20).



Σχήμα 4.19: Κατανομή της ταχύτητας σε m/s, όπως διαμορφώνεται στο κανάλι ροής του θερμού λαδιού.



Σχήμα 4.20: Η ταχύτητα στα σημεία της ευθείας ε-ε' του Σχήματος 4.19.

Το ζητούμενο στην παρούσα Εργασία πέρα από την οπτικοποίηση του φαινομένου της Μετάδοσης Θερμότητας στο ρευστό, είναι ο ακριβής υπολογισμός της θερμοκρασιακής μείωσης που αυτό υφίσταται κατά το πέρασμά του από τον εναλλάκτη. Εξαιτίας περιορισμών σε υπολογιστική ισχύ και μνήμη, κατέστη εφικτή η προσομοίωση σε ένα μικρό διδιάστατο τμήμα ενός καναλιού του πλακοειδούς εναλλάκτη.

Ο εναλλάκτης αποτελείται συνολικά από 114 κανάλια ροής εκ των οποίων στα 57 ρέει το λάδι, ενώ στα υπόλοιπα μισά το νερό. Ωστόσο, κάθε κανάλι είναι αντιπροσωπευτικό της θερμοκρασιακής μεταβολής που ισχύει και στα υπόλοιπα. Η συνολική ενεργός επιφάνεια κάθε πλάκας είναι 1.055 m² (0.61 m x 1.73 m), συμπεριλαμβανομένων των πτυχώσεων των πλακών. Το ύψος κάθε καναλιού είναι 1.73 m και του μοντέλου μαζί με τις αναδιπλώσεις 0.36 m ή 3.6 cm. Συνεπώς η διαδρομή του ρευστού στην πραγματικότητα, αντιστοιχεί για κάθε κανάλι σε 48 (173 cm : 3.6 cm) μοντέλα, όμοια με αυτό που σχεδιάστηκε. Ο υπολογισμός της θερμοκρασίας εξόδου του λαδιού από το σχεδιασμένο τμήμα του καναλιού δεν δίνεται από το πρόγραμμα ως μία ενιαία τιμή (Σχήμα 4.21).



Σχήμα 4.21: Κατανομή της θερμοκρασίας στην επιφάνεια του ρευστού σε °K.

Υπάρχει ωστόσο η δυνατότητα, να βρεθεί η μεταβολή της θερμοκρασίας σε επιμέρους σημεία του ρευστού κατά τον άξονα x, επιλέγοντας από την κάθετη

εργαλειοθήκη το κουμπί εντολής Draw Line for Cross-Section Line Plot. Έτσι, σχηματίζοντας μία ευθεία στην έξοδο του ρευστού, εμφανίζεται αυτόματα στην οθόνη η καμπύλη του Σχήματος 4.22. Είναι φανερό ότι στις περιοχές του ρευστού που συνορεύουν με τις διαχωριστικές μεταλλικές πλάκες η θερμοκρασία του λαδιού παρουσιάζει μείωση, ενώ αντιθέτως στα ενδότερα στρώματά του παραμένει στις αρχικές υψηλές θερμοκρασίες.



Σχήμα 4.22: Η θερμοκρασία στα σημεία εξόδου του λαδιού από το κανάλι ροής.

Με τη δυνατότητα λήψης και εισαγωγής των 200 σημείων (x, y) της καμπύλης στο Excel, υπολογίζεται η μέση τιμή των θερμοκρασιών τους. Προκύπτει ότι η θερμοκρασία εξόδου του λαδιού από το σχεδιασμένο κανάλι ροής είναι: **T_out= 329.85 °K ή 56.85 °C**, δηλαδή στο πρώτο από τα 48 τμήματα μήκους 3.6 cm που διατρέχει το λάδι, η θερμοκρασία του μειώνεται κατά **0.65 °C** ή **°K**.

Το συμπέρασμα πως αρκεί να υπολογιστεί η θερμοκρασιακή μεταβολή για το ένα εκ των 48 τμημάτων και να γίνει η αναγωγή για τα υπόλοιπα θα ήταν εσφαλμένο, διότι στην παρούσα εφαρμογή ισχύουν λογαριθμικής φύσεως σχέσεις και όχι γραμμικές. Απαιτείται η ίδια διαδικασία να επαναληφθεί 48 φορές, με θερμοκρασία εισόδου σε κάθε νέα επανάληψη την θερμοκρασία εξόδου της προηγούμενης επανάληψης (**T_in_i=T_out_{i-1}**). Στην τελευταία επανάληψη, δηλαδή την 49^η προκύπτει η τελική θερμοκρασία εξόδου του ρευστού από ολόκληρο το κανάλι ροής του εναλλάκτη, η οποία υπολογίστηκε ίση με **312.02** °K ή **39.02** °C. Συνεπώς προκύπτει το συμπέρασμα ότι η συνολική θερμοκρασιακή μείωση που υφίσταται το θερμό λάδι μέσα στον εναλλάκτη είναι:



 $\Delta T_{o\lambda\iota\kappa 0} = 330.5 \ ^{o}K - 312.02 \ ^{o}K = 18.48 \ ^{o}K \approx 18.5 \ ^{o}K \ \acute{\eta} \ 18.5 \ ^{o}C$

Σχήμα 4.23: Μείωση της θερμοκρασίας του λαδιού σύμφωνα με την αριθμητική προσέγγιση.

