

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΣΥΝΔΥΑΣΜΕΝΗ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΕΣΤΙΑΣ ΚΑΙ ΕΠΙΦΑΝΕΙΩΝ ΣΥΝΑΛΛΑΓΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΛΙΓΝΙΤΙΚΟΥ ΛΕΒΗΤΑ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΜΕΘΟΔΟΥ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗΣ ΡΕΥΣΤΟΔΥΝΑΜΙΚΗΣ

ΔΡΟΣΑΤΟΣ ΠΑΝΑΓΙΩΤΗΣ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ: Επίκουρος Καθηγητής Ε.Μ.Π., Καρέλλας Σωτήριος

Αθήνα, Φεβρουάριος 2013

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ	1
ΣΥΝΟΨΗ	3
КЕФАЛАЮ 1 ⁰	4
Εισαγωγή	4
1.1) Βασικές έννοιες	4
1.1.1) Καύση	4
1.1.2) Εναλλάκτης θερμότητος	5
1.1.3) Ατμοπαραγωγός	5
1.2) Λέβητας μονάδος	9
1.3) Επιφάνειες συναλλαγής	10
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 [°]	11
Περιγραφή αριθμητικών μοντέλων	11
2.1) Περιγραφή αριθμητικού μοντέλου καύσης σωματιδίων	11
2.1.1)Εξίσωση συνέχειας	12
2.1.2) Εξίσωση διατήρησης ορμής	12
2.1.3) Εξίσωση διατήρησης της ενέργειας	12
2.1.4) Μοντελοποίηση της τύρβης	13
2.1.5) Μοντελοποίηση της ακτινοβολίας	15
2.2) Περιγραφή αριθμητικών μοντέλων συναγωγής θερμότητος	15
2.2.1) Μοντέλα Simple – Effectiveness και NTU	15
2.2.1.1) Simple – Effectiveness - Model	15
2.2.1.2) NTU model	16
2.2.1.3) Περιορισμοί και χαρακτηριστικά του κάθε μοντέλου	20
2.2.2) Προσφερόμενα μοντέλα προσομοίωσης του τμήματος συναγωγής	21
2.2.2.1) Macro Heat Exchanger Model	21
2.2.2.1α) Υπολογισμός απωλειών πίεσης	22
2.2.2.1β) Απόρριψη θερμικής ενέργειας	25
2.2.2.2) Dual Cell Model	29
2.2.2.2α) Σχέσεις για το μέγεθος NTU	

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

2.2.2.2β) Απόρριψη θερμότητας	30
2.2.2.3) Περιορισμοί των μοντέλων Macro Heat Exchanger Model και Dual Cell Model	32
2.3) Διαμόρφωση Macros	33
2.4) Παρόμοιες προσπάθειες συνολικής μοντελοποίησης του λέβητα	35
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3°	45
Διαμόρφωση γεωμετρίας και πλέγματος	45
3.1) Διαμόρφωση γεωμετρίας	45
3.2) Διαμόρφωση πλέγματος	51
Κεφάλαιο 4 [°]	58
Επεξεργασία δεδομένων για χρήση στην αριθμητική επίλυση	58
Κεφάλαιο 5°	64
Παρουσίαση αποτελεσμάτων	64
5.1) Ολικό φορτίο	64
5.1.1) Αρχικό πλέγμα	64
5.1.2) Περίπτωση βελτίωσης πλέγματος	71
5.1.3) Περίπτωση βελτίωσης διαμερίσεων (macros)	76
5.2) Περίπτωση μερικού φορτίου	81
5.2.1) Αρχικό πλέγμα	81
5.2.2) Περίπτωση μερικού φορτίου με βελτίωση διαμερίσεων	86
Κεφάλαιο 6°	90
Συμπεράσματα – Μελλοντική εργασία	90
6.1)Συμπεράσματα	90
6.2) Μελλοντική Εργασία	92
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ	93
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	97

ΣΥΝΟΨΗ

Σκοπός της παρούσας εργασίας αποτελεί η ολοκληρωμένη υπολογιστική προσομοίωση του ατμοπαραγωγού του ατμοηλεκτρικού σταθμού (ΑΗΣ) της Μελίτης. Η ολοκληρωμένη υπολογιστική διερεύνηση αφορά τη συνδεόμενη μοντελοποίηση (coupling) δύο επιμέρους τμημάτων του λέβητα. Η πρώτη υπολογιστική προσομοίωση αφορά το κατώτερο τμήμα του λέβητα , την εστία, στην οποία πραγματοποιείται η καύση του κονιοποιημένου καυσίμου. Η δεύτερη υπολογιστική προσομοίωση αφορά το ανώτερο τμήμα του λέβητα, το τμήμα δηλαδή των εναλλακτών, στο οποίο λαμβάνει χώρα η μεταφορά θερμότητας από τα προϊόντα της καύσης προς το χρησιμοποιούμενο εργαζόμενο μέσο. Ειδικότερα, με την αρχική υπολογιστική προσομοίωση της εστίας, προσδιορίζεται πλήρως το πεδίο ροής, ταχύτητας και θερμότητας στο τμήμα αυτό, το οποίο μέσω σύζευξης χρησιμοποιείται για το δεύτερο στάδιο υπολογιστικής προσομοίωσης, που αφορά την μεταφορά θερμότητας στις επιφάνειες συναλλαγής. Η αναφερόμενη στην μεταφορά θερμότητας υπολογιστική μοντελοποίηση πραγματοποιείται με τη χρήση ενός φιλικού προς το χρήστη λογισμικού περιβάλλοντος. Η επιθυμία βελτιστοποίησης της καύσης, η ανάγκη για μεγαλύτερη ευελιξία στη λειτουργία των λεβήτων και χρησιμοποίησης καυσίμων σε αυτούς εκτεταμένου εύρους ιδιοτήτων απαιτεί πληρέστερη εικόνα της αναπτυσσόμενης ροής και της κατανομής των διαφόρων φυσικών μεγεθών που τη συνοδεύουν, καθώς και την επιρροή που αυτά έχουν στην συναλλασσόμενη θερμότητα. Η παρούσα εργασία αποτελεί μια προσπάθεια για την ικανοποίηση των προαναφερθέντων απαιτήσεων και την σύσταση ενός υποδείγματος χρήσης του υπολογιστικού περιβάλλοντος σε αντίστοιχες περιπτώσεις, καθώς οι αναφορές στη διεθνή βιβλιογραφία είναι περιορισμένες και αφορούν κυρίως απλοποιημένες διατάξεις. Τα αποτελέσματα συγκρίθηκαν και αξιολογήθηκαν σύμφωνα με τα πειραματικά δεδομένα.

Ευχαριστίες: Θα ήθελα να ευχαριστήσω πρωτίστως τον επίκουρο καθηγητή κ. Καρέλλα Σωτήριο για τη δυνατότητα που μού παρείχε να ασχοληθώ με την παρούσα διπλωματική εργασία. Θα ήθελα επίσης να ευχαριστήσω θερμά τον Διδάκτορα κ. Αγρανιώτη Μιχάλη για την άψογη συνεργασία και την αμέριστη βοήθεια του για την εκπόνηση της εργασίας. Θα ήθελα ακόμα να ευχαριστήσω τον Δρ. κ. Νικολόπουλο Νίκο για τη στήριξή του αναφορικά με την επαγγελματική μου σταδιοδρομία. Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω την διπλωματούχο Μηχ. Μηχ. κ. Ζενέλη Μυρτώ για την ουσιαστική βοήθειά τους φίλους μου που με στήριξαν και με ενθάρρυναν σε όλη τη διάρκεια των σπουδών μου.

КЕФАЛАІО 1⁰

Εισαγωγή

1.1) Βασικές έννοιες

1.1.1) Καύση: Ως καύση ορίζεται η διεργασία διαδοχικών εξωθερμικών χημικών αντιδράσεων μεταξύ καυσίμου και οξειδωτικού μέσου συνοδευόμενες από έκλυση θερμότητας και μετατροπή χημικών ειδών. Το καύσιμο αντιδρά με το οξυγόνο του αέρα και παράγει προιόντα, όπως το διοξείδιο του άνθρακα και ο υδρατμός, που έχουν χαμηλότερη ενέργεια χημικών δεσμών συγκριτικά με τα αντιδρώντα. Η διαφοροποίηση αυτή στην ενέργεια των χημικών δεσμών μεταξύ προϊόντων και αντιδρώντων είναι ουσιαστικά η εκλυόμενη ενέργεια. Η καύση εξ΄ ορισμού συντελείται με αρκετά μεγάλο ρυθμό απόδοσης θερμότητας, έτσι ώστε η εκπεμπόμενη υπό μορφή θερμότητας ενέργεια να είναι τεχνικά εκμεταλλεύσιμη. Οι επιθυμητές συνθήκες καύσης συνίστανται στην επίτευξη υψηλών θερμοκρασιακών τιμών για την έναυση του μίγματος, στη διατήρηση υψηλών επιπέδων τύρβης για την αναμιξιμότητα των καυσίμων στοιχείων και στην εξασφάλιση του απαραίτητου χρονικού διαστήματος αντίδρασης [1].



Εικόνα 1.1.1 Καύση ξύλου με φλόγες [2]

Από τη χημική αντίδραση που λαμβάνει χώρα στο χώρο της εστίας παράγονται καυσαέρια υψηλής θερμοκρασίας, στα οποία εν συνεχεία επιδιώκεται η εκμετάλλευσή τους. Ο πιο διαδεδομένος τρόπος εκμετάλλευσης της ενέργειας των προϊόντων της καύσης είναι η μετάδοση της θερμότητάς τους στο χρησιμοποιούμενο εργαζόμενο μέσο, σε σύστημα ενός συνόλου <u>εναλλακτών θερμότητος</u>.

1.1.2) Εναλλάκτης θερμότητος: Ο εναλλάκτης θερμότητος είναι συσκευή ή τμήμα μηχανολογικού εξοπλισμού που επιτρέπει την αποδοτική μεταφορά θερμότητας μεταξύ δύο ρευστών διαφορετικής θερμοκρασίας. Η μεταφορά θερμότητος μεταξύ των δύο ρευστών είναι δυνατόν να γίνει είτε με ανάμειξή τους, είτε όχι. Στις περισσότερες εφαρμογές στους εναλλάκτες θερμότητος, τα δύο ρευστά κυκλοφορούν χωριστά, η συναγωγή εμφανίζεται από τα ρευστά προς τη διαχωριστική επιφάνεια και η αγωγή δι' αυτής. Ανάλογα με την κατεύθυνση της ροής των ρευστών, οι εναλλάκτες θερμότητας διακρίνονται σε ομορροής, αντιρροής και σε εναλλάκτες σταυρορροής. Προφανώς στην περίπτωση του ομορροής, οι ροές των δύο ρευστών έχουν ίδια διεύθυνση και αντίθετη φορά , ενώ στην περίπτωση του σταυρορροής οι ροές των δύο ρευστών έχουν ίδια διεύθυνση και αντίθετη φορά , ενώ στην περίπτωση του σταυρορροής οι ροές των δύο

1.1.3) Ατμοπαραγωγός: Ο ατμοπαραγωγός είναι ένα σύστημα παραγωγής ατμού ορισμένων θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών και καθορισμένης παροχής. Στην ουσία, αποτελεί έναν εναλλάκτη θερμότητας, μεταξύ ενός ρεύματος θερμού καυσαερίου και ενός ρεύματος νερού, που καθώς διαρρέει τον ατμοπαραγωγό, μετασχηματίζεται βαθμιαία σε κορεσμένο και υπέρθερμο ατμό, παίρνοντας θερμότητα από το καυσαέριο. Σε μεγάλους Ατμοπαραγωγούς, το σύστημα των αγωγών, μέσα στους οποίους κυκλοφορεί το εργαζόμενο μέσο, αποτελείται από πολλούς παράλληλους σωλήνες, μικρής σχετικά διαμέτρου. Το σύνολο των προαναφερθεισών σωληνώσεων "ντύνει" εσωτερικά το θάλαμο στον οποίο πραγματοποιείται η διεργασία της καύσης, δηλαδή το θάλαμο καύσης. Το μεγαλύτερο μέρος θερμότητας από τα παραγόμενα καυσαέρια προς τις σωληνώσεις σε αυτό το στάδιο, συναλλάσσεται μέσω ακτινοβολίας. Πέραν ωστόσο των προαναφερθεισών αυτών επιφανειών ακτινοβολίας υπάρχει επιπλέον θερμαινόμενη επιφάνεια, που αποτελείται και αυτή από δέσμες σωλήνων, τοποθετουμένων στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης, μέσα σε κατάλληλα διαμορφωμένο οχετό, μέσω του οποίου διέρχονται τα καυσαέρια. Επειδή τα καυσαέρια διερχόμενα από τις προαναφερθείσες διατάξεις είναι χαμηλής σχετικά θερμοκρασίας, η θερμότητα που συναλλάσσεται οφείλεται κυρίως σε συναγωγή. Για το λόγο αυτό, οι επιφάνειες αυτές καλούνται επιφάνειες συναγωγής. Οι συγκεκριμένες αυτές επιφάνειες, ανάλογα με το ρόλο που επιτελούν, χαρακτηρίζονται με διαφορετική ονομασία, όπως φαίνεται κάτωθι:

- ECONOMIZER ή ΟΙΚΟΝΟΜΗΤΗΡΑΣ: προθερμαντής νερού
- **SUPERHEATER** : επιφάνειες υπερθέρμανσης ατμού
- **REHEATER:** επιφάνειες αναθέρμανσης ατμού

Τυπική μορφή σύγχρονου ατμοπαραγωγού δίνεται κάτωθι:



Εικόνα 1.1.2 Σχηματική διάταξη ατμοπαραγωγού [4]

ΥΠΕΡΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑΣ: Ο υπερθερμαντήρας ατμού (SUPERHEATER ή συντομευμένα SH), έχει σκοπό την αύξηση της θερμοκρασίας του κορεσμένου ατμού, που έρχεται από το σύστημα ατμοποίησης. Η ανάγκη υπερθέρμανσης του ατμού προέκυψε από τη διαπίστωση ότι, αύξηση της θερμοκρασίας και της πίεσης του ατμού που παρέχεται προς τον ατμοστρόβιλο, αυξάνει τον βαθμό απόδοσής του και κατ' επέκταση το γενικό βαθμό απόδοσης των ατμοηλεκτρικών μονάδων. Ο υπερθερμαντήρας αποτελείται συνήθως, από δυο ή τρία τμήματα που τοποθετούνται σε διαφορετικά σημεία, μέσα στη διαδρομή του καυσαερίου. Η ροή του ατμού μέσα στους σωλήνες του υπερθερμαντήρα, γίνεται σε ομορροή ή αντιρροή του καυσαερίου.

ΑΝΑΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑΣ: Ο αναθερμαντήρας ατμού (REHEATER ή συντομευμένα RH), ο οποίος είναι μια επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας, μορφολογικά ίδια με τον υπερθερμαντήρα, χρησιμοποιείται για την αναθέρμανση του ατμού, μετά από μια μερική του αποτόνωση, στο τμήμα υψηλής πίεσης του ατμοστροβίλου. Στον αναθερμαντή, ο ατμός αυτός υπό σταθερή πρακτικά πίεση, παραλαμβάνει θερμότητα και αυξάνει την θερμοκρασία του, μέχρι συνήθως τη θερμοκρασία εξόδου του ατμού από τον υπερθερμαντήρα, οπότε οδηγείται στο επόμενο τμήμα του στροβίλου για παραπέρα αποτόνωση. Σε υπερκριτικές εγκαταστάσεις

Ατμοπαραγωγών, προβλέπεται συνήθως, μια διπλή αναθέρμανση του ατμού, με σκοπό τη βελτίωση του βαθμού απόδοσης της όλης εγκατάστασης.

ΠΡΟΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑΣ: Ο προθερμαντήρας ή οικονομητήρας (ECONOMIZER ή συντομευμένα ECO) έχει ως σκοπό την προθέρμανση του τροφοδοτικού νερού, πριν αυτό οδηγηθεί στο σύστημα ατμοποίησης,στο σύστημα δηλαδή σωληνώσεων ακτινοβολίας, με την εκμετάλλευση της θερμότητας των καυσαερίων που ήδη έχουν περάσει από τις επιφάνειες ατμοποίησης, υπερθέρμανσης και αναθέρμανσης του ατμού. Οι οικονομητήρες σύγχρονων Ατμοπαραγωγών, αποτελούνται από τους συλλέκτες εισόδου–εξόδου και από σειρά αυλών χωρίς ραφή, γυμνών ή με πτερύγια για καλύτερη συναλλαγή θερμότητας .