Στο διάγραμμα του Σχήματος 4.23 φαίνεται η συνολική θερμοκρασιακή μεταβολή του ρευστού (ΔΤ_{ολικό}), όπως προέκυψε από τους υπολογισμούς για τα 48 τμήματα του καναλιού. Όπως έχει προαναφερθεί, οι οριακές συνθήκες που χρησιμοποιήθηκαν ως δεδομένα στην εφαρμογή του προγράμματος για την αριθμητική προσέγγιση, αντιστοιχούν στα δεδομένα της διενέργειας ελέγχου απόδοσης μετά την συντήρηση (Κεφάλαιο 3°, §3.5.2). Με βάση αυτά τα στοιχεία, μπορεί να βρεθεί η απόδοση του εναλλάκτη που υπολογίζεται με την αριθμητική προσέγγιση. Με αντικατάσταση στη σχέση 3-4, ο μέγιστος δυνατός ρυθμός μεταφοράς θερμότητας είναι:

$$Q_{max} = 36257.2 \text{ J/sec}^{\circ} \text{C} \cdot (57.5^{\circ} \text{C} - 31^{\circ} \text{C}) = 960815.8 \text{ W} \text{ } \acute{\eta} 960.8 \text{ kW}$$

Ο πραγματικός ρυθμός μεταφοράς θερμότητας σύμφωνα με τη σχέση 3-2 θα είναι:

$$Q = 36257.2 \text{ J/sec}^{\circ} \text{C} \cdot (57.5^{\circ} \text{C} - 39^{\circ} \text{C}) = 670758.2 \text{ W} \text{ } \acute{\eta} 670.76 \text{ kW}$$

Συνεπώς όπως προκύπτει από τον ορισμό της αποδοτικότητας ε του εναλλάκτη, με αντικατάσταση στη σχέση 3-1, η απόδοση είναι:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{670.76}{960.8} = 0.698$$

Οπότε προκύπτει ότι η απόδοση ενός πλακοειδούς εναλλάκτη με γεωμετρία όπως του μοντέλου και με τις δεδομένες συνθήκες λειτουργίας (θερμοκρασία εισόδου, ταχύτητα και ρυθμό ροής του λαδιού), προβλέπεται να είναι ίση με **69.8%** ή περίπου **70%**.

Όπως εξηγήθηκε, τα στοιχεία για τη συμπλήρωση των οριακών συνθηκών κατά την επίλυση του προγράμματος ταυτίζονται με αυτά του ελέγχου της πραγματικής απόδοσης μετά τη συντήρηση. Ωστόσο, δεδομένου ότι τα θερμογραφήματα που ελήφθησαν έχουν χρονική αναφορά κοινή με τα στοιχεία για τον έλεγχο της απόδοσης πριν τη συντήρηση, κρίθηκε σκόπιμη η εφαρμογή του προγράμματος σε τμήμα αντίστοιχο με το θερμογραφημένο τμήμα του εναλλάκτη (γραμμή 1, θερμογράφημα Εικ.3.2.α) για τις ανάλογες συνθήκες. Έτσι προέκυψε το διάγραμμα του Σχήματος 4.24, όπου απεικονίζεται η μείωση της θερμοκρασίας και ταχύτητας ίδιες με αυτές που χρησιμοποιήθηκαν για τη διεξαγωγή του ελέγχου της απόδοσης, πριν τη συντήρηση του εναλλάκτη.



Σχήμα 4.24: Μείωση της θερμοκρασίας του λαδιού που προέκυψε από το πρόγραμμα για τα πρώτα 20cm του καναλιού ροής.

Παρατηρείται ότι η πτώση της θερμοκρασίας του θερμού ρευστού στα πρώτα 20 cm που διατρέχει υπολογίστηκε ίση με **4.1** °C, διότι από τους 329 °K μειώνεται στους 324.9 °K. Υπενθυμίζεται το γεγονός ότι η αντίστοιχη πτώση που είχε προκύψει από την ανάλυση του θερμογραφήματος για το ίδιο τμήμα, ήταν **3.8** °C (Σχήμα 3.8, σελ.78).

4.7 Σύνοψη Κεφαλαίου

Στόχος σε αυτό το τμήμα της Διπλωματικής Εργασίας ήταν η μοντελοποίηση του μελετώμενου πλακοειδούς εναλλάκτη. Μετά την παρουσίαση του φυσικού μοντέλου και τον καθορισμό των προδιαγραφών του, επιχειρήθηκε η Αριθμητική Επίλυση του σύνθετου προβλήματος της Μεταφοράς Θερμότητας και της Ρευστοδυναμικής με τη μέθοδο των Πεπερασμένων Στοιχείων. Ο στόχος επιτεύχθηκε με τη βοήθεια του προγράμματος Comsol Multiphisics 3.5, όπου πέρα από την οπτικοποίηση του φαινομένου της αποβολής θερμότητας από το θερμό λάδι, επιτεύχθηκε και η ακριβής προσέγγιση της θερμοκρασιακής μείωσης που υφίσταται το ρευστό στο πέρασμά του από τον εναλλάκτη. Τέλος υπολογίστηκε η απόδοση του εναλλάκτη με βάση τη θερμοκρασιακή αυτή μείωση.

Με την ολοκλήρωση αυτού του στόχου, ολοκληρώνεται το υπολογιστικό μέρος της Εργασίας. Στο επόμενο και τελευταίο Κεφάλαιο επιχειρείται η σύγκριση των θεωρητικών και πειραματικών ελέγχων που προέκυψαν από το τρίτο Κεφάλαιο, σε συνδυασμό με το υπολογιστικό τμήμα του παρόντος Κεφαλαίου. Επιπροσθέτως, θα καταγραφούν επισημάνσεις και συμπεράσματα, καθώς και ορισμένες χρήσιμες προτάσεις για μεταγενέστερες εργασίες συγγενικές με το θέμα της παρούσας Εργασίας.

4.8 Βιβλιογραφία

- [1] Yunus A. Cengel, "Μεταφορά Θερμότητας. Μια Πρακτική Προσέγγιση", Εκδόσεις Τζιόλα, Θεσσαλονίκη, 2005.
- [2] R.W. Lewis, P. Nithiarasu, K.N. Seetharamu, "Fundamentals of the Finite Element Method for Heat and Fluid Flow", Wiley, 2004.
- [3] Σοφιανού Βασιλεία, "Μελέτη, σχεδιασμός και κατασκευή ιατρικών εργαλείων με χρήση προγράμματος CAD/CAM και 3-D εκτυπωτή", Τμήμα Μηχανικών Παραγωγής & Διοίκησης, Δ.Π.Θ., Ξάνθη, 2009.
- [4] "Ειδικά Κεφάλαια Ανάλυσης Φορέων με Πεπερασμένα Στοιχεία", Τμήμα Πολιτικών Μηχανικών Ε.Μ.Π. <u>http://mycourses.ntua.gr/course_description/index.php?cidReq=CIVIL1056</u> (07/01/2010).
- [5] Γ.Κανάρης Αθανάσιος, "Υπολογιστική και Πειραματική Μελέτη για Βέλτιστο Σχεδιασμό Εναλλακτών Θερμότητας Τύπου Πλακών", Τμήμα Χημικών Μηχανικών, Α.Π.Θ., Θεσσαλονίκη, 2008.
- [6] Max S.Peters, Klaus D.Timmerhaus, Ronald E.West, "Σχεδιασμός και Οικονομική Μελέτη Εγκαταστάσεων για Μηχανικούς", Πέμπτη Έκδοση, Εκδόσεις Τζιόλα, Θεσσαλονίκη, 2006.
- [7] COMSOL Model Library, "Turbulent Flow Through a Shell-and-Tube Heat Exchanger", Processing and Manufacturing Models. file://E:\COMSOL35\doc\ht\heatmodlibprocmanuf.18.7.html (21/12/09).
- [8] Παπαγιαννόπουλος Γιάννης, "Θερμικός Έλεγχος και Μοντελοποίηση Θερμικής Συμπεριφοράς Ολοκληρωμένων Κυκλωμάτων", Τμήμα Ηλεκτρολόγων Μηχανικών & Μηχανικών Υπολογιστών, Α.Π.Θ., Θεσσαλονίκη, 2008.
- [9] COMSOL Model Library, "Sinusoidal Heat Exchanger", Chemical Engineering Module. file:///C:/COMSOL34/doc/chem/wwhelp/wwhimpl/common/html/wwhelp.htm (23/12/09).

Κεφάλαιο 5

Σύγκριση Θεωρητικών, Πειραματικών και Υπολογιστικών Αποτελεσμάτων

Περιεχόμενα

5.1 Εισαγωγή	117
5.2 Σύγκριση Αποτελεσμάτων και Συμπεράσματα	118
5.3 Προτάσεις	122