Η ταξινόμηση των Ατμοπαραγωγών μπορεί να πραγματοποιηθεί με βάση την εξέλιξή τους διαμέσου του χρόνου. Οι πρώτες λοιπές απλοποιημένες κατασκευές ήταν απλές κυλινδρικές δομές, στις οποίες το εργαζόμενο μέσο (νερό, ατμός) βρισκόταν στο εσωτερικό ενός μεγάλου κυλινδρικού δοχείου (τυμπάνου), ενώ το καυσαέριο κυκλοφορούσε στο εξωτερικό του δοχείου. Με τη συγκεκριμένη διάταξη ένα μέρος της εξωτερικής επιφάνειας του κυλινδρικού τυμπάνου αποτελούσε τη θερμαινόμενη επιφάνεια του ατμοπαραγωγού. Με τον τρόπο αυτό, η θερμική εκμετάλλευση του καυσαερίου ήταν μικρή και συνεπώς, μικρός και ο αντίστοιχος ο βαθμός απόδοσης. Επόμενη εξέλιξη των Ατμοπαραγωγών αποτέλεσαν οι διατάξεις με φλογοσωλήνα και αεριαυλούς, με σκοπό τη βελτίωση της συγκέντρωσης ισχύος. Οι συγκεκριμένες μηχανολογικές κατασκευές χαρακτηρίζονται από φλωγοσωλήνα που αποτελεί την εστία καύσης και μέσα στον οποίο γίνεται η πρώτη διαδρομή του καυσαερίου. Παράλληλα όμως προς τον φλογοσωλήνα , φέρουν και δέσμη αεριαυλών, κατά μήκος του τυμπάνου, μέσα από τους οποίους, το καυσαέριο ρέει σε δεύτερη ή και τρίτη διαδρομή, αυξάνοντας τη συναλλασσόμενη θερμική ισχύ. Παραλλαγή του συγκεκριμένου τύπου ατμοπαραγωγών αποτελούν οι λεγόμενοι Holland. Σε αυτούς ο φλογοσωλήνας εκτείνεται σε μέρος μόνο του μήκους του τυμπάνου. Το υπόλοιπο τμήμα του τυμπάνου, στην προέκταση του φλογοσωλήνα, κατέχεται από δέσμη αεριαυλών, στους οποίους πραγματοποιείται η συναλλαγή θερμότητας μεταξύ χρησιμοποιούμενου νερού (εργαζόμενο μέσο) και καυσαερίων. Από τους μετέπειτα αναπτυσσόμενους Ατμοπαραγωγούς ιδιαίτερη σημασία είχαν οι Ατμοπαραγωγοί με ορθούς υδραυλούς και ένα υδροθάλαμο. Οι συγκεκριμένου τύπου Ατμοπαραγωγοί αποτελούνται από κυλινδρικά τύμπανα, υδραυλούς και συλλέκτες. Το τροφοδοτικό νερό, μετά την προθέρμανσή του, οδηγείται στον κύριο υδροθάλαμο, απ' όπου με σωλήνα ή με σωλήνες μεγάλης σχετικά διατομής, με μέτρια ή χωρίς θερμική φόρτιση, κατεβαίνει προς τους συλλέκτες. Από τους συλλέκτες αυτούς το τροφοδοτικό νερό διαμοιράζεται στους υδραυλούς ατμοποίησης, οι οποίοι μετά τη θέρμανση, το οδηγούν ως μείγμα πλούσιο σε υδρατμό, πίσω στον κύριο υδροθάλαμο. Από τις συγκεκριμένου τύπου διατάξεις προήλθαν οι πλέον χρησιμοποιούμενες μορφές Ατμοπαραγωγών σε όλες τις μεγάλες μονάδες, οι ατμοπαραγωγοί ακτινοβολίας. Ο χαρακτηρισμός τους προήλθε από το γεγονός, ότι το μεγαλύτερος μέρος της απαιτούμενες θερμότητας ατμοποίησης, εξασφαλίζεται μέσω της μετάδοσης θερμότητας με ακτινοβολία. Στους Ατμοπαραγωγούς ακτινοβολίας, ο θάλαμος καύσης επενδύεται μερικά ή ολικά με τους υδραυλούς που αποτελούν την επιφάνεια ατμοποίησης. Έτσι, κατά τη διάρκεια της καύσης, η φλόγα και το παραγόμενο καυσαέριο, ακτινοβολεί έντονα προς τους σωλήνες αυτούς, προσδίδοντάς τους, ένα μεγάλο μέρος της συνολικά απαιτούμενης για την ατμοποίηση θερμότητας.

Η πλέον σύγχρονη μορφή Ατμοπαραγωγού είναι <u>τύπου Benson</u> υπερκρίσιμων χαρακτηριστικών. Η ιδέα στηρίχθηκε στην ιδιότητα του υδρατμού, ο οποίος στην κρίσιμη πίεση (p = 221.2 bar), έχει μηδενική θερμότητα ατμοποίησης. Αυτό σημαίνει πως, αν το τροφοδοτικό νερό θερμανθεί στον Ατμοπαραγωγό, διατηρούμενο σε πίεση μεγαλύτερη της κρίσιμης, τότε αυτό θα μετασχηματισθεί αμέσως σε ατμό, χωρίς να περάσει από την κατάσταση νερού–ατμού. Η μορφή αυτή ατμοπαραγωγού καλείται Benson, προς τιμήν του πρώτου μηχανικού που είχε την ιδέα και την εφήρμοσε. Το σύστημα ατμοποίησης αποτελείται από σωληνοτοιχώματα, χωρίς την ανάγκη ενδιάμεσων συλλεκτών. Οι σωλήνες στο σωληνοτοίχωμα, ανάλογα με την ατμοπαραγωγή και τη διάμετρο μπορούν να τοποθετηθούν εναλλάξ υπό κλίση, κατακόρυφα ή υπό κλίση ανερχόμενοι.

Σημαντική επίσης ταξινόμηση των Ατμοπαραγωγών είναι ως προς την κυκλοφορία του εργαζόμενου μέσου. Σύμφωνα με το συγκεκριμένο κριτήριο οι Ατμοπαραγωγοί χωρίζονται σε τρεις κατηγορίες:

- Φυσικής κυκλοφορίας
- Τεχνητής ή βεβιασμένης κυκλοφορίας
- Εξαναγκασμένης ροής

Στις διατάξεις φυσικής κυκλοφορίας εξασφαλίζεται συνεχή ροή του εργαζόμενου μέσου μέσα στους σωλήνες, που αποτελούν την επιφάνεια ατμοποίησης, χωρίς τη βοήθεια τεχνητού μέσου (αντλίας), αλλά μόνο με την εκμετάλλευση φυσικών αιτίων. Στη δεύτερη κατηγορία ανήκουν Ατμοπαραγωγοί στους οποίους δεν είναι αρκετή η διαφορά στατικής πίεσης στο σύστημα ατμοποίησης, για να δημιουργηθεί μια εξασφαλισμένη φυσική κυκλοφορία του νερού σε αυτό. Σε αυτή την περίπτωση στην ομάδα των σωληνώσεων καθόδου τοποθετούνται μια ή περισσότερες αντλίες, για την ενίσχυση της ανακυκλοφορίας. Τέλος, υπάρχουν Ατμοπαραγωγοί εξαναγκασμένης ροής, στους οποίους δεν πραγματοποιείται στο σύστημα ατμοποίησης ανακυκλοφορία, αλλά το εργαζόμενο μέσο εξαναγκάζεται με την τροφοδοτική αντλία να κινηθεί από την είσοδο του Ατμοπαραγωγού στην έξοδό του με μονή διέλευση (once through boilers). Η αναγκαία ταχύτητα του νερού στους σωλήνες, για μια εξασφαλισμένη συναλλαγή θερμότητας, επιτυγχάνεται με την εκλογή σωλήνων μικρής διαμετρού [4].

1.2) Λέβητας μονάδος

Ο λέβητας στον ηλεκτροπαραγωγικό σταθμό της Μελίτης είναι τύπου Benson, βεβιασμένης ροής και εφαπτομενικής καύσης, με το θάλαμο να βρίσκεται σε υποπίεση. Το ύψος του λέβητα ως τη διατομή εξόδου του τμήματος της εστίας είναι περίπου h = 56.5 m ενώ η ίδια η διατομή είναι τετραγωνική με διάσταση L=16.44 m. Ο λέβητας, συμπεριλαμβανομένου του άνω τμήματος με τις επιφάνειες συναλλαγής, παρουσιάζει ύψος h'= 104 m. Συμμετρικά γύρω από το λέβητα είναι εγκατεστημένοι οκτώ μύλοι με τους αντίστοιχους τροφοδότες του χρησιμοποιηθέντος καυσίμου, με τους αντίστοιχους αγωγούς θερμών καυσαερίων για την ξήρανση του καυσίμου καθώς και τους αντίστοιχους καυστήρες έναυσης. Σε πλήρες φορτίο λειτουργούν έξι μύλοι. Από τους δύο εκτός λειτουργίας ο ένας είναι σε κατάσταση εφεδρείας και ο δεύτερος υπό συντήρηση [5]. Για την αναρρόφηση των καυσαερίων, λόγω υποπίεσης στον θάλαμο καύσης, χρησιμοποιούνται δύο ανεμιστήρες ελκυσμού ισχύος P = 4000 KW και παροχής \dot{m} =776.2 tn/h. Επιπλέον υπάρχουν δύο ανεμιστήρες μεταφοράς ψυχρών καυσαερίων από σημείο μεταξύ του LUVO και των Η/Φ προς τους μύλους για τη ρύθμιση της θερμοκρασίας. Το ποσοστό της μάζας των ανακυκλοφορούντων ψυχρών καυσαερίων ως προς την συνολική μάζα ανέρχεται στο 10%. Ο αέρας καύσης παρέχεται με δύο ανεμιστήρες αξονικής ροής ισχύος P = 1500 KW και παροχής $\dot{m} = 641.9$ tn/h [6]. Κάτωθι δίνεται σχηματική αναπαράσταση του προαναφερθέντος λέβητα:



Σχήμα 1.2.1 Λέβητας μονάδος Μελίτης [5]

1.3) Επιφάνειες συναλλαγής

Στο ανώτερο τμήμα του λέβητα και μεταξύ των καθ' ύψος ορίων z1=60 m και z2=104 m βρίσκονται οι επιφάνειες συναλλαγής. Τα πακέτα των εναλλακτών που απαρτίζουν το σύνολο των επιφανειών συναλλαγής είναι:

A) δύο αναθερμαντές , οι οποίοι συμβολίζονται με τα ακρωνύμια RH1 και RH2 αντιστοίχως

B) τρεις υπερθερμαντές, οι οποίοι συμβολίζονται με τα ακρωνύμια SH1, SH2, SH3 αντιστοίχως

Γ) ένας προθερμαντής, ο οποίος συμβολίζεται με το ακρωνύμιο ECO

Η σειρά διάταξής τους ως προς τη φορά διεύθυνσης των καυσαερίων είναι η ακόλουθη:

Καθένας από τους προαναφερθέντες εναλλάκτες συνίσταται από ένα σύνολο μοτίβων, αποτελούμενων από σωληνώσεις, ομοειδώς και παραλλήλως ανεπτυγμένων εγκαρσίως της διατομής του λέβητα, σε συγκεκριμένη απόσταση μεταξύ τους. Τα συγκεκριμένα μοτίβα, καθώς και ο αριθμός και η διαστασιολόγηση των σωληνώσεων που τα αποτελούν, διαφέρουν μεταξύ των εναλλακτών. Ως προς το είδος τους οι εναλλάκτες ECO1, RH1, SH2, SH1 είναι αντιρροής, ενώ οι υπόλοιποι δύο (SH3, RH2) είναι ομορροής. Ακολούθως δίνεται μια σχηματική απεικόνιση της γεωμετρικής πραγματικότητας δίχως κλίμακα.



Σχήμα 1.3.1 Τμήμα συναγωγής λέβητα

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2°

Περιγραφή αριθμητικών μοντέλων

2.1) Περιγραφή αριθμητικού μοντέλου καύσης σωματιδίων

Προκειμένου να επιλυθεί ένα πρόβλημα υπολογιστικού κώδικα μοντελοποίησης καύσης ακολουθείται η διαδικασία που παριστάνεται στο απλοποιημένο διάγραμμα ροής του Σχήματος 2.1.1. Η λύση βασίζεται στις θεμελιώδεις αρχές διατήρησης της μάζας, της ενέργειας και της ορμής.

Τα κυριότερα μέρη της διαδικασίας επίλυσης είναι τα εξής:

- Λύση του πεδίου ροής
- Λύση της διακριτής φάσης (των μεμονωμένων σωματιδίων)
- Λύση του μοντέλου της μεταφοράς θερμότητας με ακτινοβολία.





2.1.1)Εξίσωση συνέχειας

Η εξίσωση της συνέχειας ή διατήρησης της μάζας δίνεται από την ακόλουθη σχέση :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = S_m \tag{2.1.1}$$

Σημειώνεται ότι ο όρος **S**_m εκφράζει τη μάζα που προστίθεται στη συνεχή φάση από τη διακριτή, π.χ. λόγω εξάτμισης της υγρασίας σωματιδίου .

2.1.2) Εξίσωση διατήρησης ορμής

Η εξίσωση διατήρης της ορμής περιγράφεται από την ακόλουθη σχέση:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\vec{\rho u}) + \nabla \cdot (\vec{\rho u u}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\vec{\tau}) + \vec{\rho g} + \vec{F}$$
(2.1.2)

όπου p είναι η στατική πίεση, τ ο τανυστής των τάσεων, pg η δύναμη βαρύτητας και F οι εξωτερικές δυνάμεις, που προκύπτουν από την αλληλεπίδραση με τη διακριτή φάση.

2.1.3) Εξίσωση διατήρησης της ενέργειας

Λόγω της ύπαρξης μεταφοράς θερμότητας, χρειάζεται να ενεργοποιηθεί το μοντέλο της ενέργειας, η οποία περιγράφεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{u} \cdot (\rho E + p)) = \nabla \cdot \left\{ k_{eff} \nabla T - \sum_{j} h_{j} \vec{J}_{j} + (\vec{r}_{eff} \cdot \vec{u}) \right\} + S_{h}$$
(2.1.3)

όπου k_{eff} η συνολική αγωγιμότητα (k+kt όπου kt η τυρβώδης θερμική αγωγιμότητα), Jj η ροή διάχυσης του στοιχείου j, ενώ ο όρος Sh εκφράζει τη θερμότητα της χημικής αντίδρασης και όποιων άλλων πηγών θερμότητας.

Ο εμπορικός υπολογιστικός κώδικας χρησιμοποιεί και υπομοντέλα, τα οποία περιγράφουν την ανάμειξη των αερίων προϊόντων, την πυρόλυση των σωματιδίων και την καύση του εξανθρακώματος και τη μεταφορά θερμότητας με ακτινοβολία.

Ειδικότερα, αρχικά επιλύεται η συνεχής φάση με τις εξισώσεις διατήρησης (μάζας, ορμής, ενέργειας), όπου προκύπτουν οι όροι πηγής ακτινοβολίας που θα χρησιμοποιηθούν αργότερα

από την αντίστοιχη υπορουτίνα. Ακολουθεί η επίλυση της διακριτής φάσης (σωματίδια), μέσω της οποίας λαμβάνονται οι όροι πηγών για τις εξισώσεις διατήρησης της συνεχούς φάσης, οι τροχιές των σωματιδίων και η νέα κατάσταση αυτών. Ταυτοχρόνως η υπορουτίνα για την ακτινοβολία υπολογίζει τη συναλλαγή ενέργειας μέσω ακτινοβολίας για τις δεδομένες θέσεις και ιδιότητες των σωματιδίων και ανανεώνει τα δεδομένα της διακριτής και συνεχούς φάσης. Η επαναληπτική διαδικασία ξαναρχίζει για τη συνεχή φάση με τα ανανεωμένα δεδομένα αυτή τη φορά (πηγές μάζας, ορμής, ενέργειας, τοπικές θερμοκρασίες αερίου και σύσταση αυτού).

2.1.4) Μοντελοποίηση της τύρβης

Για τη μοντελοποίηση της τύρβης σε προβλήματα καύσης στερεών καυσίμων χρησιμοποιούνται κυρίως τα μοντέλα δύο εξισώσεων k–ε. Αυτά διακρίνονται στις εξής 3 κατηγορίες:

- Το μοντέλο Standard k-ε
- Το μοντέλο RNG k-ε
- Το μοντέλο Realizable k-ε

Το μοντέλο Standard k-ε αποτελεί τον τυπικό τρόπο μοντελοποίησης τύρβης σε περιπτώσεις μεταφοράς θερμότητας και σε βιομηχανικές εφαρμογές. Αναπτύχθηκε από τους Spalding και Launder και βασίζεται στις εξισώσεις μεταφοράς της κινητικής ενέργειας της τύρβης, k, και του ρυθμού καταστροφής, ε, όπως δίνονται παρακάτω (2.1.4, 2.1.5) [8]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathbf{k}) + \frac{\partial}{\partial \mathbf{x}_{i}}(\rho \mathbf{k}\mathbf{u}_{i}) = \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left[(\mu + \frac{\mu_{t}}{\sigma_{k}}) \cdot \frac{\partial k}{\partial x_{j}} \right] + G_{k} + G_{b} - \rho \varepsilon - \mathbf{Y}_{M} + S_{k}$$
(2.1.4)

και

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \frac{\mu_i}{\sigma_e} \cdot \frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \cdot \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} \cdot G_b) - C_{2\varepsilon} \cdot \rho \cdot \frac{\varepsilon^2}{k} + S_{\varepsilon}$$
(2.1.5)

Οι όροι G_k, G_b εκφράζουν την παραγωγή τυρβώδους κινητικής ενέργειας, οι όροι σ_k, σ_ε είναι οι τυρβώδεις αριθμοί Prandtl για τα k και ε, S_k, S_ε είναι όροι πηγής και οι C_{1ε}, C_{2ε}, C_{3ε} αποτελούν σταθερούς όρους.

Η τυρβώδης συνεκτικότητα μt υπολογίζεται από τα μεγέθη k και ε της τύρβης με την έκφραση:

$$\mu_{t} = \rho \cdot C_{\mu} \cdot \frac{k^{2}}{\varepsilon}$$
 (2.1.6), όπου C_μ είναι σταθερά του μοντέλου τύρβης.