5.1 Εισαγωγή

Ο στόχος της παρούσας διπλωματικής εργασίας συνοψίζεται στον έλεγχο απόδοσης ενός πλακοειδούς εναλλάκτη θερμότητας και της μοντελοποίησής του, σε μια προσπάθεια προσομοίωσης του φαινομένου της μεταφοράς θερμότητας αλλά και της αριθμητικής προσέγγισης της θερμοκρασιακής μεταβολής που υφίστανται τα ρευστά εντός του εναλλάκτη. Η πορεία που ακολουθήθηκε προκειμένου να επιτευχθεί το πρώτο μέρος του παραπάνω στόχου, έθετε ως προϋπόθεση την δυνατότητα μελέτης ενός σύγχρονου βιομηχανικού περιβάλλοντος, όπου ένας πλακοειδής εναλλάκτης τύπου M107 MGS16 της APV εντάσσεται και λειτουργεί επιφορτισμένος με συγκεκριμένο ενεργειακό φορτίο. Για το σκοπό αυτό επιλέχθηκε ένας σταθμός παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, όπου οι ανάγκες για ορθή διαχείριση της ενέργειας είναι ιδιαιτέρως σημαντική και άρα η απόδοση των διατάξεων μεταφοράς θερμότητας χρίζει ιδιαίτερης προσοχής.

Η διενέργεια του ελέγχου της απόδοσης του εξεταζόμενου εναλλάκτη συγκαταλέγεται σε ένα τρίπτυχο, το οποίο αναλύεται σε θεωρητικό, πειραματικό και υπολογιστικό μέρος. Συνεπώς προέκυψαν θεωρητικά, πειραματικά αλλά και υπολογιστικά αποτελέσματα. Οι αναλύσεις των φυσικών φαινομένων που λαμβάνουν χώρα και οι ανάλογοι υπολογισμοί που πραγματοποιήθηκαν στην προσπάθεια ολοκλήρωσης του στόχου, οδηγούν σε χρήσιμες επισημάνσεις και πολύτιμα συμπεράσματα.

Ωστόσο ανέκυψαν ορισμένες δυσκολίες στην προσπάθεια διεκπεραίωσης της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας. Αυτές σχετίζονται με την μεταβλητότητα των λειτουργικών συνθηκών του εξεταζόμενου εναλλάκτη και την έλλειψη δεδομένων για τα ακριβή γεωμετρικά χαρακτηριστικά των πλακών του. Επιπλέον αδυναμίες εντοπίστηκαν και κατά την διάρκεια μοντελοποίησης του εναλλάκτη, εξαιτίας της περιορισμένης υπολογιστικής ισχύος και μνήμης του ηλεκτρονικού υπολογιστή που χρησιμοποιήθηκε για την εφαρμογή.

Παρακάτω πραγματοποιείται η ανάλυση των αποτελεσμάτων που προέκυψαν με την ολοκλήρωση της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας. Μέσα από τη διαδικασία της σύγκρισης και της αντιπαραβολής των αποτελεσμάτων αυτών, προκύπτουν παρατηρήσεις και συμπερασμάτα, τα οποία καταγράφονται αναλυτικά. Τέλος αποτυπώνονται ιδέες και προτάσεις που συνάδουν με την προέκταση του ενδιαφέροντος σε θέματα που άπτονται του παρόντος και οι οποίες προήλθαν από τη γνώση που αποκτήθηκε καθ' όλη τη χρονική διάρκεια διεκπεραίωσης της παρούσας Εργασίας.

5.2 Σύγκριση Αποτελεσμάτων και Συμπεράσματα

Όπως προαναφέρθηκε, ο έλεγχος της απόδοσης του εναλλάκτη συνοψίζεται στο τρίπτυχο της θεωρητικής, της πειραματικής και της υπολογιστικής προσέγγισής της. Η θεωρητική αντιστοιχεί στην απόδοση που προβλέπεται από τις τεχνικές προδιαγραφές του εναλλάκτη, η πειραματική αντιστοιχεί στην απόδοση που υπολογίζεται από τα δεδομένα των μετρήσεων που ελήφθησαν κατά τη λειτουργία του, ενώ η υπολογιστική αναφέρεται στην απόδοση που προέκυψε από την αριθμητική επίλυση των διαφορικών εξισώσεων που προκύπτουν από τη μοντελοποίηση του εναλλάκτη. Τα συγκεντρωτικά αποτελέσματα που προέκυψαν καταγράφονται στον Πίνακα 5.1.

	Θεωρητική	Πειραματική 17/02/09	Πειραματική 01/09/09	Υπολογιστική
Qactual (kW)	841.0	682.9	634.5	670.8
Q _{max} (kW)	1294.1	1145.8	960.8	960.8
Απόδοση ε %	65	59.6	66	70

Πίνακας 5.1: Συγκεντρωτικός Πίνακας αποτελεσμάτων διαδικασίας ελέγχου αποδόσεως.

Για καλύτερη οπτικοποίηση των παραπάνω στοιχείων δημιουργήθηκε το ραβδόγραμμα του Σχήματος 5.1. Σε αυτό επιλέχθηκαν ως όρια της απόδοσης, οι συνήθεις τιμές απόδοσης των εναλλακτών θερμότητας, οι οποίες είναι από 40% έως 80%. Αξίζει να σημειωθεί η ξεχωριστή προσοχή που δόθηκε στη πειραματική προσέγγιση της απόδοσης, η οποία υπολογίστηκε πριν τη συντήρηση του εναλλάκτη, αλλά και μετά το πέρας αυτής.