Για τους σταθερούς όρους $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$, $C_{3\epsilon}$, σ_k και σ_ϵ χρησιμοποιούνται οι ακόλουθες τιμές:

$$C_{1e} = 1.44, C_{2e} = 1.92, C_{\mu} = 0.09, \sigma_{k} = 1.0, \sigma_{e} = 1.3$$

Το μοντέλο RNG k-ε είναι ακριβέστερο για ροές που περιλαμβάνουν έντονους στροβιλισμούς (swirl flows) [9]. Η εξίσωση μεταφοράς του ε έχει έναν επιπλέον όρο , τον R_ε , ο οποίος βελτιώνει την ακρίβεια σε γρήγορες εξαναγκασμένες ροές [10].

$$R_{\varepsilon} = \frac{C_{\mu} \cdot \rho \cdot n^{3} \cdot (1 - n/n_{o})}{1 + \beta \cdot n^{3}} \cdot \frac{\varepsilon^{2}}{\kappa}$$
(2.1.7)

όπου: n= S_k/ε , n_o=4.38 , β=0.012

Το μοντέλο Realizable k-ε παρέχει καλύτερη πρόβλεψη των λύσεων στην περίπτωση ροών που περιλαμβάνουν ανακυκλοφορίες, διαφορές πίεσης καθώς και στροβιλισμούς . Κατά την αρχική υπολογιστική επίλυση του προβλήματος χρησιμοποιήθηκε το μοντέλο Standard k-ε, ενώ στη συνέχεια αποφασίστηκε η εφαρμογή του μοντέλου Realizable k-ε.

Οι βασικές διαφορές σε σχέση με τα μοντέλα Standard και RNG, σχετίζονται με τη συνεκτικότητα της τύρβης καθώς και μια διαφορετική προσέγγιση για την εξίσωση μεταφοράς του ρυθμού καταστροφής ε.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_{j}}(\rho\varepsilon u_{j}) = \frac{\partial}{\partial x_{j}}[(\mu + \frac{\mu_{t}}{\sigma_{\varepsilon}}) \cdot \frac{\partial\varepsilon}{\partial x_{j}}] + \rho C_{1}S_{e} - \rho C_{2}\frac{\varepsilon^{2}}{k + \sqrt{v\varepsilon}} + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}C_{3\varepsilon}G_{b} + S_{\varepsilon} \quad (2.1.8)$$

όπου $C_1 = \max[0.43, \frac{n}{n+5}], n = S\frac{k}{\varepsilon}, S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$

Όσον αφορά τη συνεκτικότητα της τύρβης, υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\mu_{t} = \rho C_{\mu} \frac{k^{2}}{\varepsilon}$$
(2.1.9)

όπου ο όρος Cμ δεν είναι σταθερός, όπως στα μοντέλα Standard και RNG, αλλά δίνεται από την ακόλουθη έκφραση:

$$C_{\mu} = \frac{1}{A_{o} + A_{s} \frac{kU}{\varepsilon}}$$
(2.1.10)

2.1.5) Μοντελοποίηση της ακτινοβολίας

Όπως είναι φυσικό, σε κάθε πρόβλημα μεταφοράς θερμότητας πρέπει να μοντελοποιηθεί και η επίδραση της ακτινοβολίας. Τα σημαντικότερα μοντέλα που χρησιμοποιούνται από τον υπολογιστικό κώδικα Fluent είναι τα εξής:

- Discrete Transfer Radiation Model (DTRM)
- P-1 μοντέλο ακτινοβολίας
- Rosseland μοντέλο ακτινοβολίας
- Surface-to-Surface μοντέλο ακτινοβολίας (S2S)
- Discrete Ordinates μοντέλο ακτινοβολίας (DO)

Στο συγκεκριμένο πρόβλημα χρησιμοποιήθηκε το P-1 μοντέλο ακτινοβολίας, αφού τυγχάνει εφαρμογής σε περιπτώσεις επίλυσης καύσης και σχετικά πολύπλοκων γεωμετριών, ενώ λαμβάνει υπ' όψιν και την επίδραση της διασποράς της ακτινοβολίας (scattering) [11].

2.2) Περιγραφή αριθμητικών μοντέλων συναγωγής θερμότητος

2.2.1) Μοντέλα Simple – Effectiveness και NTU

2.2.1.1) Simple – Effectiveness - Model

Για τον αριθμητικό επιτρέπει την επιλογή μεταξύ δύο μοντέλων θερμικής μεταφοράς και συγκεκριμένα του simple-effectiveness-model και του NTU (number-of-transfer-units) model. Για το πρώτο μοντέλο, ο συντελεστής απόδοσης της θερμικής μεταφοράς ορίζεται ως ο λόγος της πραγματικής μεταφοράς θερμικής ενέργειας από το θερμότερο ρευστό προς το ψυχρότερο προς την μέγιστη δυνατή τιμή που θα μπορούσε να επιτευχθεί. Η μέγιστη αυτή τιμή μεταφοράς θερμότητας δίνεται από τη σχέση :

$$q_{max} = C_{min} (T_{in,hot} - T_{in,cold})$$
 (2.2.1)

όπου οι θερμοκρασιακές τιμές αναφέρονται στην είσοδο του θερμού (hot) και του κρύου (cold) ρευστού. Παράλληλα υπεισέρχεται στη σχέση και ο συντελεστής C. Ο συγκεκριμένος συντελεστής ορίζεται ως το γινόμενο της παροχής μάζας ενός ρευστού επί τη θερμοκρασιακή τιμή του. Έτσι, το ψυχρό και το θερμό ρευστό έχουν εν γένει διαφορετικές τιμές του συγκεκριμένου συντελεστή και στο μοντέλο επιλέγεται η μικρότερη αυτών, η οποία στη σχέση (2.2.1) συμβολίζεται ως *C_{min}*. Σύμφωνα λοιπόν με όσα έχουν λεχθεί, η πραγματικά

μεταφερόμενη θερμότητα από το θερμότερο στο ψυχρότερο σώμα, q, στο χρησιμοποιούμενο εναλλάκτη ορίζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$q = \varepsilon C_{min} (T_{in,hot} - T_{in,cold})$$
(2.2.2)

Η τιμή του συντελεστή απόδοσης θερμικής μεταφοράς, ε, εξαρτάται από τη γεωμετρική διαμόρφωση του εναλλάκτη θερμότητας καθώς επίσης και από τη μορφή του, αν είναι δηλαδή σταυροειδής, ομορροής ή αντιρροής. Στη μέθοδο αυτή, ο συντελεστής ε υπολογίζεται για κάθε μεμονωμένο υπολογιστικό κελί, στο οποίο θεωρούνται ομοιόμορφες συνθήκες ροής. Αν ωστόσο υπάρχει ροή με σημαντική διαφοροποίηση των συνθηκών της στο μελετούμενο χώρο, και κατ' επέκταση μη ομοιόμορφη ροή στο εσωτερικό κάθε μεμονωμένου υπολογιστικού κελιού, το μοντέλο αυτό δεν είναι ακριβές και πρέπει να αποφευχθεί. Αντί αυτού συνίσταται η χρήση του μοντέλου NTU, το οποίο θα αναλυθεί στη συνέχεια [12].

2.2.1.2) NTU model

Όπως ορίστηκε και άνωθι, η μέγιστη μεταφερόμενη θερμότητα, q_{max} , ορίζεται από τη σχέση (2.2.1), ενώ η πραγματικά συναλλασσόμενη θερμότητα, q, δίνεται από τη σχέση (2.2.2). Συνεπώς ο λόγος των δύο μεγεθών, $\frac{q}{q_{max}}$, παρέχει το συντελεστή απόδοσης θερμικής μεταφοράς. Σύμφωνα με τα παραπάνω ισχύουν οι κάτωθι σχέσεις:

$$\varepsilon = \frac{c_h (T_{h,i} - T_{h,o})}{c_{min} (T_{h,i} - T_{c,i})}$$
(2.2.3)

ή

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})}$$
(2.2.4)

Εξ' ορισμού το μέγεθος ε βρίσκεται μεταξύ των τιμών :

$$0 \le \varepsilon \le 1$$

Πειραματικά έχει αποδειχτεί πως η τιμή του μεγέθους ε είναι συναρτήσει του λόγου $\frac{C_{min}}{C_{max}}$ και μιας ποσότητας που καλείται αριθμός μεταφερόμενων μονάδων ή συντομευμένα NTU. Με μαθηματική διατύπωση ισχύει:

$$\varepsilon = f \left(NTU, \frac{c_{min}}{c_{max}} \right)$$
(2.2.5)

Ο αριθμός των μεταφερόμενων μονάδων, NTU, είναι μια αδιάστατη παράμετρος η οποία ορίζεται ως :

$$NTU = \frac{UA}{Cmin}$$
(2.2.6)

όπου Α είναι η επιφάνεια θερμικής συναλλαγής, U η συνολική θερμική διαπερατότητα και Cmin ο συντελεστής θερμοχωρητικότητας με την μικρότερη αριθμητική τιμή μεταξύ των αντίστοιχων συντελεστών θερμού και ψυχρού ρεύματος [13].

Για να ορίσουμε μια συγκεκριμένη μορφή της σχέσης αποδοτικότητας-NTU θεωρούμε παράλληλης ροής θερμικό εναλλάκτη για τον οποίο $C_h = C_{min}$. Από τις εξισώσεις (2.2.3-4) λαμβάνουμε:

$$\varepsilon = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{h,i} - T_{h,o}} \tag{2.2.7}$$

Συνεπακόλουθα:

$$\frac{c_{min}}{c_{max}} = \frac{\dot{m}_h \, C_{p,h}}{\dot{m}_c \, C_{p,c}} = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{h,o}} \tag{2.2.8}$$

Η ροή θερμότητας μέσω μιας επιφανείας dA μπορεί να εκφραστεί:

$$dq = U \Delta T dA \tag{2.2.9}$$

όπου:

U: θερμική διαπερατότητα και

ΔΤ: T_h - T_c η τυπική θερμοκρασιακή διαφορά

Γράφουμε:

d (ΔΤ) = d T_h - d T_c και λαμβάνουμε από την εξίσωση (2.2.1) :

$$d(\Delta T) = -dq(\frac{1}{c_h} + \frac{1}{c_c})$$
(2.2.10)

Από την εξίσωση (2.2.9) ολοκληρώνοντας και λαμβάνοντας υπ' όψιν την (2.2.10) προκύπτει:

$$\int_{1}^{2} \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = -U \left(\frac{1}{c_{h}} + \frac{1}{c_{c}} \right) \int_{1}^{2} dA$$
(2.2.11)

Συνεπώς:

$$\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = -UA\left(\frac{1}{c_h} + \frac{1}{c_c}\right)$$
(2.2.12)

Για έναν θερμικό εναλλάκτη παράλληλης ροής οι θερμοκρασιακές διαφορές ΔT_2 , ΔT_1 ορίζονται ως ακολούθως:

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,i} \tag{2.2.13}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,o} \tag{2.2.14}$$

Από τη σχέση (2.2.12) και ακολουθώντας την αρχική μας παραδοχή για παράλληλης ροής θερμικό εναλλάκτη με $C_h = C_{min}$ προκύπτει:

$$\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = \frac{-UA}{C_h} \left(1 + \frac{C_h}{C_c} \right)$$
(2.2.15)

ή

$$\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = \frac{-UA}{C_{min}} \left(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}} \right)$$
(2.2.16)

Από (2.2.6) η παραπάνω εξίσωση διαμορφώνεται και στην ακόλουθη μορφή:

$$\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = -NTU \left(1 + \frac{c_{min}}{c_{max}} \right)$$
(2.2.17)

Από (2.2.17) και λόγω (2.2.15), (2.2.16) ισχύει:

$$\frac{T_{h,o} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = -NTU \left(1 + \frac{c_{min}}{c_{max}} \right)$$
(2.2.18)

Αναδιατάσσοντας το αριστερό μέλος της εξίσωσης προκύπτει:

$$\frac{T_{h,o} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \frac{T_{h,o} - T_{h,i} - T_{c,o} + T_{h,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}}$$
(2.2.19)

Από (2.2.8) προκύπτει:
$$\frac{T_{h,o} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \frac{T_{h,o} - T_{h,i} - T_{c,i} + T_{h,i} - \left(\frac{C_{min}}{C_{max}}\right)(T_{h,i} - T_{h,o})}{T_{h,i} - T_{c,i}}$$
(2.2.20)

Και μέσω (2.2.7) :

$$\frac{T_{h,o} - T_{c,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = -\varepsilon + 1 - \left(\frac{c_{min}}{c_{max}}\right)\varepsilon = 1 - \varepsilon \left(1 + \frac{c_{min}}{c_{max}}\right)$$
(2.2.21)

Τέλος, λόγω της (2.2.18) η (2.2.21) γράφεται:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NTU\left\{\frac{C_{min}}{C_{max}} + 1\right\})}{1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}}$$
(2.2.22)

Το ίδιο αποτελέσμα θα προέκυπτε και αν ίσχυε $Cc = C_{min}$. Αντίστοιχοι τύποι αναπτύχθηκαν για ένα εκτεταμένο εύρος τύπων εναλλακτών, οι οποίοι παρέχονται στον ακόλουθο πίνακα:

Flow Arrangement	Relation				
Concentric tube					
Parallel flow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-\text{NTU}(1 + C_r)\right]}{1 + C_r}$				
Counterflow	$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-NTU(1 - C_r)\right]}{1 - C_r \exp\left[-NTU(1 - C_r)\right]} \qquad (C_r < 1)$				
	$\varepsilon = \frac{\text{NTU}}{1 + \text{NTU}} \qquad (C_r = 1)$				
Shell-and-tube					
One shell pass (2, 4, tube passes)	$\varepsilon_1 = 2 \Biggl\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \Biggr\}$				
	$\times \frac{1 + \exp\left[-(\mathrm{NTU})_{1}(1 + C_{r}^{2})^{1/2}\right]}{1 - \exp\left[-(\mathrm{NTU})_{1}(1 + C_{r}^{2})^{1/2}\right]} \bigg\}^{-1}$				
n Shell passes (2n, 4n, tube passes)	$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1}$				
Cross-flow (single pass)					
Both fluids unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C_r}\right) (\text{NTU})^{0.22} \left\{\exp\left[-C_r(\text{NTU})^{0.78}\right] - 1\right\}\right]$				
C_{\max} (mixed), C_{\min} (unmixed)	$\varepsilon = \left(\frac{1}{C_r}\right)(1 - \exp\left\{-C_r\left[1 - \exp\left(-NTU\right)\right]\right\}\right)$				
C_{\min} (mixed), C_{\max} (unmixed)	$\varepsilon = 1 - \exp(-C_r^{-1} \{1 - \exp[-C_r(\text{NTU})]\})$				
All exchangers $(C_r = 0)$	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$				

Πίνακας 2.1.1. Σχέσεις μεγέθους ε ανάλογα τον τύπο του εναλλάκτη θερμότητας [14]

Από τον παραπάνω πίνακα διαπιστώνεται πως στην παρούσα προσομοίωση χρησιμοποιείται η σχέση που παρέχει το μέγεθος ε για την περίπτωση ρευστών που δεν αναμειγνύονται.

Συνεπώς:

$$\epsilon = 1 - \exp\left[-\frac{1}{C_r} N_{\rm tu}^{0.22} (1 - e^{-C_r N_{\rm tu}^{0.78}})\right]$$
(2.2.23)

Στη σχέση (2.2.23) το μέγεθος του Cr ορίζεται ως ο λόγος της ελάχιστης θερμοχωρητικότητας μεταξύ των δύο ρευστών προς την μέγιστη.

Στην περίπτωση αυτή, η συμπεριφορά του εναλλάκτη θερμότητος, δηλαδή η επιτυγχανόμενη μεταφερόμενη θερμική ισχύς κάθε φορά, πρέπει να προσδιοριστεί για έναν αριθμό παροχών μάζας του δευτερεύοντος ρευστού προς ένα αριθμό παροχών μάζας πρωτεύοντος, προκειμένου να μπορεί να υπολογισθεί ο αριθμός των μεταφερόμενων μονάδων. Ο υπολογιζόμενος αυτός αριθμός μεταφερόμενων μονάδων, ο οποίος αναφέρεται σε ολόκληρο τον εναλλάκτη και είναι βασιζόμενος σε ομοιόμορφες συνθήκες, κατανέμεται μεταξύ των διαφόρων διαιρέσεων του χώρου με βάση τον όγκο τους και την ελάχιστη θερμοχωρητικότητα [12].

2.2.1.3) Περιορισμοί και χαρακτηριστικά του κάθε μοντέλου

Κάθε ένα από τα προαναφερθέντα μοντέλα παρουσιάζουν συγκεκριμένους περιορισμούς, συγκεκριμένα χαρακτηριστικά και ορισμένες προϋποθέσεις που θα πρέπει να ικανοποιούνται κατά τη χρησιμοποίησή τους, προκειμένου να επιφέρουν λογικά και αποδεκτά αποτελέσματα στην μοντελοποίηση.

Για το μοντέλο NTU ισχύουν οι ακόλουθες συνιστώσες:

- Με τη χρήση του συγκεκριμένου μοντέλου δύναται η μοντελοποίηση μεταφοράς θερμότητας από το πρωτεύον στο δευτερεύον ρευστό και αντιστρόφως.
- Το μοντέλο μπορεί να χρησιμοποιηθεί και για περιπτώσεις μεταβλητής πυκνότητας του πρωτεύοντος ρευστού.
- Το μοντέλο μπορεί να μοντελοποιήσει περιπτώσεις αντιστρεπτής ροής του πρωτεύοντος ρευστού (reverse flow).
- Το μοντέλο μπορεί να αξιοποιήσει μεταβλητές συνθήκες εισόδου για την θερμοκρασία εισόδου και την παροχή μάζας του δευτερεύοντος ρευστού καθώς και για την συναλλασσόμενη θερμότητα. Η εισαγωγή των συνεχώς διαφοροποιημένων συνθηκών πραγματοποιείται με χρήση δυναμικά μεταβαλλόμενων προφίλ εισόδου που παρέχει το χρησιμοποιηθέν πρόγραμμα (transient profiles).

Για το μοντέλο Simple–Effectiveness–Model ισχύουν οι ακόλουθες συνιστώσες:

 Με τη χρήση του συγκεκριμένου μοντέλου δύναται η μοντελοποίηση μεταφοράς θερμότητας μόνο από το δευτερεύον ρευστό στο πρωτεύον.

- Το μοντέλο μπορεί να λάβει υπ' όψιν ιδιότητες του δευτερεύοντος ρευστού, οι οποίες είναι εξαρτώμενες πίεσης και θερμοκρασίας. Με άλλα λόγια δύναται να μοντελοποιήσει περιπτώσεις διφασικής ροής.
- Το μοντέλο μπορεί να αξιοποιήσει και σε αυτή την περίπτωση μεταβλητές συνθήκες εισόδου για την θερμοκρασία εισόδου και την παροχή μάζας του δευτερεύοντος ρευστού καθώς και για την συναλλασσόμενη θερμότητα με τη χρήση παροδικών προφίλ εισόδου (transient profiles).

2.2.2) Προσφερόμενα μοντέλα προσομοίωσης του τμήματος συναγωγής

Οι περισσότερες θερμικές εγκαταστάσεις, συμπεριλαμβανομένων μονάδων παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, περιέχουν συστήματα εναλλακτών θερμότητας. Η ύπαρξη αυτή των σωληνώσεων εξασφαλίζει την μεταφορά θερμότητας από ένα θερμότερο ρευστό, το οποίο καλείται πρωτεύον, σε ένα ψυχρότερο ρευστό, το οποίο καλείται στην περίπτωσή μας δευτερεύον. Ωστόσο, στα περισσότερα μηχανολογικά προβλήματα, είναι μη πρακτική η μοντελοποίηση κάθε μεμονωμένης σωλήνωσης. Για το λόγο αυτό, το υπολογιστικό πακέτο fluent, δίνει τη δυνατότητα της χρήσης δύο μοντέλων θερμικών εναλλακτών, τα οποία στηρίζονται στο προσδιορισμό της πτώσης πίεσης του πρωτεύοντος ρευστού λόγω της παρουσίας ενός συνόλου σωληνώσεων και στον προσδιορισμό της συναλλασσόμενης θερμότητος. Τα προαναφερθέντα αυτά υπολογιστικά μοντέλα είναι τα ακόλουθα:

- το macro heat exchanger model
- και το dual cell model

To macro heat exchanger model επιτρέπει την επιλογή μεταξύ δύο μοντέλων θερμικής μεταφοράς και συγκεκριμένα του simple – effectiveness – model και του NTU (number – of – transfer – units) model. Τα μοντέλα αυτά χρησιμοποιούνται για τον υπολογισμό της θερμοκρασίας εξόδου του δευτερεύοντος ρευστού για μια δεδομένη ποσότητα συναλλασσόμενης θερμότητας είτε για τον υπολογισμό της ποσότητας της συναλλασσόμενης θερμοκρασία εξόδου του ρευστού. Από την άλλη πλευρά το dual cell model χρησιμοποιεί αποκλειστικά το μοντέλο NTU για τους υπολογισμούς.

2.2.2.1) Macro Heat Exchanger Model

Στο υπολογιστικό πακέτο Fluent, η μονάδα του εναλλάκτη θερμότητας λαμβάνεται ως ένας όγκος ο οποίος καταλαμβάνεται από ρευστό και στον οποίον εμφανίζεται συναλλαγή θερμότητας. Οι απώλειες πίεσης, λόγω της ύπαρξης ενός συνόλου σωληνώσεων, μοντελοποιούνται ως καταβόθρα ορμής στην εξίσωση ορμής, ενώ η συναλλαγή θερμότητας μοντελοποιείται ως πηγή θερμότητας στην εξίσωση ενέργειας. Όπως προαναφέρθηκε, στο συγκεκριμένο μοντέλο, μπορούν να χρησιμοποιηθούν δύο μοντέλα μεταφοράς θερμότητας, το μοντέλο NTU και το μοντέλο simple – effectiveness. Το δεύτερο μοντέλο ουσιαστικά προσδιορίζει την αποδοτικότητα του εναλλάκτη, ε , μέσω παρεμβολής στην καμπύλη ταχύτητας – αποδοτικότητας που παρέχεται από το χρήστη. Στο NTU μοντέλο, το υπολογιστικό πακέτο υπολογίζει την αποδοτικότητα, ε , από τα δεδομένα μεταφοράς μάζας – μεταφοράς θερμότητας που παρέχονται από τον χρήστη σε πινακοειδή μορφή. Το υπολογιστικό πακέτο μετατρέπει αυτομάτως αυτά τα δεδομένα σε μια καμπύλη τμηματικά γραμμική που συνδέει μεταξύ τους τα μεγέθη της παροχής μάζας πρωτεύοντος ρευστού και του μεγέθους NTU. Το μέγεθος NTU, αριθμός μεταφερόμενων μονάδων, σε αγγλική ορολογία number of transfer units, έχει οριστεί άνωθι. Η τμηματικά γραμμική προαναφερθείσα καμπύλη χρησιμοποιείται από το fluent για τον υπολογισμό της τιμής του προαναφερθέντος μεγέθους σε κάθε **macro¹**, βασιζόμενο στο μέγεθός τους και στην παροχή μάζας του πρωτεύοντος ρευστού.

2.2.2.1α) Υπολογισμός απωλειών πίεσης

Όπως προαναφέρθηκε, βασική παράμετρος υπολογισμού στο συγκεκριμένο μοντέλο θερμικού εναλλάκτη είναι ο προσδιορισμός των απωλειών πίεσης που λαμβάνουν χώρα. Η μοντελοποίηση του συγκεκριμένου φυσικού προβλήματος στο υπολογιστικό κώδικα του fluent πραγματοποιείται με τη χρήση του μοντέλου porous media. Τις περισσότερες φορές, λόγω έλλειψης πειραματικών δεδομένων που θα συνέδεαν μεγέθη παροχής μάζας / πίεσης, υπολογίζεται ένας συντελεστής απωλειών πίεσης συναρτήσει συγκεκριμένων γεωμετρικών χαρακτηριστικών με βάση επιλογή τιμών σε συγκεκριμένα απαιτούμενα μεγέθη σύμφωνα με την ακόλουθη σχέση:

Οι απώλειες λοιπόν πίεσης στην περίπτωσή μας δίνονται από τη σχέση:

$$\Delta p = 1/2 \ f \ \rho_m U_{Amin}^2 \tag{2.2.24}$$

Στη σχέση αυτή ορίζονται τα ακόλουθα μεγέθη:

 Δp : απώλειες πίεσης

f: συντελεστής απωλειών πίεσης ως προς τη διεύθυνση ροής

 ρ_m : μέση τιμή πυκνότητας ρευστού

 U_{Amin} : ταχύτητα πρωτεύοντος ρευστού στην μικρότερη επιφάνεια ροής

¹ Ως <u>macro</u> ορίζεται κάθε διαίρεση της προς μελέτη ογκικής περιοχής κατά μήκος της ροής του δευτερεύοντος ρευστού σε επιμέρους όγκους για την υπολογιστική διαδικασία.

Ο συντελεστής απωλειών πίεσης, *f*, υπολογίζεται από τη σχέση:

$$f = (K_c + 1 - \sigma^2) - (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{V_e}{V_i} + 2\left(\frac{V_c}{V_i} - 1\right) + f_c \frac{A}{A_c} \frac{V_m}{V_i}$$
(2.2.25)

Στη σχέση αυτή ορίζονται τα ακόλουθα μεγέθη αναφερόμενα στο πρωτεύον ρευστό , το οποίο στην περίπτωσή μας είναι καυσαέρια, και για έναν όγκο ελέγχου :

σ: ο λόγος της ελάχιστης επιφάνειας ροής προς τη συνολική εγκάρσια επιφάνεια

Κ_c : συντελεστής απωλειών πίεσης εισόδου

- K_e : συντελεστής απωλειών πίεσης εξόδου
- V_e : ειδικός όγκος ρευστού στην έξοδο του όγκου ελέγχου
- V_i : ειδικός όγκος ρευστού στην είσοδο του όγκου ελέγχου
- *A*_c: ελάχιστη εγκάρσια διατομή
- Α: συνολική εγκάρσια διατομή
- V_m : μέση τιμή ειδικού όγκου του ρευστού με τις τιμές εισόδου εξόδου του όγκου ελέγχου

 f_c : συντελεστής τριβής

Οι συντελεστές K_c , K_e είναι εμπειρικές ποσότητες, οι οποίες προσδιορίζονται από διαγράμματα ανάλογα με την μορφολογία των χρησιμοποιηθέντων εναλλακτών θερμότητας.

Για την εξίσωση (2.2.3) ο συντελεστής τριβής , f_c , ορίζεται ως:

$$f_c = a \, Re^b_{min} \tag{2.2.26}$$

όπου:

a: παράγοντας τριβής

b: εκθέτης τριβής

Remin: ο αριθμός Reynolds για την ταχύτητα στην ελάχιστη επιφάνεια ροής

Οι παράγοντες α, b είναι και αυτοί εμπειρικές ποσότητες οι οποίες λαμβάνονται από πειραματικά δεδομένα και είναι απαραίτητο να προσδιοριστούν από γραφικές παραστάσεις που ταιριάζουν στους εκάστοτε μελετούμενους εναλλάκτες θερμότητας.

Στην περίπτωσή μας, λόγω inline διαμόρφωσης των σωληνώσεων των θερμικών εναλλακτών, χρησιμοποιήθηκε για τον συντελεστή τριβής η ακόλουθη σχέση:

$$f' = \begin{bmatrix} 0.04 + \frac{0.08S_p/d}{((S_n - d)/d)^{0.43 + 1.13d/S_p}} \end{bmatrix} \text{Re}^{-0.15}$$
^[15]
^(2.2.27)

Sn : εγκάρσια απόσταση των σωληνώσεων του θερμικού εναλλάκτη

Sp: διαμήκης απόσταση των σωληνώσεων του θερμικού εναλλάκτη

d: εξωτερική διάμετρος σωληνώσεων

Re: ο αριθμός Reynolds στην ελάχιστη επιφάνεια ροής κάθε θερμικού εναλλάκτη, Remin

Ο αριθμός Reynolds , Re_{min} , στην ελάχιστη επιφάνεια ροής προσδιορίζεται από τη σχέση:

$$Re_{min} = \frac{D_h u_{A_{min}} \rho_m}{\mu_m} \tag{2.2.28}$$

όπου έχουμε τα ακόλουθα φυσικά μεγέθη:

 $\rho_m :$ η μέση πυκνότητα του ρευστού

 μ_m : η μέση δυναμική συνεκτικότητα του ρευστού

 D_h : η υδραυλική διάμετρος

και $u_{A_{min}}$: η ταχύτητα ροής του ρευστού στην επιφάνεια ροής με τη μικρότερη αριθμητική τιμή

Πρέπει να επισημανθεί εκ νέου, ότι οι εξισώσεις μοντελοποίησης των απωλειών πίεσης για το συγκεκριμένο μοντέλο (macro heat exchanger model) αφορούν το πρωτεύον ρευστό.

Για τον πυρήνα ενός εναλλάκτη θερμότητος , που ουσιαστικά αποτελεί τον όγκο ελέγχου όπως έχει αναφερθεί, η υδραυλική διάμετρος D_h μπορεί να οριστεί ως εξής:

$$D_h = 4 L\left(\frac{A_c}{A}\right) \tag{2.2.29}$$

όπου

L: το μήκος του εναλλάκτη θερμότητος στη διεύθυνση της ροής του δευτερεύοντος ρευστού

Βοηθητική και σημαντική σχέση υπολογισμού του μεγέθους $u_{A_{min}}$, είναι η ακόλουθη:

$$u_{A_{min}} = \frac{U}{\sigma} \tag{2.2.30}$$

όπου Uείναι η ταχύτητα του πρωτεύοντος ρευστού

2.2.2.1β) Απόρριψη θερμικής ενέργειας

Η απορριπτόμενη θερμότητα υπολογίζεται για κάθε υπολογιστικό κελί εντός ενός macrou και προστίθεται ως όρος πηγής στην ενεργειακή εξίσωση της ροής του πρωτεύοντος ρευστού. Πρέπει να επισημανθεί ότι η απόρριψη θερμικής ισχύος από το δευτερεύον προς το πρωτεύον ρευστό μπορεί να είναι είτε θετική είτε αρνητική.

Για το **simple – effectiveness – model** η μεταφερόμενη θερμότητα για ένα δεδομένο υπολογιστικό κελί, *q_{cell}*, υπολογίζεται από τη σχέση:

$$q_{\text{cell}} = \epsilon(\dot{m}c_p)_{\text{g}}(T_{\text{in,auxiliary}} - T_{\text{cell}})$$
(2.2.31)

όπου

ε: αποτελεσματικότητα θερμικού εναλλάκτη

Tcell: θερμοκρασία κελιού

 $T_{in,auxiliary}$: θερμοκρασία εισόδου του δευτερεύοντως ρευστού στο macro, στο οποίο

εμπεριέχεται το κελί

 $(\dot{m}c_p)_q$: γινόμενο παροχής μάζας επί τη θερμοχωρητικότητα του πρωτεύοντος ρευστού

Η μεταφερόμενη θερμική ισχύς στο macro, q_{macro} , αποτελεί άθροισμα των επιμέρους θερμικών ισχύων των κελιών, τα οποία εμπεριέχονται στο macro.

$$q_{\text{macro}} = \sum_{\text{all cells in macro}} q_{\text{cell}}$$
 (2.2.32)

Για το **μοντέλο ΝΤU** η μεταφερόμενη θερμότητα του macro, q_{macro} , υπολογίζεται από τη σχέση:

$$q_{\text{macro}} = \epsilon C_{\min}(T_{\text{in,auxiliary}} - T_{\text{in,primary}})$$
(2.2.33)

όπου

ε : αποτελεσματικότητα macro

 $T_{in,auxiliary}$: η θερμοκρασία εισόδου του δευτερεύοντος ρευστού στην είσοδο του macro

 $T_{in,primary}$: η θερμοκρασία εισόδου του πρωτεύοντος ρευστού στην είσοδο του macro

Στο συγκεκριμένο μοντέλο η μεταφερόμενη θερμότητα για ένα δεδομένο υπολογιστικό κελί, *q_{cell}*, υπολογίζεται με τη σχέση:

$$q_{\rm cell} = q_{\rm macro} \frac{V_{\rm cell}}{V_{\rm macro}}$$
(2.2.34)

Προφανώς το μέγεθος V αναφέρεται στον όγκο.

Και στα δύο μοντέλα, η ολική μεταφερόμενη θερμότητα που λαμβάνει χώρα στον εναλλάκτη θερμότητος , *q_{total}*, υπολογίζεται ως αλγεβρικό άθροισμα της μεταφερόμενης θερμικής ισχύος σε κάθε macro.

Συνεπώς:

$$q_{\text{total}} = \sum_{\text{all macros}} q_{\text{macro}}$$
 (2.2.35)

Στις εξισώσεις (2.2.31) και (2.2.33) υπεισέρχεται ο όρος της θερμοκρασίας εισόδου του δευτερεύοντος ρευστού, $T_{in,auxiliary}$, στην είσοδο του macro. Η συγκεκριμένη ποσότητα υπολογίζεται από το ενεργειακό ισοζύγιο του δευτερεύοντος ρευστού σε ένα προηγούμενο υπολογισμό του macro, σύμφωνα με τη σχέση:

$$q_{\text{macro}} = (\dot{m})_{\text{auxiliary}} (h_{\text{out}} - h_{\text{in}})$$
(2.2.36)

όπου οι οι ενθαλπίες h_{out} , h_{in} , είναι οι τιμές ενθαλπίας του δευτερεύοντος ρευστού στην έξοδο και στην είσοδο του macro αντίστοιχα.

Η θερμοκρασία εξόδου του δευτερεύοντος ρευστού από το macro, T_{out} , υπολογίζεται από τη σχέση:

$$T_{\rm out} = \begin{cases} \frac{h_{\rm out}}{c_{p,{\rm auxiliary}}} & \text{constant specific heat method} \\ \\ f(h_{\rm out}, p) & \text{UDF method} \end{cases}$$
(2.2.37)

Από την προηγούμενη σχηματική απεικόνιση γίνεται αντιληπτό πως η η θερμοκρασία εξόδου του δευτερεύοντος ρευστού από το macro, T_{out} , μπορεί να προσδιοριστεί με δύο τρόπους. Ο πρώτος τρόπος αφορά συνάρτηση που έχει ως παραμέτρους τις ενθαλπίες εξόδου του δευτερεύοντος ρευστού – πίεσης f (h_{out} , p) και η οποία προσδιορίζεται από το χρήστη. Ο δεύτερος τρόπος αφορά τη λεγόμενη σταθερής ειδικής θερμοχωρητικότητας μέθοδο, όπου η ζητούμενη θερμοκρασία προσδιορίζεται ως λόγος της ενθαλπίας εξόδου του δευτερεύοντος το δευτερεύοντος ρευστού.

Οι τιμές T_{out} , h_{out} μετά τον προσδιορισμό τους για το δεδομένο macro, γίνονται συνθήκες εισόδου του επόμενου.

Όπως προαναφέρθηκε, ο χώρος του εναλλάκτη θερμότητος διαχωρίζεται σε ένα σύνολο μεμονωμένων όγκων κατά μήκος της ροής του δευτερεύοντος ρευστού.