Σχήμα 5.1: Ραβδόγραμμα όπου φαίνονται οι προκύπτουσες αποδόσεις για κάθε μία διαδικασία ελέγχου χωριστά.

Σύμφωνα με το προκύπτον ραβδόγραμμα τα κυριότερα συμπεράσματα που εξήχθησαν από τη παρούσα μελέτη μπορούν να συνοψιστούν στα ακόλουθα βασικά σημεία:

ἰ. Ένα πολύ ενθαρρυντικό συμπέρασμα είναι η επαλήθευση της θεωρητικής απόδοσης με την πραγματική (ή πειραματική), που προέκυψε από τον πειραματικό έλεγχο που διεξήχθη αμέσως μετά τη συντήρηση. Η βάση της σύγκρισης για έναν καινούριο και έναν προσφάτως συντηρημένο εναλλάκτη, καθιστά τον έλεγχο της απόδοσης περισσότερο ακριβή. Ωστόσο, παρατηρείται μία μικρή απόκλιση στις τιμές της θεωρητικής απόδοσης (65%) με την πραγματική (66%), με την τελευταία να εμφανίζεται κατά 1% αυξημένη από αυτήν που προέβλεψε ο κατασκευαστής. Το γεγονός αυτό καταδεικνύει ότι πιθανώς στον σχεδιασμό του εναλλάκτη συμπεριλήφθηκαν περιθώρια για επικαθήσεις, με αποτέλεσμα έναν ελαφρώς υπέρδιαστασιολογημένο εναλλάκτη.

ii. Το δεύτερο και ως έναν βαθμό αναμενόμενο συμπέρασμα, εντοπίζεται συγκρίνοντας τις τιμές της θεωρητικής και της πραγματικής απόδοσης πριν τη συντήρηση του εναλλάκτη. Είναι εμφανές όχι μόνο το γεγονός μιας σημαντικής μείωσης της απόδοσης, αλλά παρέχεται και το ακριβές ποσοστό αυτής της μείωσης. Συγκεκριμένα ενώ η απόδοση αναμενόταν ίση με 65%, βρέθηκε περίπου 60%. Πρακτικά αυτό σημαίνει ότι ενώ αναμενόταν μία μείωση του θερμοκρασιακού περιεχομένου του λαδιού κατά 19.7 °C, η πραγματική μείωση δεν κατάφερε να ξεπεράσει τους 18 °C (Κεφ.3°,§3.5.1). Ωστόσο, ένα γενικό συμπέρασμα είναι ότι για κάθε χρόνο που περνάει η απόδοση μειώνεται κατά περίπου 1%, δεδομένου ότι η συντήρησή του εναλλάκτη πραγματοποιήθηκε έπειτα από 7 χρόνια λειτουργίας.

iii. Ένα άλλο σημείο σύγκρισης είναι η τιμή της πραγματικής ή πειραματικής απόδοσης συγκριτικά με την υπολογιστική. Συγκεκριμένα, η υπολογιστική ή αριθμητική απόδοση είναι της τάξεως του 70% σημαντικά υψηλότερη από την πραγματική (μετά τη συντήρηση), που δεν ξεπερνά το 66%. Πρακτικά το λάδι εξήλθε με μειωμένη θερμοκρασία κατά 17.5 °C, ενώ από την υπολογιστική προσέγγιση αναμενόταν η θερμοκρασία του ρευστού μειωμένη κατά 18.5 °C. Η απόκλιση αυτή οφείλεται κατά ένα ποσοστό στο τραπεζοειδές σχήμα των πτυχώσεων. Το σχήμα των πτυχώσεων επηρεάζει σημαντικά τον συντελεστή τριβής και ειδικότερα παρατηρείται ότι ο τελευταίος αυξάνεται όσο πιο "οξύ" είναι το σχήμα των πτυχώσεων (Κανάρης 2008). Στην πραγματικότητα το σχήμα των πτυχώσεων μοιάζει με τραπεζοειδές αλλά έχει στρογγυλευμένες άκρες, ενώ στη γεωμετρία του μοντέλου οι πτυχώσεις δεν φέρουν στρογγυλές άκρες.

w. Η επίλυση των διαφορικών εξισώσεων που άπτονται των φυσικών φαινομένων της μεταφοράς θερμότητας και της ροής των ρευστών, υπολογίστηκε με την επαναληπτική εφαρμογή των σχέσεων αυτών στο μοντελοποιημένο τμήμα του

εναλλάκτη. Το εγχείρημα της σύγκρισης της αναλυτικής προσέγγισης με κάποια από τις άλλες αποδόσεις δεν έχει κανένα νόημα, δεδομένου ότι οι αρχικές συνθήκες που χρησιμοποιήθηκαν για τον υπολογισμό της ταυτίζονται με αυτές του ελέγχου της πραγματικής απόδοσης μετά τη συντήρηση.