	Coolant	Passage			
Macro 0	Macro 1	Macro 2	Macro 21	Macro 22	Macro 23
Macro 3	Macro 4	Macro 5	Macro 18	Macro 19	Macro 20
Macro 6	Macro 7	Macro 8	Macro 15	Macro 16	Macro 17
Macro 9	Macro 10	Macro 11	Macro 12	Macro 13	Macro 14

Σχηματική απεικόνιση ενός 2-D ζητήματος φαίνεται ακολούθως:

Σχήμα 2.2.1 Σχηματική απεικόνιση διαίρεσης επιφάνειας σε σύνολο Macros [12]

Στο παραπάνω σχήμα η επιφάνεια ελέγχου αποτελεί ένα διδιάστατο εναλλάκτη. Από την πρώτη σειρά macros με αρίθμηση 0,1,2 εισέρχεται το δευτερεύον ρευστό, μικρότερης θερμοκρασιακής τιμής, και στην τελευταία σειρά macros με αρίθμηση 9,10,11 εξέρχεται , ολοκληρώνοντας ένα πέρασμα (pass) από τον εναλλάκτη. Έπειτα επιστρέφει στην επιφάνεια εισερχόμενο από την σειρά macros με αρίθμηση 12,13,14 και εξέρχεται από τη σειρά με αρίθμηση 21, 22, 23 ολοκληρώνοντας δεύτερο πέρασμα (pass).

Η πρώτη σειρά macros με αριθμό 0,1,2 όπως φαίνεται άνωθι, θεωρείται η είσοδος του δευτερεύοντος ρευστού στο εσωτερικό του πυρήνα του θερμικού εναλλάκτη. Όταν η ολική μεταφορά θερμότητας από τον εναλλάκτη έχει προσδιοριστεί, η θερμοκρασία εισόδου στην πρώτη σειρά των macros υπολογίζεται έπειτα από επαναλήψεις, έτσι ώστε όλες οι εξισώσεις να ικανοποιούνται ταυτόχρονα. Αν τώρα από την άλλη πλευρά ο παράγοντας που έχει προσδιοριστεί είναι η θερμοκρασία εισόδου του δευτερεύοντος ρευστού, τότε η μεταφορά θερμότητας στις πρώτες σειρές των macros χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της ενθαλπίας εξόδου και οι συγκεκριμένες ποσότητες γίνονται με τη σειρά τους δεδομένα εισόδου της επόμενης σειράς macros. Στην τελευταία σειρά macros με αριθμό 9, 10, 11 η συνολική

macros με συντελεστές βαρύτητας την παροχή μάζας που διέρχεται μέσω κάθε macro. Η τιμή αυτή αποτελεί δεδομένο εισόδου στην επανείσοδο του ρευστού στην επιφάνεια του μελετούμενου εναλλάκτη.

2.2.2.2) Dual Cell Model

Στο μοντέλο dual cell έχουμε δύο ζώνες ρευστών που αντιπροσωπεύουν τον πυρήνα του εναλλάκτη. Η πρώτη ζώνη συγκεκριμένα αφορά το πρωτεύον ρευστό, ενώ η δεύτερη ζώνη το δευτερεύον. Οι δύο ζώνες επιλύονται ταυτόχρονα και συνδέονται μεταξύ τους μόνο μέσω της μεταφοράς θερμότητας. Το κοινό μεταξύ τους πεδίο αντιπροσωπεύει τον πυρήνα του εναλλάκτη. Προφανώς έτσι, οι ζώνες του πρωτεύοντος και δευτερεύοντος ρευστού πρέπει να καταλαμβάνουν σε ένα βαθμό τον ίδιο φυσικό χώρο. Επίσης θα πρέπει να είναι υπερκαλυπτόμενες για να εξασφαλίζεται μικρή απόκλιση στην τιμή της μεταφερόμενης θερμικής ισχύος από την πραγματική τιμή. Η θεωρητική αυτή βάση αποδίδεται γραφικά με το ακόλουθο σχήμα:



Σχήμα 2.2.2 Σχηματική αναπαράσταση των ζωνών για το πρωτεύον και δευτερεύον ρευστό στη μέθοδο Dual Cell [12]

Στο σχήμα (2.2.2) διαπιστώνεται η ύπαρξη δύο ζωνών ρευστού. Η διαμόρφωση τους είναι διαφορετική, εντούτοις υπάρχει κοινός τόπος μεταξύ τους, ο οποίος αντιπροσωπεύει χωρικά τον εναλλάκτη. Επίσης διαπιστώνεται η υπερκάλυψη των δύο ζωνών πλήρως ως προς τα υπολογιστικά κελιά που φέρουν, προκειμένου να εξασφαλίζεται μικρή απόκλιση μεταξύ πραγματικής και προκύπτουσας από τους υπολογισμούς μεταφερόμενη θερμική ισχύ. Αυτό σημαίνει πως αν ένα από τα δύο πλέγματα συγκριτικά με το άλλο είναι αρκετά πιο λεπτομερές ή αρκετά πιο τραχύ, τα προκύπτοντα αποτελέσματα θα απέχουν αρκετά από την πραγματικότητα. Με όλα τα παραπάνω γίνεται κατανοητό, πως κάθε υπολογιστικό κελί της δευτερεύουσας ζώνης ρευστού συνδέεται ενεργειακά μόνο με ένα συγκεκριμένο υπολογιστικό κελί της πρωτεύουσας ζώνης ρευστού. Στη συγκεκριμένη μέθοδο το χρησιμοποιούμενο μοντέλο είναι αποκλειστικά το **NTU model** και όχι το simple – effectiveness – model .

2.2.2.2α) Σχέσεις για το μέγεθος ΝΤU

Για το μοντέλο dual cell ισχύουν οι σχέσεις (2.2.13) – (2.2.17) και η (2.2.10). Για εναλλάκτη ομορροής το μέγεθος NTU υπολογίζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$NTU = \frac{-ln(1 - \epsilon - \epsilon C_r)}{(C_r + 1)}$$
(2.2.38)

Αντίστοιχα για εναλλάκτη αντιρροής χρησιμοποιείται η σχέση με την μορφή :

$$NTU_{C_r=1} = \frac{\epsilon}{1-\epsilon}$$
(2.2.39)

Είτε με την ακόλουθη:

$$NTU = \frac{1}{(C_r - 1)} ln \left[\frac{(1 - \epsilon)}{(1 - \epsilon C_r)} \right]$$
(2.2.40)

2.2.2.2β) Απόρριψη θερμότητας

Η απορριπτόμενη θερμότητα για κάθε κελί των επιμέρους ζωνών ρευστού υπολογίζεται αρχικά και εν συνεχεία προστίθεται ως όρος πηγής στην ενεργειακή εξίσωση για τα αντίστοιχα ρευστά. Αρχικά λοιπόν υπολογίζεται η παροχή μάζας για κάθε κελί για το πρωτεύον (primary) ρευστό, $\dot{m}_{p,scaled}$, και η παροχή μάζας για κάθε κελί για το δευτερεύον (auxiliary) ρευστό, $\dot{m}_{a,scaled}$.

Τα προς προσδιορισμό μεγέθη δίνονται από τις ακόλουθες σχέσεις, οι οποίες αναφέρονται σε κάθε μεμονωμένο υπολογιστικό κελί των αντίστοιχων ζωνών ρευστού:

$$\dot{m}_{scaled,A} = \rho_{cell,A} \vec{V}_{cell,A} A_{inlet,A}$$
 (2.2.41)

και

$$\dot{m}_{scaled,P} = \rho_{cell,P} \vec{V}_{cell,P} A_{inlet,P}$$
(2.2.42)

όπου

 $\rho_{cell,A}$, $\rho_{cell,P}$: οι πυκνότητες για κάθε κελί του δευτερεύοντος και του πρωτεύοντος

ρευστού

 $\overrightarrow{V}_{cell,P}$, $\overrightarrow{V}_{cell,A}$: οι ταχύτητες ροής σε κάθε υπολογιστικό κελί για το πρωτεύον και το

δευτερεύον ρευστό αντίστοιχα

 $A_{inlet,P}$, $A_{inlet,A}$: οι επιφάνειες εισόδου των δύο ρευστών

Σε κάθε κελί και για κάθε ζώνη ρευστού ορίζεται το μέγεθος C ως γινόμενο της παροχής μάζας κάθε ρευστού σε κάθε μεμονωμένο κελί επί την θερμοχωρητικότητα του ρευστού σε αυτό. Στη συγκεκριμένη μέθοδο για κάθε κελί λαμβάνεται η ελάχιστη μεταξύ των δύο τιμών και με αυτόν τον τρόπο καθορίζεται η τιμή του μεγέθους *C*_{minscaled}.

$$C_{min,scaled} = min[(C_{p,cell}\dot{m}_{scale})|_P, (C_{p,cell}\dot{m}_{scale})|_A]$$
(2.2.43)

Η τιμή του μεγέθους NTU για κάθε υπολογιστικό κελί προσδιορίζεται ως γραμμική παρεμβολή των αντίστοιχων τιμών του συγκεκριμένου μεγέθους που εμφανίζουν τα δύο ρευστά στο σημείο. Τα προαναφερθέντα αποδίδονται με την ακόλουθη μορφή εξίσωσης:

$$NTU_{scaled} = [NTU_{full}(\dot{m}_{scaled,P}, \dot{m}_{scaled,A})]_{bilinear interpolation}$$
(2.2.44)

Έτσι από τη σχέση (2.2.1) το γινόμενο της επιφάνειας του υπολογιστικού κελιού, A_{scaled} , με τη θερμική διαπερατότητα σε αυτό, U_{scaled} , δίνεται από την εξίσωση:

$$(UA)_{scaled} = NTU_{scaled} \quad C_{min,scaled}$$
 (2.2.45)

Η στοιχειώδης μεταφορά θερμότητας στο υπολογιστικό κελί, q_{cell} , δίνεται από την εξίσωση:

$$dq = q_{cell} = \frac{(UA)_{scaled}(T_{cell,A} - T_{cell,P})}{Volume_{cell}}$$
(2.2.46)

όπου

 $T_{cell,A}:$ η θερμοκρασία του δευτερεύοντος ρευστού στο υπολογιστικό κελί

 $T_{cell,P}$: η θερμοκρασία του πρωτεύοντος ρευστό στο υπολογιστικό κελί

2.2.2.3) Περιορισμοί των μοντέλων Macro Heat Exchanger Model και Dual Cell Model

Στην υποπαράγραφο (2.2.2.3) παρουσιάστηκαν τα βασικά χαρακτηριστικά, οι ιδιότητες καθώς και οι περιορισμοί που τίθενται από τα μοντέλα Simple – Effectiveness – Model και NTU Model. Αντιστοίχως στην παρούσα υποπαράγραφο, τονίζονται οι βασικοί περιορισμοί που τίθενται από τα μοντέλα Macro Heat Exchanger και Dual Cell κατά τη χρήση τους.

Για το μοντέλο Macro Heat Exchanger Model ισχύουν οι ακόλουθοι περιορισμοί:

- Η ροή του δευτερεύοντος ρευστού, η οποία θεωρείται μονοδιάστατη, πρέπει να είναι παράλληλη προς μια από τις τρεις διαστάσεις (x,y,z) του ορθοκανονικού συστήματος αξόνων.
- Η γεωμετρική διαμόρφωση του λέβητα πρέπει να είναι ορθογωνική.
- Το αριθμητικό πλέγμα πρέπει να είναι δομημένο προκειμένου να αποφευχθούν ανακρίβειες στα τελικά αποτελέσματα.
- Η ύπαρξη διάχυσης της θερμοκρασίας στην είσοδο ή στην έξοδο του λέβητα επηρεάζει αρνητικά τα τελικά αριθμητικά αποτελέσματα.
- Συνίσταται ο διαχωρισμός του όγκου που αντιπροσωπεύει τον εναλλάκτη θερμότητας να πραγματοποιείται με macros, τα οποία μεταξύ τους παρουσιάζουν ίσες διαστάσεις

και όμοια γεωμετρική διαμόρφωση, προκειμένου να επιτυγχάνονται ακριβέστερα αποτελέσματα.

Για τη χρήση του Simple – Effectiveness – Model στο συγκεκριμένο μοντέλο πρέπει ο συντελεστής θερμοχωρητικότητας του πρωτεύοντος ρευστού να είναι μικρότερος του αντίστοιχου του δευτερεύοντος ρευστού.

Για το μοντέλο Dual Cell ισχύουν οι ακόλουθοι περιορισμοί:

- Στο συγκεκριμένο μοντέλο μπορεί να χρησιμοποιηθεί αποκλειστικά η NTU μέθοδος.
- Δεν μπορούν να μοντελοποιηθούν θερμικοί εναλλάκτες με πολλαπλά περάσματα του δευτερεύοντος ρευστού. Προκειμένου να επιτευχθεί μοντελοποίηση τέτοιων καταστάσεων απαιτείται η εισαγωγή ειδικών συναρτήσεων από το χρήση (userdefined functions UDF).
- Στην περίπτωση μη απόλυτα ταυτιζόμενων αριθμητικών πλεγμάτων για το πρωτεύον και το δευτερεύον ρευστό, πρέπει αυτά να παρουσιάζουν ίσο αριθμό κελιών [12].

2.3) Διαμόρφωση Macros

Όπως έχει λεχθεί,πέραν της διαίρεσης του όγκου του λέβητα σε κελιά με την ανάπτυξη του αριθμητικού πλέγματος, ο χώρος κάθε εναλλάκτη διαρείται σε όγκους που όπως έχει προαναφερθεί καλούνται macros. Κάθε τέτοιο ογκικό στοιχείο αποτελείται από ένα σύνολο αριθμητικών κελιών, ενώ ο αριθμός τους ορίζεται από το χρήστη ανάλογα τον αριθμό των περασμάτων του δευτερεύοντος ρευστού, ανάλογα την μορφολογία της γεωμετρίας και με γνώμονα τα επιμέρους macros να έχουν μεταξύ τους ίσες περίπου διαστάσεις. Μη επίτευξη του τελευταίου στόχου δύναται να επιφέρει αποκλίσεις στα προσδιορισθέντα μεγέθη ως προς τις πειραματικές τιμές.

Ειδικότερα ο χρήστης ορίζει τον αριθμό των διαιρέσεων του θερμικού εναλλάκτη και σε διεύθυνση παράλληλη ως προς τη ροή του δευτερεύοντος ρευστού και σε διεύθυνση κάθετη ως προς αυτή. Το προαναφερθέν έχει αποδοθεί ήδη σε προηγούμενη ενότητα και συγκεκριμένα στο σχήμα 2.2.1.

Για μια τρισδιάστατη απεικόνιση με κατανόηση του ζητήματος χρησιμοποιείται το ακόλουθο σχήμα:



Σχήμα 2.3.1 Διακριτοποίηση θερμικού εναλλάκτη σε όγκους (Macros)

Στο παραπάνω σχήμα ο θερμικός εναλλάκτης έχει οριστεί να έχει τέσσερα εγκάρσια περάσματα δευτερεύοντος ρευστού (τέσσερα passes) , τα οποία γίνονται αντιληπτά από τα ευθύγραμμα χωρίσματα ροζ χρωματισμού που έχουν σχεδιασθεί άνωθι. Κάθε επιμέρους εγκάρσιο πέρασμα διαχωρίζεται κατά τη διεύθυνση της ροής του δευτερεύοντος ρευστού (διεύθυνση x) σε έξι επιμέρους όγκους, γεγονός το οποίο εκφράζεται μέσω των ευθύγραμμων χωρισμάτων κίτρινου χρωματισμού. Τέλος άλλη διαίρεση του θερμικού εναλλάκτη δύναται να πραγματοποιηθεί και κατά τη διεύθυνση της ροής των καυσαερίων (διεύθυνση z). Ο τελευταίος αυτός διαχωρισμός σχηματικά αποδίδεται με ευθύγραμμα τμήματα γαλάζιου χρωματισμού.

Ιδιαίτερη προσοχή πρέπει να δοθεί κατά τον ορισμό των προαναφερθέντων διαχωρίσεων από το χρήστη. Πέραν της βασικής απαίτησης για σχετική ομοιομορφία των διαστάσεων των macros γίνεται αντιληπτή και άλλη μια απαίτηση που πρέπει να ικανοποιείται. Προκειμένου η μοντελοποίηση να λάβει χώρα θα πρέπει κάθε macros να εμπεριέχει ένα σύνολο αριθμητικών κελιών. Σε διαφορετική περίπτωση τα αποτελέσματα απέχουν πολύ από την πραγματικότητα. Για να είναι δυνατό κάτι τέτοιο θα πρέπει η διαμέριση που ορίζει το αριθμητικό πλέγμα κάθε όγκου – θερμικού εναλλάκτη σε μια τυχαία διεύθυνση να είναι ίση ή μεγαλύτερη από το γινόμενο των εγκάρσιων περασμάτων του δευτερεύοντος ρευστού για το συγκεκριμένο

εναλλάκτη επί τον αριθμό των macros που επιθυμούμε στην αντίστοιχη διεύθυνση για κάθε πέρασμα.

Για το συγκεκριμένο παραπάνω παράδειγμα προφανώς γίνεται επιθυμητή η παρουσία οκτώ macros ανά πέρασμα στη διεύθυνση z και έξι macros ανά πέρασμα στη διεύθυνση x. Συνεπώς για να είναι δυνατή η μοντελοποίηση και με αποδεκτά αποτελέσματα είναι αναγκαία η επιβολή αριθμητικού πλέγματος με οκτώ τουλάχιστον διαμερίσεις στη διεύθυνση z και με έξι διαμερίσεις τουλάχιστον στη διεύθυνση x.

Ένας αριθμητικός τύπος που μπορεί να αποδώσει τα παραπάνω είναι ο ακόλουθος:

 $K \ge M * n$ (2.3.1.), όπου Κ είναι ο αριθμός διαμερίσεων του αριθμητικού πλέγματος προς

μια διεύθυνση , M ο αριθμός των macros ανά πέρασμα στην αντίστοιχη

διεύθυνση και n o αριθμός των περασμάτων του δευτερεύοντος ρευστού

Για τη διάσταση την παράλληλη ως προς τη ροή των καυσαερίων ο αριθμός Μ καλείται number of rows per pass ενώ για τη διάσταση την παράλληλη της ροής του δευτερεύοντος ρευστού ο αριθμός Μ καλείται number of columns per pass.