Αναφορικά με τη χρήση της υπέρυθρης θερμογραφίας, προκύπτει μία σημαντική παρατήρηση, αντλούμενη από την ανάλυση των λαμβανομένων θερμογραφημάτων. Το σημείο σύγκρισης εστιάζεται στη διαφορά θερμοκρασίας ΔΤ που επιτυγχάνεται στα πρώτα 20 cm του εναλλάκτη ανάμεσα στο θερμογραφημένο τμήμα (Σχήμα 3.8) και το αντίστοιχο που προέκυψε από την εφαρμογή του προγράμματος για τις ίδιες συνθήκες αναφοράς. Συνοπτικά η θερμοκρασιακή διαφορά που υπολογίζεται βάση του θερμογραφήματος είναι ίση με 3.8 °C, ενώ η υπολογιστική μέθοδος του προγράμματος προέβλεψε θερμοκρασιακή μείωση 4 °C. Αυτή η απόκλιση εξηγείται ως ένα μεγάλο βαθμό, διότι ο εναλλάκτης θερμογραφήθηκε πριν τη συντήρηση και είναι λογικό να εμφανίζει μικρότερο ποσοστό μεταφερόμενης θερμότητας. Ωστόσο αν ληφθεί υπόψη ότι η ανάλυση του θερμογραφήματος είναι ανταποκρίνεται στην πραγματικότητα, η επίλυση του προγράμματος βρίσκεται σε συμφωνία σε ποσοστό 95%.

Η αριθμητική προσέγγιση με τη μέθοδο των Πεπερασμένων Στοιχείων που επιτεύχθηκε με επιτυχία με το πρόγραμμα Comsol Multiphisics 3.5, αναδεικνύει την μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων σε ένα ικανοποιητικά αποτελεσματικό εργαλείο επίλυσης τέτοιων εφαρμογών. Ο συνδυασμός των φαινομένων της μεταφοράς θερμότητας και της τυρβώδους ροής των ρευστών σε ένα ενιαίο μοντέλο είχε ως αποτέλεσμα μία ιδιαίτερα ικανοποιητική αριθμητική επίλυση σε συμφωνία με τα πειραματικά δεδομένα σε ποσοστό κοντά στο 95%. Επιπλέον με το πρόγραμμα επιτεύχθηκε η προσομοίωση όχι μόνο του ρυθμού μεταφοράς θερμότητας, αλλά και της ροής του ρευστού με την δημιουργία του πεδίου ταχύτητας. Για όλους τους παραπάνω λόγους, το πρόγραμμα αναδεικνύεται σε πολύτιμο εργαλείο και σε σχεδιαστικό επίπεδο για την πρόβλεψη της αποτελεσματικότητας της μεταφοράς θερμότητας.

Ένα σημείο προβληματισμού σχετικά με τις παραδοχές της μοντελοποίησης, είναι η παραδοχή της αναγωγής των αποτελεσμάτων σε ολόκληρο το κανάλι ροής, δεδομένης της περιοδικότητας του σχήματος των πτυχώσεων. Ωστόσο, η εγκυρότητα της παραδοχής της περιοδικότητας των αποτελεσμάτων για ολόκληρο το κανάλι δεν είναι γενικά αποδεκτή (Κανάρης 2008).

5.3 Προτάσεις

Κατά τη διάρκεια εκπόνησης της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας, ανέκυψαν πολλά ερωτήματα γύρω από την λειτουργία των εναλλακτών θερμότητας και ειδικότερα του πλακοειδούς εναλλάκτη. Εξάλλου, η μελέτη αυτού του τύπου εναλλακτών αποτελεί ακόμα ανοικτό πεδίο έρευνας, τόσο σε θεωρητικό όσο και σε πειραματικό επίπεδο. Τα ερωτήματα αυτά οδήγησαν εύλογα στη διατύπωση ορισμένων ιδεών προς διερεύνηση, και όσες από αυτές κρίθηκαν άξιες σχολιασμού συνοψίζονται στις παρακάτω προτάσεις:

Επέκταση της προσομοίωσης σε ολόκληρο τον εναλλάκτη και προσδιορισμός της θερμοκρασιακής μεταβολής και του δεύτερου ρευστού. Στην παρούσα Εργασία υπολογίστηκε η συνολική μεταβολή που υφίσταται το θερμό ρευστό, ωστόσο η οπτικοπόιηση του φαινομένου σε ολόκληρη τη διάταξη αποτελεί ενδιαφέρον εγχείρημα. Για την υλοποίησή του απαιτείται η χρήση ισχυρότερου υπολογιστή και ίσως ο συνδυασμός πολλών σε μία συστοιχία υπολογιστών υψηλής απόδοσης (High Performance Cluster - HPC).