2.4) Παρόμοιες προσπάθειες συνολικής μοντελοποίησης του λέβητα

Η προσπάθεια της συνολικής μοντελοποίησης ενός λέβητα είναι ένα πρόβλημα με το οποίο έχουν καταπιαστεί αρκετές ερευνητικές ομάδες, λόγω της σπουδαιότητας που παρουσιάζει ως αντικείμενο. Η επίτευξη διαμόρφωσης ενός φιλικού προς το χρήστη υπολογιστικού περιβάλλοντος, το οποίο θα παρουσιάζει με αξιοπιστία τη διαμορφούμενη από την καύση ροή των καυσαερίων, θα υπολογίζει τις συνθήκες ροής (πεδίο ροής, πεδίο θερμοκρασιών) στο εργαζόμενο μέσο, θα προσδιορίζει τις παραγόμενες εκπομπές ρυπαντών και την εναλλασσόμενη θερμότητα είναι ζωτικής σημασίας για την βελτιστοποίηση της λειτουργικότητας μιας μονάδας, την αύξηση της αποδοτικότητάς της και την μεγιστοποίηση του επιτυγχανόμενου κέρδους.

Μια από τις προαναφερθείσες προσπάθειες αφορά ερευνητική ομάδα του πανεπιστημίου της Ν.Κορέας. Σε αυτή την περίπτωση διερευνήθηκε η δυνατότητα μοντελοποίησης της ηλεκτροπαραγωγικής μονάδας του Youngheung. Οι υπεύθυνοι του σταθμού αναγνώρισαν την αναγκαιότητα της συνεχούς βελτιστοποίησης της λειτουργίας του λέβητα, λόγω της καύσης μιας εκτεταμένης ποικιλίας καυσίμων διαφορετικών ιδιοτήτων και λόγω της αξιοποίησης ανθράκων με μεγάλο εύρος ιδιοτήτων και λόγω της καύσης υπό συνεχώς διαφοροποιημένων συνθηκών λειτουργίας. Ο γενικός σκοπός λοιπόν της μελέτης αφορούσε την ανάπτυξη ενός μοντέλου εύκολου στη χρήση και διαπιστευμένου για την αξιοπιστία των αποτελεσμάτων ως προς την αποδοτικότητα της μονάδας και τους εκπεμπόμενους ρύπους. Στο πλαίσιο αυτό, η
συνολική μοντελοποίηση του λέβητα πραγματοποιήθηκε με την ανάπτυξη ενός υπολογιστικού πακέτου, το οποίο εμπεριέχει τη σύζευξη δύο μοντέλων. Το πρώτο αφορά την ανάπτυξη του CFD μοντέλου, για το οποίο χρησιμοποιείται το **ANSYS CFX** [16], και για τη μοντελοποίηση του μονοδιάστατου μοντέλου των εναλλακτών χρησιμοποιείται το λογισμικό περιβάλλον **PROATES Off-Line** [17]. Από τη σύνδεση των δύο αυτών μεμονωμένων υπολογιστικών κωδίκων προέκυψε ο κώδικας **Y-Compass**. Οι βασικές συνιστώσες του προκύπτοντος λογισμικού Y – Compass είναι οι ακόλουθες:

Πρώτη βασική συνιστώσα του λογισμικού είναι η μοντελοποίηση CFD της εστίας (CFS -Configured fire-side simulator) .Προκειμένου να επιτευχθεί αυτό χρησιμοποιείται αρχικά το περιβάλλον ANSYS Designmodeler, στο οποίο γίνεται η μοντελοποίηση της γεωμετρικής πραγματικότητας του λέβητα και των επιμέρους δομών του. Н γεωμετρική αποτύπωση των εναλλακτών γίνεται απλοποιημένα, ως παραλληλόγραμμοι όγκοι που καταλαμβάνουν τον φυσικό χώρο των εναλλακτών, στους οποίους θα ληφθούν υπ' όψιν οι απώλειες πίεσης και η μεταφορά θερμότητας. Εν συνεχεία η καύση μοντελοποιείται με το CFX μοντέλο του ANSYS.Το αποτέλεσμα της μοντελοποίησης φαίνεται κάτωθι:



Σχήμα 2.4.1 Σχηματική απεικόνιση της μοντελοποίησης της γεωμετρίας του Λέβητα της ηλεκτροπαραγωγικής μονάδας στο Youngheung, Ν.Κορέα [18]

 Δεύτερη βασική συνιστώσα του λογισμικού Y-Compass είναι το περιβάλλον PROATES, στο οποίο πραγματοποιείται η μοντελοποίηση του θερμοδυναμικού μέρους της ροής των ρευστών (καυσαερίων, ατμού) στο σύνολο της μονάδας καθώς και τα προκύπτοντα μεγέθη μεταφερόμενης θερμικής ισχύος (CSS - Configured steam/waterside simulator). Το μονογραμμικό διάγραμμα που χρησιμοποιείται στο πλαίσιο της προσομοίωσης δίνεται ακολούθως:



Σχήμα 2.4.2 Μονογραμμικό διάγραμμα μοντελοποίησης του θερμοδυναμικού μέρους της μονάδας [18]

Στο παραπάνω διάγραμμα κάθε ορθογώνιο παραλληλόγραμμο αντιπροσωπεύει ένα στοιχείο της λειτουργικής μονάδας, ενώ οι ροές των καυσαερίων ,του ατμού και της ενέργειας αποδίδονται από τα χρωματικά βέλη με μωβ, μπλε και πορτοκαλί αντίστοιχα.

- Τρίτη βασική συνιστώσα του μοντέλου Y-Compass είναι ένα τεχνητό λογισμικό περιβάλλον διασυνδέσεων ανταλλαγής δεδομένων για την ταχεία πρόβλεψη της αποτελεσματικότητας και της αποδοτικότητας της μονάδας ως συνάρτηση των δινόμενων λειτουργικών χαρακτηριστικών, που αποτελούν δεδομένα εισόδου.
- Τέταρτη βασική συνιστώσα του μοντέλου Y-Compass αποτελεί το γραφικό περιβάλλον για την εισαγωγή των δεδομένων εισόδου και την ανάγνωση των αποτελεσμάτων εξόδου.

Μεταξύ της γεωμετρικής και της θερμοδυναμικής μοντελοποίησης αναπτύχθηκε ένα λογισμικό αλληλεπίδρασης, προκειμένου τα προκύπτοντα δεδομένα για την μεταφερόμενη θερμότητα στους εναλλάκτες και στα σωληνοτοιχώματα να εισάγονται στο μονογραμμικό διάγραμμα του σχήματος (2.2.4) και να παρέχουν μια σταθερή λύση για το σύνολο του λέβητα. Η γραφική απεικόνιση της προαναφερθείσας πραγματικότητας αλληλεπίδρασης δίνεται κάτωθι:



Σχήμα 2.4.3 Γραφική απεικόνιση του λογισμικού περιβάλλοντος αλληλεπίδρασης μεταξύ γεωμετρικής και θερμοδυναμικής μοντελοποίησης [18]

Το λογισμικό αυτό περιβάλλον αλληλεπίδρασης χρησιμοποιεί δυνατότητες του πρότυπου προεπεξεργαστή του CFX, CFX – Pre, για την επιλογή από το χρήστη των απαραίτητων οριακών συνθηκών και των χρησιμοποιούμενων φυσικών μοντέλων. Από την άλλη πλευρά, το γραφικό περιβάλλον μετα – επεξεργασίας του CFX, παρέχει με τα κατάλληλα γραφήματα και με ένα εκτεταμένο report σε μορφή HTML τα προκύπτοντα αποτελέσματα.

Ο πρώτος υπολογισμός για την μελέτη της αποτελεσματικότητας της μεθόδου αφορούσε την περίπτωση των συνθηκών που πλησίαζαν αρκετά την περίπτωση λειτουργίας πλήρους φορτίου. Για την μελέτη των αποτελεσμάτων ως προς την ροή των παραγόμενων καυσαερίων λήφθησαν οκτώ πειραματικές τιμές θερμοκρασίας σε διαφορετικά σημεία της διατομής στην έξοδο του δεύτερο προθερμαντήρα και η μέση τιμή αυτών χρησιμοποιείται ως τιμή αναφοράς και σύγκρισης. Στο ίδιο επίσης σημείο μετρήθηκαν και οι συγκεντρώσεις των στοιχείων του οξυγόνου, του μονοξείδιου του αζώτου, του διοξειδίου του θείου και του μονοξειδίου του άνθρακα. Διαπιστώθηκε πως τα αποτελέσματα συγκρινόμενα με τα πειραματικά δεδομένα ήταν ικανοποιητικά. Οι τιμές πίεσης και θερμοκρασίας του ατμού στον τελευταίο reheater παρουσίασαν απόκλιση ως προς τις πειραματικές τιμές μόλις 1%. Γενικά η απόκλιση μεταξύ προκύπτουσας και πειραματικής τιμής για τον ατμό στα διάφορα στάδια εναλλακτών περιορίστηκε κάτω του 4%. Οι ποσότητες της μεταφερόμενης θερμικής ισχύος που προκύπτουν από το λογισμικό περιβάλλον PROATES για κάθε εναλλάκτη της μονάδος παρουσίάζουν ικανοποιητική προσέγγιση εκτός της περίπτωσης του τελικού αναθερμαντή, για τον οποίο έχουμε υπερεκτίμηση αποτελεσμάτων από το μοντέλο. Αυτό πιθανότατα οφείλεται στο γεγονός ότι στη μοντελοποίηση λαμβάνεται μικρότερη μαζική ροή ατμού από την πραγματικά υφιστάμενη στον συγκεκριμένο εναλλάκτη της ηλεκτροπαραγωγικής μονάδας. Αυτό οφειλόταν σε περιορισμένα δεδομένα για το πραγματικό σύνολο απομαστεύσεων που προηγούνται της δομής του αναθερμαντήρα.

Λόγω της ικανοποιητικής προσέγγισης των πειραματικών αποτελεσμάτων από τη σύζευξη των μοντέλων στο λογισμικό Y- Compass, αυτό καθίσταται πιθανό μελλοντικό εργαλείο βελτιστοποίησης της λειτουργικότητας της συγκεκριμένης μονάδας καθώς και ένα εκπαιδευτικό εργαλείο για την ανάπτυξη των ικανοτήτων και τη λήψη καλύτερων αποφάσεων από τους διαχειριστές του σταθμού [18].

Μια άλλη προσπάθεια ερευνητικής ομάδας για την πλήρη μοντελοποίηση του λέβητα αφορά το Πανεπιστήμιο της Στουτγάρδης. Σε αυτήν την περίπτωση, για τους απαιτούμενους υπολογισμούς της φυσικής διεργασίας παραγωγής ατμού, χρησιμοποιήθηκε το πρόγραμμα προσομοίωσης του κύκλου νερού – ατμού με ονομασία **DYNAMIK** [19]. Για την κατανομή των θερμοκρασιακών τιμών και των ταχυτήτων για τα παραγόμενα καυσαέρια καθώς επίσης και για τις προκύπτουσες ποσότητες μεταφερόμενης θερμικής ισχύος χρησιμοποιήθηκε το CFD μοντέλο **AIOLOS**, το οποίο είναι πρόγραμμα προσομοίωσης τυρβωδών ροών βασιζόμενο στην μέθοδο ελαχίστων όγκων [20]. Ο κώδικας AIOLOS προηγουμένως είχε επικυρωθεί με ένα εκτεταμένο σύνολο μετρήσεων στο λέβητα κάτω από διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας [21].

Αρχικά, στον κώδικα DYNAMIK, εισήχθησαν λεπτομερή μοντέλα προσομοίωσης για το τμήμα του αναθερμαντήρα και του υπερθερμαντήρα και συγκεκριμένα για το τμήμα εισαγωγής και εξαγωγής του εργαζόμενου μέσου σε κάθε βαθμίδα εναλλάκτη καθώς και για τις παράλληλες σωληνώσεις από τις οποίες αποτελείται. Η μοντελοποίηση των τμημάτων εισαγωγής/ εξαγωγής επιτρέπει τον προσδιορισμό της κατανομής της πίεσης σε αυτά και συνεπώς της ροής μάζας του ατμού. Η διαμόρφωση της γεωμετρικής πραγματικότητας των σωληνώσεων έγινε με παράλληλες γραμμές μεταφοράς ατμού, επιτρέποντας με αυτόν τον τρόπο την μείωση της επίδρασης στην μεταφερόμενη θερμική ισχύ από την ανομοιομορφία της καύσης. Από την αλληλεπίδραση των τριών αυτών μοντέλων (τμήμα εισαγωγής, τμήμα εξαγωγής, σωληνώσεις) λαμβάνονται ως δεδομένα εξόδου η θερμοκρασία, η ροή μάζας και η κατανομή πίεσης για κάθε μεμονωμένη σωλήνωση του εναλλάκτη θερμότητος. Τα προαναφερθέντα φαίνονται στο ακόλουθο σχήμα:



Σχήμα 2.4.4 Μοντελοποίηση του τμήματος συναγωγής του λέβητα στον κώδικα DYNAMIK [22]

Στο παραπάνω σχήμα διαπιστώνεται πως η ροή των καυσαερίων συναντά πρώτο τον υπερθερμαντή υπ' αριθμόν 2 και συναντά τελευταία βαθμίδα τον οικονομητήρα. Η μεγαλύτερη συναλλακτική επιφάνεια παρατηρείται στον αναθερμαντή υπ' αριθμόν 1. Για την αριθμητική προσομοίωση με τη χρήση του λογισμικού πακέτου AIOLOS ο προς μελέτη λέβητας διακριτοποιήθηκε σε ένα τρισδιάστατο πλέγμα συμπεριλαμβανομένου και του τμήματος συναγωγής. Ο λέβητας αποτελείται από δώδεκα καυστήρες κονιοποιημένου καυσίμου σε τρία διαφορετικά επίπεδα. Τα σωληνοτοιχώματα, με σωληνώσεις συγκεκριμένης κλίσης, αποτελούν το σύστημα ατμοποίησης. Στο επάνω μέρος του λέβητα υπάρχει το τμήμα συναγωγής, το τμήμα δηλαδή ομαδοποιημένων σωληνώσεων που αποτελεί τους υπερθερμαντές, τον προθερμαντήρα και τους αναθερμαντές.

Η πρώτη περίπτωση αφορούσε την περίπτωση καύσης λιθάνθρακα στην ηλεκτροπαραγωγική μονάδα Altbach/Deizisau. Τα πρώτα αποτελέσματα που εξήχθησαν αφορούσαν προφανώς την μοντελοποίηση της καύσης, μέσω του κώδικα AlOLOS. Σύμφωνα με αυτά η μέγιστη θερμοκρασία καυσαερίων διαπιστώνεται στην τρίτη βαθμίδα καυστήρα, ενώ μέσω σταθερής και σταδιακής μείωσης της θερμοκρασιακής τιμής παρατηρείται ισορροπημένη τιμή στην περιοχή της συναγωγής, με ελάχιστη τιμή στην περιοχή εισαγωγής του δευτερεύοντος αέρα.

Από τον κώδικα DYNAMIK προέκυψαν οι τιμές θερμοκρασίας για το σύνολο του διασυνδεόμενου σωληνοειδούς συστήματος που συναποτελεί τους εναλλάκτες. Το εύρος των τιμών αυτών για κάθε εναλλάκτη εξαρτάται από την ασυμμετρική κατανομή θερμοκρασιών των παραγόμενων καυσαερίων, από την μη ισορροπημένη ροή του νερού/ατμού και από την διαμόρφωση του συστήματος θερμικής εναλλαγής.

Τα αποτελέσματα κρίθηκαν ικανοποιητικά σε σύγκριση με τα πειραματικά δεδομένα, αφού η απόκλιση μεταξύ πειραματικών και θεωρητικών τιμών ήταν μικρή.

Η δεύτερη περίπτωση αφορούσε την καύση λιγνίτη στις ενεργειακές μονάδες BoA 2 και 3 στην περιοχή Neurath, οι οποίες βρίσκονται υπό κατασκευή. Σκοπός της μελέτης ήταν η διερεύνηση αν ορισμένα σωληνοτοιχώματα φτάνουν την κρίσιμη θερμοκρασία αντοχής του υλικού. Η διερεύνηση αυτή δεν μπορούσε να πραγματοποιηθεί με λογισμικά εργαλεία επίλυσης μονοδιάστατης ροής εργαζόμενου μέσου. Η διαμόρφωση και σε αυτή την περίπτωση γίνεται με τη διάκριση σε τέσσερις μεμονωμένες ομάδες συνόλων σωληνώσεων. Η συγκεκριμένη μέθοδος ήταν ιδιαίτερα λεπτομερειακή ως προς την έκφραση των θερμοκρασιακών τιμών του εργαζόμενου μέσου κατά μήκος κάθε μεμονωμένης σωλήνωσης. Αυτό επιτρέπει την άμεση εποπτεία της κατανομής των υψηλότερων και των χαμηλότερων τιμών του μεγέθους, με αποτέλεσμα την πλήρη κατανόηση των περιοχών υψηλού κινδύνου θερμικής καταπόνησης των μετάλλων καθώς και την κατανόηση των περιοχών μικρής μεταφοράς συναλλασσόμενης θερμικής ισχύος. Συνεπώς μέσω της κατανόησης της πραγματικότητας μπορούν να προταθούν και οι αντίστοιχες λύσεις [22].