Μελέτη προεκτάσεως του εξεταζόμενου εναλλάκτη με την πρόσθεση επιπρόσθετων πλακών σε περίπτωση που αυξηθεί το ενεργειακό του φορτίο. Είναι μία μελέτη, η οποία με την εξαγωγή του κατάλληλου αλγορίθμου μπορεί να αποδειχθεί ιδιαίτερα χρήσιμό εργαλείο.

Μελέτη σχετικά με την γεωμετρία των πτυχώσεων και υπολογισμός της αποτελεσματικότητας της μεταφοράς θερμότητας ανάλογα με την γωνία των πτυχώσεων. Το εγχείρημα αυτό θα μπορούσε να υλοποιηθεί με την επανάληψη σχεδίασης διαφορετικής γεωμετρίας ή γωνίας των πτυχώσεων στο πρόγραμμα Comsol Multiphisics και την εξαγωγή πολύτιμων συμπερασμάτων αναφορικά με την απόδοση. Επικουρικά μπορεί να μελετηθεί η πτώση πίεσης ανάλογα με τη μορφή των πτυχώσεων και να γίνει μελέτη οικονομικής βιωσιμότητας.

Μελέτη του ρυθμού μεταφοράς θερμότητας με εναλλακτικά οικονομικότερα ρευστά ή μέταλλα. Ταυτόχρονα αξίζει να μελετηθεί ο παράγοντας των επικαθήσεων, διότι ενδέχεται το κόστος να είναι φαινομενικά χαμηλότερο, αλλά να μειώνεται ο χρόνος μεταξύ των συντηρήσεων.

Η μελέτη του ρόλου των πλακοειδών εναλλακτών σε διαδικασίες ανάκτησης θερμότητας μέσω του "Pinch Technology". Η φιλοσοφία του "Pinch Technology" έγκειται στην επανεξέταξη όλων των θερμικών και ψυκτικών φορτίων μίας μονάδας παραγωγής και στον εκ νέου σχεδιασμό των δικτύων διανομής των φορτίων της εγκατάστασης για μία ολοκληρωμένη διαχείριση.

Βιβλιογραφία

Βιβλία

- Yunus A. Cengel, "Μεταφορά Θερμότητας. Μια Πρακτική Προσέγγιση", Εκδόσεις Τζιόλα, Θεσσαλονίκη, 2005.
- David M. Himmelblau, James B. Riggs, "Βασικές Αρχές και Υπολογισμοί στη Χημική Μηχανική", Εκδόσεις Τζιόλα, 7^η Έκδοση, Θεσσαλονίκη, 2006.
- Brenda Munz Brienza, Judith B. Gandy, and Lynne, "Heat Exchanger Design Handbook", Hemisphere Publishing Corporation, United States of America, 1983.
- Γιάννης Θ. Κάππος, "Εφαρμοσμένη Θερμοδυναμική Ι", Εκδόσεις Κλειδάριθμος, Αθήνα, 2001.
- Max S.Peters, Klaus D.Timmerhaus, Ronald E.West, "Σχεδιασμός και Οικονομική Μελέτη Εγκαταστάσεων για Μηχανικούς", Πέμπτη Έκδοση, Εκδόσεις Τζιόλα, Θεσσαλονίκη, 2006.
- T. Kuppan, "*Heat Exchanger Design Handbook*", Marcel Dekker Inc., United States of America, 2000.
- L.Wang, B.Sunden and R.M.Manglik, "Plate Heat Exchangers: Design, Applications and Performance", Southampton WIT, 2007.
- Μ.Φρυδάκης, "Στοιχεία Μηχανών ΙΙ", Σύγχρονη Εκδοτική, Αθήνα, 2003.
- Ι.Κ.Στεργίου & Κ.Ι.Στεργίου, "Στοιχεία Μηχανών Ι", Σύγχρονη Εκδοτική, Αθήνα, 2003.
- R.W. Lewis, P. Nithiarasu, K.N. Seetharamu, "Fundamentals of the Finite Element Method for Heat and Fluid Flow", Wiley, 2004.

Άρθρα - Εργασίες - Εγχειρίδια

Γ.Κανάρης Αθανάσιος "Υπολογιστική και Πειραματική Μελέτη για Βέλτιστο Σχεδιασμό Εναλλακτών Θερμότητας Τύπου Πλακών", Τμήμα Χημικών Μηχανικών, Α.Π.Θ., Θεσσαλονίκη, 2008.

Εγχειρίδιο ALSTOM, "Lube Oil Cooler", data sheet HTCT 691 502 V0001B.