Η τρίτη περίπτωση αφορούσε τη χρήση μοντέλων θερμικής αντίστασης για την μοντελοποίηση μονοδιάστατης ροής εργαζόμενου μέσου, συνδυαζόμενα με τρισδιάστατα μοντέλα καύσης για τον προσδιορισμό της ποιότητας του παραγόμενου ατμού και την μεταφορά θερμότητας στο άνω τμήμα του λέβητα. Η μελέτη αυτή πραγματοποιήθηκε αρχικά για σταθερές συνθήκες λειτουργίες και έπειτα για μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας. Οι δεύτερες συναντώνται σε περιπτώσεις εκκίνησης της μονάδας ή σε περιπτώσεις απότομης παύσης αυτής όπως σε περιπτώσεις ατυχήματος. Το σημείο αφετηρίας αυτής της μεθοδολογίας είναι οι εξισώσεις συνέχειας της μάζας, της ορμής και της ενέργειας για τα ρευστά και η διατήρηση ενέργειας για τα στερεά στοιχεία. Οι τελευταίες εξισώσεις συνδέονται μεταξύ τους στις διεπιφάνειες αλληλεπίδρασης μεταξύ ρευστού και στερεού συστήματος με τους κατάλληλους συντελεστές συναγωγής. Στην περίπτωση επίσης μοντελοποίησης ροής μέσω σωληνώσεων προστίθενται στις παραπάνω εξισώσεις οι όροι για τις απώλειες πίεσης λόγω της ύπαρξης πορώδους.

Η φιλοσοφία της παρούσας μοντελοποίησης στηρίζεται στη διασύνδεση ενός πλήθους μεμονωμένων μοντέλων ποικίλης απλότητας ή πολυπλοκότητας, ανάλογα τις παραδοχές που έχουν ληφθεί. Σε κάθε περίπτωση ωστόσο πρέπει να ικανοποιούνται οι βασικές εξισώσεις και αρχές που διατυπώθηκαν άνωθι.

Η καρδιά του πλαισίου λειτουργίας της συγκεκριμένης μοντελοποίησης είναι ένας κεντρικός κώδικας. Ο κώδικας αυτός ελέγχει τα επιμέρους μοντέλα που χρησιμοποιούνται για την μοντελοποίηση του πεδίου ροής και θερμοκρασιών των καυσαερίων και για την μονοδιάστατη μοντελοποίηση της ροής του εργαζόμενου μέσου. Παράλληλα εξασφαλίζει τη διασύνδεση και την μεταφορά δεδομένων μεταξύ αυτών. Στο παρακάτω σχήμα παρέχεται η απεικόνιση της διασύνδεσης των επιμέρους εργαλείων με τον κεντρικός κώδικα.



Σχήμα 2.4.5 Διασύνδεση κεντρικού κώδικα με επιμέρους εργαλεία [23]

Η σύνδεση μεταξύ των επιμέρους μοντέλων μπορεί να πραγματοποιηθεί είτε με εσωτερική είτε με εξωτερική σύνδεση. Για την περίπτωση εσωτερικής σύνδεσης επιτυγχάνεται άμεση επικοινωνία μεταξύ των συνιστωσών και παρέχονται απευθείας στο κεντρικό κώδικα οι απαραίτητες πληροφορίες για τον καθορισμό των μεγεθών στις εξισώσεις που αναπτύχθηκαν. Στην περίπτωση εσωτερικής σύνδεσης απαιτείται ειδική διαδραστική επιφάνεια (interface). Λεπτομερέστερα στην περίπτωση εσωτερικής διασύνδεσης οι χρησιμοποιηθείσες εξισώσεις κάθε μοντέλου εισάγονται σε κοινό πίνακα και επιλύονται ως πεπλεγμένης μορφής εξισώσεις. Στην περίπτωση εξωτερικής διασύνδεσης η επίλυση πραγματοποιείται μέσω σύνδεσης οριακών τιμών κατάλληλα σταθμισμένων είτε με απευθείας σύνδεση κελιών.



Η περίπτωση της εξωτερικής διασύνδεσης δίνεται στην ακόλουθη σχηματική διαμόρφωση:

Σχήμα 2.4.6 Σχηματική απεικόνιση εξωτερικής διασύνδεσης [23]

Στην πρώτη περίπτωση οι τιμές κάθε μεγέθους, όπως η παροχή μάζας, η τιμή θερμοκρασίας, πίεσης κ.λ.π. σε μια συγκεκριμένη οριακή επιφάνεια, όπως προκύπτει από την επίλυση, αθροίζονται μεσοσταθμικά και παρέχονται στον κεντρικό κώδικα και μέσω αυτού στον κώδικα όπου το σύστημα ατμοποίησης έχει μοντελοποιηθεί ως γραμμικό σύνολο θερμικών αντιστάσεων. Ο μέσος όρος καθορίζεται από την αναφερόμενη επιφάνεια ή από τον τύπο και τη διαμόρφωση του αριθμητικού πλέγματος. Στη δεύτερη περίπτωση τα στοιχεία του συστήματος ατμοποίησης συνδέονται απευθείας με τα κατάλληλα κελιά από την μοντελοποίηση του πεδίου ροής των καυσαερίων και οι κατάλληλες τιμές λαμβάνονται χωρίς περαιτέρω επεξεργασία. Η διαδικασία επίλυσης σχηματικά αποδίδεται ως ακολούθως:



Σχήμα 2.4.7 Σχηματική απεικόνιση της διαδικασίας επίλυσης [23]

Η διαδικασία ξεκινά με αρχικοποίηση των επιμέρους μοντέλων, τόσο του CFD για το πεδίο ροής των καυσαερίων, όσο και του κώδικα για την ανάλυση του τμήματος ατμοποίησης. Οι δύο αυτοί κώδικες επιλύονται ξεχωριστά και παρέχουν στη σύγκλισή τους σταθερές τιμές, οι οποίες χρησιμοποιούνται ως οριακές τιμές στις επιφάνειες αλληλεπίδρασης μεταξύ καυσαερίων και ατμού. Προφανώς οι τιμές αυτές πρέπει να είναι ικανοποιητικά κοντά στις αντίστοιχες πειραματικές προκειμένου να αποφευχθούν μεγάλες αποκλίσεις κατά τη διάρκεια των επαναλήψεων.

Όταν επιτευχθούν σταθερές λύσεις και για τους δύο κώδικες η σύνδεση μεταξύ τους ενεργοποιείται και ξεκινά η συναλλαγή πληροφοριών. Τότε ο αλγόριθμος ακολουθεί μια επαναληπτική διαδικασία κατά την οποία ο κεντρικός κώδικας λαμβάνει πληροφορίες από τον κώδικα μοντελοποίησης του συστήματος ατμοποίησης, παρέχει τις τιμές στον κώδικα CFD καυσαερίων , πραγματοποιείται σε αυτόν η αντίστοιχη επανάληψη και τα αποτελέσματα παρέχονται εκ νέου μέσω του κεντρικού λογισμικού συστήματος στον κώδικα μοντελοποίησης για να συνεχιστεί όμοια η διαδικασία σε επόμενη επανάληψη. Η προαναφερθείσα μέθοδος επαναλαμβάνεται μέχρις ότου να ικανοποιούνται και στα δύο μοντέλα τα κριτήρια σύγκλισης ή μέχρι ολοκληρωθεί ο επιθυμητός αριθμός επαναλήψεων.

Στην περίπτωση μεταβατικών προβλημάτων χρησιμοποιείται ο ίδιος τρόπος επίλυσης, εκτός από έναν επιπλέον επαναληπτικό κύκλο χρονικού βήματος. Για κάθε χρονικό βήμα πρέπει να επιτυγχάνεται λύση που έχει συγκλίνει και για τους δύο κώδικες με σκοπό τον προσδιορισμό της επόμενης μεταβατικής συμπεριφοράς του συστήματος [23].

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3°

Διαμόρφωση γεωμετρίας και πλέγματος

<u>3.1) Διαμόρφωση γεωμετρίας</u>

Στο πλαίσιο της παρούσας εργασίας, η ανάπτυξη της γεωμετρικής πραγματικότητας τόσο της εστίας του λέβητα, του τμήματος δηλαδή στο οποίο πραγματοποιείται η καύση, όσο και του τμήματος συναγωγής του λέβητα, του τμήματος δηλαδή των εναλλακτών, πραγματοποιήθηκε με τη χρήση του λογισμικού πακέτου Ansys 14.0 και συγκεκριμένα με το εργαλείο του DesignModeler που αυτό παρέχει. Η διαμόρφωση της γεωμετρικής πραγματικότητας της εστίας είχε προηγηθεί σε υπάρχουσα εργασία [5], οπότε στη δεδομένη εργασία δεν απαιτήθηκε η επαναδιαμόρφωση της. Το τμήμα της συναγωγής λήφθηκε ως ορθογώνιο παραλληλεπίπεδο ύψους h = 50 m, πλάτους l = 16.44 m και μήκους z = 16.44 m . Συνεπώς η διατομή εισαγωγής των καυσαερίων , A , παρουσιάζει αριθμητική τιμή ίση με A = 270.27 m^2 . Μετά τη διαμόρφωση του ορθογώνιου παραλληλεπιπέδου ο όγκος διαχωρίστηκε σε επιμέρους όγκους, καθένας από τους οποίους αντιπροσωπεύει το φυσικό χώρο της κάθε δομής συναλλαγής θερμότητος. Εξαίρεση αποτέλεσε ο προθερμαντήρας νερού (ΕCO) , ο οποίος όπως φαίνεται και στη σχηματική αναπαράσταση 1.3.1, αποτελείται από τρεις διαδοχικές βαθμίδες συνόλων σωληνώσεων, οπότε ο φυσικός χώρος που αυτός καλύπτει συνίσταται σε τρεις διαφορετικούς επιμέρους όγκους. Έτσι ο αρχικός χώρος θερμικής συναγωγής διαχωρίστηκε σε δεκαεπτά επιμέρους όγκους. Οκτώ εξ αυτών αναφέρονται στους εναλλάκτες , ενώ οι υπόλοιποι εννέα αναφέρονται στους χώρους ροής των καυσαερίων μεταξύ των εναλλακτών.Κάθε εναλλάκτης θερμότητος σε λέβητα ηλεκτροπαραγωγικής μονάδας αποτελείται από ένα σύνολο ομάδων σωληνώσεων παραλλήλως διατεταγμένων και ομοειδώς ως προς το μοτίβο διαμορφομένων είτε από ένα σύνολο σωληνώσεων διατεταγμένων υπό πολυγωνική διάταξη. Παράδειγμα της πρώτης διάταξης αποτελεί η ακόλουθη σχηματική αποτύπωση:



Σχήμα 3.1.1 Σχηματική αναπαράσταση Inline Tube Arragnement

Το παραπάνω σχήμα αποδίδει ένα σύνολο επτά ομάδων, κάθε μία από τις οποίες αποτελείται από πέντε σωληνώσεις. Ο αριθμός των ομάδων και των σωληνώσεων που τις απαρτίζουν είναι τυχαίος και έχει μόνο εποπτικό σκοπό. Η διάταξή τους είναι παραλλήλως διαμορφωμένη , μορφή η οποία καλείται inline tube arrangement. Αυτή η μορφολογική πραγματικότητα συναντάται στην περίπτωση των εναλλακτών της μονάδας της Μελίτη. Ωστόσο για λόγους πληρότητας δίνεται και η διαμόρφωση των σωληνώσεων σε πολυγωνική διάταξη, μορφή η οποία καλείται staggered arrangement. Τυπικό σχήμα της συγκεκριμένης περίπτωσης δίνεται ακολούθως:



Σχήμα 3.1.2 Σχηματική αναπαράσταση Staggered Arrangement [24].

Το σύνολο των σωληνώσεων κάθε εναλλάκτη, που αποτελούν την επιφάνεια συναλλαγής θερμότητος, διέρχονται το λέβητα εγκάρσια της ροής των καυσαερίων δύο μέχρι και αρκετά περισσότερες φορές. Ο αριθμός των επιθυμητών διελεύσεων είναι μέγεθος συναρτούμενο από τη διερχόμενη παροχή ατμού, από τις συνθήκες της αναπτυσσόμενη ροής καυσαερίων και από την τιμή μεταφερόμενης ισχύος που προσδοκάται να επιτευχθεί. Κάθε μεμονωμένη διέλευση, όπως έχει προαναφερθεί, ορίζεται ως πάσο.

Λόγω του αριθμού των διελεύσεων μπορεί η προκύπτουσα διάταξη μιας ομάδας σωληνώσεων στην παράλληλη της κύριας διεύθυνσης ροής των καυσαερίων διάσταση να λάβει διάφορες μορφές. Όταν οι διελεύσεις περιορίζονται σε δύο προφανώς η προκύπτουσα μορφή είναι τύπου (______), ενώ όταν οι διελεύσεις είναι περισσότερες η προκύπτουσα μορφή είναι οφιοειδής.

Σχηματική πραγματικότητα των παραπάνω αποδίδεται κάτωθι:



Σχήμα 3.1.3 Σχηματική απεικόνιση διατάξεων στοιχείων Υπερθερμαντή [25].

Στην παραπάνω εικόνα διακρίνεται μια ομάδα σωληνώσεων υπερθερμαντή (ως προς την διαμήκη διατομή), η οποία αποτελείται από τρεις σωληνώσεις και αναπτύσσεται σε μορφή οφιοειδή ως προς τη διάσταση την παράλληλη της ροής των καυσαερίων.

Κάθε ομάδα σωληνώσεων για ένα δεδομένο εναλλάκτη, μοντελοποιήθηκε στο DesignModeler ως ξεχωριστός όγκος σε μορφή ορθογωνίου παραλληλεπιπέδου. Ο ξεχωριστός αυτός όγκος προήλθε από διαίρεση του αρχικού όγκου που αναφέρεται στον αντίστοιχο εναλλάκτη. Σχηματικά τα προαναφερθέντα αποδίδονται κάτωθι:



Σχήμα 3.1.4 Σχηματική απεικόνιση της διαίρεσης του όγκου του εναλλάκτη για την i ομάδα σωληνώσεων

Μεταξύ των διαφορετικών ομάδων που συνιστούν κάθε εναλλάκτη υπάρχει ογκική διαμόρφωση που προσομοιώνει το κενό μεταξύ των ομάδων σωληνώσεων. Ο όγκος αυτός αποδίδεται σχηματικά κάτωθι με παρελληλεπίπεδο κίτρινου χρωματισμού.



Σχήμα 3.1.5 Σχηματική απεικόνιση του όγκου κενού μεταξύ διαδοχικών ομάδων σωληνώσεων

Τα δεδομένα για τον αριθμό τον ομάδων των σωληνώσεων σε κάθε εναλλάκτη, για τον αριθμό των σωληνώσεων που αποτελούν μια ομάδα σε κάθε εναλλάκτη, το μέγεθος κάθε σωλήνωσης, το μέγεθος του κενού μεταξύ αυτών καθώς και ο αριθμός των διελεύσεων κάθε ομάδας, είναι τεχνικά στοιχεία τα οποία δίνονται από τις προδιαγραφές του λέβητα. Ωστόσο, τα συγκεκριμένα δεδομένα παρουσιάζονται στην συγκεκριμένη εργασία παρακάτω. Το μόνο που παρουσιάζεται εδώ είναι η διαδικασία μοντελοποίησης της γεωμετρίας στο εργαλείο DesignModeler.

Διαπιστώνεται συνεπώς ήδη μια βασική διαφοροποίηση της μεθόδου που ακολουθείται στη συγκεκριμένη ερευνητική προσπάθεια, συγκριτικά με τις δύο προηγούμενες που ήδη έχουν αναπτυχθεί. Στην μεν πρώτη ερευνητική προσπάθεια υπάρχει παντελής έλλειψη και απουσία διάκρισης του όγκου του εναλλάκτη σε επιμέρους όγκους που θα αντιπροσώπευαν τις ομάδες των σωληνώσεων και τα κενά μεταξύ αυτών. Στην μεν δεύτερη ερευνητική προσπάθεια υπάρχει λεπτομερής ανάπτυξη της γεωμετρικής διαμόρφωσης των σωληνώσεων, κάτι που ωστόσο απαιτεί εκτεταμένο χρόνο εργασίας στο κατασκευαστικό εργαλείο designmodeler και ανεπτυγμένες υπολογιστικές δυνατότητες. Η προσπάθεια συνεπώς που καταβλήθηκε

βρίσκεται στο ενδιάμεσο αυτών των δύο και αποτελεί μια προσπάθεια γεφύρωσης του χάσματος μεταξύ εκτεταμένης λεπτομέρειας και γενικευμένης γεωμετρικής προσέγγισης.

Το αποτέλεσμα της γεωμετρικής μοντελοποίησης φαίνεται κάτωθι:



Σχήμα 3.1.6 Σχηματική απεικόνιση της γεωμετρικής μοντελοποίησης

Για την μελέτη και διαπίστωση περισσότερων λεπτομερειών, παρατίθεται εικόνα μεγεθυμένη προς τον προθερμαντήρα νερού (ECONOMIZER ή ECO).



Σχήμα 3.1.7 Σχηματική απεικόνιση της γεωμετρικής μοντελοποίησης του ΕCO

Στην παραπάνω εικόνα διαπιστώνεται η διαίρεση του αρχικού όγκου του λέβητα σε επιμέρους όγκους, που αντιπροσωπεύουν τους χώρους που καταλαμβάνουν οι εναλλάκτες. Οι όγκοι αυτοί διαιρούνται περαιτέρω για την μοντελοποίηση των ομάδων των σωληνώσεων και για τα διάκενα μεταξύ τους. Το αποτέλεσμα της μοντελοποίησης ήταν η τελική διαμόρφωση 1491 όγκων. Καλύτερη εποπτεία αυτών δίνει και η ακόλουθη εικόνα με καλύτερη εστίαση στην πρώτη βαθμίδα του προθερμαντήρα (ECO1).