- Εγχειρίδιο ΔΕΗ Α.Ε., "Εγκαταστάσεις ηλεκτροπαραγωγής συνδυασμένου κύκλου", Γ.Δ.Παραγωγής/ΔΕΘ, ΑΗΣ Κομοτηνής, Τομέας Λειτουργίας, 2004.
- Ατσιδάκος Γ., "Τριβολογική μοντελοποίηση 4-Χ κινητήρα diesel MAN B&W5L16/24 του εργαστηρίου τριβολογικής μηχανολογίας", Τμήμα Ναυπηγών Μηχ/κών, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 2007.
- Κοντοράτος Α., "Ψύξη-Λίπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ", Τμήμα Μηχανολόγων Μηχ/κών,Τομέας Θερμότητας, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 2007.
- Εγχειρίδιο ALSTOM, "Lubrication & Emergency Oil System", GT13E2 Operation, Power Plant Training Center.
- Eγχειρίδιο ALSTOM, "Centrifugal Pump", data sheet HTCT 691507D0007.
- Εγχειρίδιο ALSTOM, "Lube Oil & Emergency Oil System", GT13E2, System Description, data sheet HTCT 690 931 V0021 B.
- Βουτριαρίδης Χριστόδουλος., "Εναλλάκτες Θερμότητας", Τμήμα Ηλεκτρολόγων Μηχανικών, Δ.Π.Θ., Ξάνθη, 1999.
- Παπαγιαννόπουλος Γιάννης, "Θερμικός Ελεγχος και Μοντελοποίηση Θερμικής Συμπεριφοράς Ολοκληρωμένων Κυκλωμάτων", Τμήμα Ηλεκτρολόγων Μηχανικών & Μηχανικών Υπολογιστών, Α.Π.Θ., Θεσσαλονίκη, 2008.
- Πλαστήρα Ελένη, "Μη Καταστροφικός Έλεγχος σε Φωτοβολταϊκά Πάνελ με τη Μέθοδο της Υπέρυθρης Θερμογραφίας", Τμήμα Μηχανικών Παραγωγής & Διοίκησης, Δ.Π.Θ., Ξάνθη, 2009.
- Σοφιανού Βασιλεία, "Μελέτη, σχεδιασμός και κατασκευή ιατρικών εργαλείων με χρήση προγράμματος CAD/CAM και 3-D εκτυπωτή", Τμήμα Μηχανικών Παραγωγής & Διοίκησης, Δ.Π.Θ., Ξάνθη, 2009.
- Buxey, G. (2006). Reconstructing inventory management theory. International Journal of Operations & Production Management, Emerald Group Publishing Limited, Vol.26, No. 9, pp. 996 – 1012.

Διαδίκτυο

Νυμφοδώρα Παπασιώπη, "Φαινόμενα Μεταφοράς ΙΙ, Μεταφορά Θερμότητας και Μάζας, Εναλλάκτες Θερμότητας", Τμήμα Μηχανικών Μεταλλείων
Μεταλλουργών, Ε.Μ.Π. <u>http://www.metal.ntua.gr/uploads/3277/250/Ph-Met-II-</u> 2.pdf (08/06/09)

- *"Heat Exchangers"*, APV-Aluminum Plant and Vessel Company Ltd. http://www.apv.com/us/products/heatexchangers/Heat+exchangers.asp (12/09/09)
- Πέππα Ε., "Βιομηχανική λίπανση. Αξίζει περισσότερο από όσο νομίζουμε;", Plant Management http://www.plant-management.gr/index.php?id (22/11/2009)
- Αποστολίδης Χ., "Η σημασία της λίπανσης στη διατήρηση του ολικού βαθμού απόδοσης του μηχανικού εξοπλισμού", 3° Συμπόσιο Συντήρησης http://www.maintenance_forum.gr/.../Eldons_i_simasia_tis_Lipansis_sti_Diatirisi _tou_OBA.pdf (10/08/2009)
- "Εργαστηριακές ασκήσεις Τριβολογίας", ΤΕΙ Μηχανολογίας Πειραιά http://triblab.teipir.gr/files/exercises/Aktiniko.pdf (11/09/2009)
- "Εργαστηριακές ασκήσεις Τριβολογίας", ΤΕΙ Μηχανολογίας Πειραιά <u>http://triblab.teipir.gr/files/exercises/Ixodes.pdf</u> (19/11/2009)
- "Πλακοειδείς Εναλλάκτες", Τμήμα Χημικών Μηχανικών Α.Π.Θ. <u>http://www.eng.auth.gr/~chemtech/foititika/fd/heat_exchangers/heat04.pdf</u> (07/05/2009)
- "Οδηγός Εζοικονόμησης Ενέργειας και Συστήματα Ανάκτησης Θερμότητας", Κέντρο Ανανεώσιμων Πηγών Ενέργειας <u>http://www.cres.gr/kape/education/ODHGOS-</u> <u>ANAKTHSHS THERMOTHTAS.pdf</u> (10/08/2009)
- COMSOL Model Library, "Turbulent Flow Through a Shell-and-Tube Heat Exchanger", Processing and Manufacturing Models, <u>file://E:\COMSOL35-</u> \doc\ht\heatmodlibprocmanuf.18.7.html (21/12/09)
- COMSOL Model Library, "Sinusoidal Heat Exchanger", Chemical Engineering Module, <u>file:///C:/COMSOL34/doc/chem/wwhelp/wwhimpl/common/html/ww-help.htm</u> (23/12/09)