Σχήμα 3.1.8 Σχηματική απεικόνιση της γεωμετρικής μοντελοποίησης του ΕCO με μεγαλύτερη εστίαση

3.2) Διαμόρφωση πλέγματος

Η επιλογή του τύπου και των χαρακτηριστικών ιδιοτήτων ενός πλέγματος είναι συνάρτηση τριών κυρίως παραγόντων:

- του χρόνου που απαιτείται για την κατασκευή τους
- του υπολογιστικού κόστους που προκύπτει από τη χρήση τους
- της αριθμητικής διάχυσης που προκαλούν

Χρόνος κατασκευής πλέγματος

Ο χρόνος που χρειάζεται για να κατασκευασθεί ένα πλέγμα σε δεδομένη γεωμετρία, είναι προφανώς συνάρτηση της πολυπλοκότητας της γεωμετρίας αλλά και του τύπου του πλέγματος. Έτσι η κατασκευή δομημένου πλέγματος σε περίπτωση μη κατάλληλης γεωμετρίας του υπολογιστικού πεδίου, μπορεί να αποβεί εξαιρετικά χρονοβόρα, ιδίως λόγω των απαραίτητων διασπάσεων που θα πρέπει να γίνουν σε αυτό, έτσι ώστε να δημιουργηθούν μικρότερα πεδία που να είναι κατάλληλα για τη δημιουργία δομημένου πλέγματος. Αυτό ισχύει και στην περίπτωση που απαιτείται κατασκευή πλέγματος για χωρική περιγραφή ατμοπαραγωγού για προσομοίωση με τον υπολογιστικό κώδικα FLUENT, ο ο οποίος χρησιμοποιεί σωματοδετά πλέγματα.

Σχέση πλέγματος – υπολογιστικού κόστους

Γενικά, και θεωρώντας το ίδιο υπολογιστικό χωρίο, η κατασκευή μη δομημένου, ανομοιόμορφου πλέγματος έχει τη δυνατότητα να οδηγήσει σε πολύ χαμηλότερο αριθμό υπολογιστικών κελιών σε σχέση με την κατασκευή αντίστοιχου δομημένου. Αυτό συμβαίνει διότι τα μη δομημένα πλέγματα επιτρέπουν τη συσσώρευση κελιών σε συγκεκριμένες περιοχές ενδιαφέροντος, στις οποίες περιοχές για να επιτευχθεί η ίδια πυκνότητα πλέγματος με χρήση δομημένω πλεγμάτων πρέπει να τοποθετηθούν πάρα πολλά κελιά και σε περιοχές που δεν χρειάζονται. Όπως είναι προφανές μείωση των υπολογιστικών κελιών γενικά επιφέρει και μείωση στο υπολογιστικό κόστος.

Αριθμητική Διάχυση

Μια σημαντική πηγή σφάλματος, για προβλήματα δύο και τριών διαστάσεων, είναι η αριθμητική διάχυση ή αλλιώς ψευδοδιάχυση, η οποία δεν αποτελεί φυσικό φαινόμενο αλλά η επίδρασή της στη ροή έχει παρόμοια αποτελέσματα με την ενίσχυση του πραγματικού φαινομένου διάχυσης. Η αριθμητική διάχυση είναι ιδιαίτερα έντονη σε προβλήματα με μικρή πραγματική διάχυση, τα οποία είναι προβλήματα στα οποία κυριαρχεί η συναγωγή. Αριθμητική διάχυση προκύπτει από τη χρήση οποιουδήποτε αριθμητικού σχήματος, και αυτό διότι η ψευδοδιάχυση δημιουργείται από τα σφάλματα αποκοπής τα οποία είναι συνέπεια της αναπαράστασης των μερικών διαφορικών εξισώσεων της ροής σε διακριτή μορφή. Η αριθμητική διάχυση γενικά μπορεί να μειωθεί με χρήση σχημάτων διακριτοποίησης δεύτερης τάξης ή με χρήση πυκνού πλέγματος, εφόσον η πυκνότητα του αριθμητικού πλέγματος είναι αντιστρόφως ανάλογη με το ποσό αριθμητικής διάχυσης που δημιουργείται. Ένας άλλος τρόπος ελαχιστοποίησης της αριθμητικής διάχυσης είναι η ευθυγράμμιση της ροής με το

πλέγμα, μέθοδος που δεν αναφέρεται βέβαια στην περίπτωση μη δομημένου τετραεδρικού πλέγματος, όπου η ροή ποτέ δεν μπορεί να ευθυγραμμισθεί με αυτό, αλλά ούτε και στην περίπτωση περίπλοκων ροών, όπου ακόμη και με χρήση εξαεδρικού δομημένου πλέγματος η ροή δεν είναι δυνατό να ευθυγραμμισθεί [26].

Όπως και στην περίπτωση της γεωμετρικής μοντελοποίησης, η διαμόρφωση του αριθμητικού πλέγματος στο τμήμα της εστίας έγινε σε προηγούμενη εργασία [5] οπότε στην παρούσα δεν μελετήθηκε περαιτέρω. Αποτέλεσμα αυτής ήταν η ανάπτυξη μη δομημένου αριθμητικού πλέγματος συνόλου 1.064.722 τετραεδρικών κελιών, λόγω της πολύπλοκης γεωμετρίας στα ανοίγματα της εστίας, που αντιπροσωπεύουν τις διάφορες εισόδους αέρα, καυσίμου και αερίου μεταφοράς. Το πλέγμα σε περιοχές κοντά στους καυστήρες δέχθηκε βελτιώσεις, με σκοπό την αύξηση της ακρίβειας πρόβλεψης για τα αρχικά βήματα καύσης του κονιοποιημένου καυσίμου. Επίσης βελτίωση δέχθηκαν και οι περιοχές κοντά στα τοιχώματα για καλύτερο υπολογισμό της μεταφερόμενης θερμότητας. Η ελάχιστη διάσταση ενός κελιού προσδιορίστηκε περίπου στα 49 χιλιοστά.

Για το τμήμα συναγωγής του λέβητα η γεωμετρική διαμόρφωση βοήθησε αρκετά τη δημιουργία ενός ομοιόμορφου και δομημένου αριθμητικού πλέγματος. Ειδικότερα, η ύπαρξη αλλεπάλληλων ορθογώνιων παραλληλεπιπέδων, τα οποία προσομοιώνουν τον όγκο του λέβητα και τους επιμέρους όγκους εναλλακτών και διακένων, βοηθά την χρησιμοποίηση της μεθόδου sweep, αφού τα προκύπτοντα στερεά σώματα ήταν δυνατό να δεχθούν τη συγκεκριμένη μεθοδολογία².

Σύμφωνα με την συγκεκριμένη μέθοδο, εκλέγονται δύο επιφάνειες παράλληλες της γεωμετρικής διαμόρφωσης ως αφετηρία και ως τέρμα. Οι δύο αυτές επιφάνειες δέχονται ορθογώνιο πλέγμα, το οποίο εν συνεχεία επεκτείνεται σε ολόκληρο το χώρο προκειμένου τα δύο αρχικά προφίλ να συνδεθούν μεταξύ τους. Η παράλληλη αυτή επεκτασιμότητα των αρχικών τετραγωνικών πλεγμάτων έχει ως αποτέλεσμα τη διαμόρφωση δομημένου εξαεδρικού αριθμητικού πλέγματος. Η παραγωγή και χρησιμοποίηση αριθμητικού πλέγματος εξαεδρικής δομής έχει μεγάλη σημασία, αφού σε αυτή την περίπτωση χρησιμοποιούνται αριθμητικά σχήματα επίλυσης των εξισώσεων μεγαλύτερης ακρίβειας και σταθερότητας.

² Σύμφωνα με τη θεωρία του υπολογιστικού πακέτου τα σώματα αυτά καλούνται sweepable bodies (*)

Το αποτέλεσμα της εφαρμογής στην παρούσα εργασία της συγκεκριμένης μεθόδου ήταν η δημιουργία του κάτωθι πλέγματος:



Σχήμα 3.2.1 Διαμόρφωση αριθμητικού πλέγματος

Το παραπάνω σχήμα προσφέρει μια εποπτεία του αριθμητικού πλέγματος από την πλευρά του λέβητα που δεν βρίσκονται οι είσοδοι και οι έξοδοι των σωληνώσεων των επιμέρους εναλλακτών θερμότητας. Η συγκεκριμένη επιλογή πραγματοποιήθηκε με γνώμονα την καλύτερη εποπτεία της διαμόρφωσης εξαεδρικών (και σε επιφάνειες ορθογωνικών) κελιών. Για την διαπίστωση της πραγματικότητας στο χώρο δίνεται η ακόλουθη εικόνα:



Σχήμα 3.2.2 Εποπτεία εξαεδρικών κελιών

Με μεγέθυνση στην περιοχή της πρώτης βαθμίδας του προθερμαντήρα (ECO1) μπορεί να διαπιστωθεί με ακρίβεια η διαμόρφωση του πλέγματος και στην πλευρά του λέβητα όπου τοποθετούνται οι είσοδοι/έξοδοι των σωληνώσεων. Η μεγέθυνση απαιτείται λόγω της ανάπτυξης πολύ πυκνού αριθμητικού πλέγματος, λόγω της ύπαρξης μικρών όγκων και μικρών ακμών.

Το αποτέλεσμα είχε ως εξής:



Σχήμα 3.2.3 Μεγέθυνση στην περιοχή της πρώτης βαθμίδας του προθερμαντήρα (ECO 1)

Λόγω της ύπαρξης μεγάλου αριθμού περασμάτων εγκάρσια της ροής των καυσαερίων από την πλευρά του δευτερεύοντος ρευστού στις τρεις βαθμίδες του ECO, επιλέχθηκε η βελτίωση της ποιότητας του αριθμητικού πλέγματος στους τρεις αντίστοιχους όγκους. Η βελτίωση του αριθμητικού πλέγματος πραγματοποιήθηκε με προσδιορισμό του αριθμού των διαχωρίσεων του χώρου στη διάσταση την παράλληλη της ροής των καυσαερίων. Το αποτέλεσμα ήταν τελικά η διαμόρφωση 1.039.584 εξαεδρικών κελιών με την κάτωθι ποιότητα:



Σχήμα 3.2.4 Πίνακας ποιότητας παραγόμενου αριθμητικού πλέγματος

Η προκύπτουσα ποιότητα ήταν ιδιαιτέρως ικανοποιητική αφού η τιμή του μεγέθους skewness είναι αρκετά χαμηλότερη από το όριο του 0.92 που ορίζει το αποδεκτό αριθμητικό πλέγμα. Συγκεκριμένα η μέγιστη τιμή του προαναφερθέντος μεγέθους είναι περίπου 0.75, ενώ η μέση τιμή αυτού είναι μόλις 0.099. Τα πρώτα αποτελέσματα που εξήχθησαν με την ύπαρξη του συγκεκριμένου αριθμητικού μοντέλου, τα οποία θα παρουσιαστούν σε επόμενο κεφάλαιο, οδήγησαν στην αναγκαιότητα περαιτέρω βελτίωσης αυτού στις περιοχές των δύο αναθερμαντήρων. Η βελτίωση πραγματοποιήθηκε και εδώ με προσδιορισμό του αριθμού των διαχωρίσεων του χώρου στη διάσταση την παράλληλη της ροής των καυσαερίων. Το αποτέλεσμα ήταν η διαμόρφωση 1.152.747 εξαεδρικών κελιών με διατήρηση της αρχικής ποιότητας. Εν συνεχεία για την περαιτέρω μελέτη της εξάρτησης μεταξύ πλέγματος και αποτελεσμάτων βελτιώθηκε περαιτέρω η ποιότητα του πλέγματος στη δεύτερη βαθμίδα του αναθερμαντήρα RH2 με τον ίδιο τρόπο όπως άνωθι.Το αποτέλεσμα ήταν η διαμόρφωση 1.184.820 εξαεδρικών κελιών με περαιτέρω διατήρηση της αρχικής ποιότητας. Η αρχική και η τελική πραγματικότητα του αριθμητικού πλέγματος στον προαναφερθέντα θερμικό εναλλάκτη δίνεται στην ακόλουθη σχηματική απεικόνιση.



Σχήμα 3.2.5 Βελτίωση αριθμητικού πλέγματος στον όγκο του θερμικού εναλλάκτη RH

Κεφάλαιο 40

Επεξεργασία δεδομένων για χρήση στην αριθμητική επίλυση

Στο παρόν κεφάλαιο παρουσιάζονται πινακοποιημένα τα δεδομένα που χρησιμοποιήθηκαν για την αριθμητική επίλυση του προβλήματος. Τα προαναφερθέντα δεδομένα αφορούν θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά για τα καυσαέρια και το εργαζόμενο μέσο, χαρακτηριστικά του χρησιμοποιηθέντος καυσίμου, καθώς και γεωμετρικές διαστάσεις για τη δομή του λέβητα τόσο στην περιοχή της εστίας όσο και στην περιοχή της συναγωγής. Στον πρώτο πίνακα παρατίθενται οι θερμοκρασιακές τιμές των καυσαερίων σε επιλεγμένες διατομές του τμήματος συναγωγής του λέβητα καθώς και η παροχή αυτών από την εστία όπως αυτά προέκυψαν από πειραματικές μετρήσεις:

Θερμοδυναμικά Χαρακτηριστικά Καυσαερίων							
Παροχή Μάζας	450.00	kg/sec					
Θερμοκρασία Εισόδου	992.00	o C	1265.00	К			
Θερμοκρασία Εξόδου	314.00	o C	587.00	к			
Θερμοκρασία ανάντι SH3	955.00	o C	1228.00	к			
Θερμοκρασία ανάντι RH2	833.00	o C	1106.00	к			
Θερμοκρασία ανάντι SH2	723.00	o C	996.00	К			
Θερμοκρασία ανάντι RH1	577.00	0 C	850.00	К			
Θερμοκρασία ανάντι ΕCO	431.00	οC	704.00	К			

Πίνακας 4.1.1 Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά καυσαερίων σε περίπτωση ολικού φορτίου

Θερμογόνος Δύναμη	14,017.00	KJ/Kg
Ειδική Θερμοχωρητικότητα	1,300.00	J/Kg K
Πυκνότητα	1,300.00	(kg/ m^3)
(as received)	(%)	
Υγρασία	12.00	
Πτητικά	26.22	
Καθαρός Άνθρακας	23.68	
Τέφρα	38.10	
(waf)		
С	63.00	
Н	5.78	
Ν	1.02	
0	27.57	
S	2.62	

Πίνακας 4.1.2 Ιδιότητες χρησιμοποιηθέντος καυσίμου [5].

Οι τιμές **ως έχει** είναι η ανάλυση του καυσίμου κατά μάζα έτσι όπως λαμβάνεται από το φυσικό χώρο. Στη συγκεκριμένη περίπτωση το ποσοστό της υγρασίας είναι μετά την διαδικασία προξήρανσης του καυσίμου στους μύλους. Οι τιμές **στοιχειακής ανάλυσης,** ελεύθερης υγρασίας – τέφρας, είναι οι τιμές που προκύπτουν από την ανάλυση του καυσίμου κατά μάζα αφού αφαιρεθεί το ποσοστό υγρασίας και τέφρας. Θα πρέπει να σημειωθεί ότι στην παρούσα μοντελοποίηση λαμβάνεται υπόψιν το προξηραμένο καύσιμο μετά τους μύλους.

Θερμοδυναμικά Χαρακτηριστικά Εργαζόμενου Μέσου								
	SH1	SH3	RH2	SH2	RH1	ECO		
Θερμοκρασία εισόδου (T ⁱ _{inlet})	418.00	475.00	428.00	425.00	302.00	265.00	0 _C	
Θερμοκρασία εξόδου (T ⁱ _{outlet})	438.00	543.00	542.00	491.00	444.00	319.00	0 _C	
Πίεση εισόδου (P ⁱ _{outlet})	258.10	251.60	40.95	254.85	42.50	274.70	bar	
Πίεση εξόδου (P ⁱ _{outlet})	254.85	244.10	39.35	251.60	40.95	268.70	bar	
Μέση θερμοκρασία (Tm)	428.00	509.00	485.00	458.00	373.00	292.00	0 _C	
Μέση πίεση (Pm)	256.48	247.85	40.15	253.23	41.73	271.70	bar	
Μέση ειδική θερμοχωρητικότητα (C _p)	6,837.13	3,617.37	2,293.30	4,835.70	2,442.29	5,000.00	KJ/kg K	
Ενθαλπία εισόδου (hinlet)	2,722.70	3,063.10	3,278.60	2,788.50	2,958.80	1,157.85	KJ/Kg	
Ενθαλπία εξόδου (houtlet)	2,872.20	3,323.60	3,542.50	3,128.70	3,315.80	1,431.11	kJ/kg	
Παροχή μάζας (m)	265.40	265.40	227.00	265.40	227.00	265.40	kg/sec	

Στον δεύτερο πίνακα παρατίθενται τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του εργαζόμενου μέσου για κάθε εναλλάκτη θερμότητος στην περίπτωση του πλήρους φορτίου (P_e= 330 MW):

Πίνακας 4.1.3 Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά εργαζόμενου μέσου για την περίπτωση ολικού φορτίου

Στον παραπάνω πίνακα παρατίθενται οι θερμοκρασιακές τιμές και οι τιμές πίεσης του εργαζόμενου μέσου στην είσοδο κάθε εναλλάκτη, T_{inlet}^i και P_{inlet}^i αντίστοιχα, και στην έξοδο κάθε εναλλάκτη T_{outlet}^i και P_{outlet}^i αντίστοιχα, και στην έξοδο κάθε εναλλάκτη T_{outlet}^i και P_{outlet}^i αντίστοιχα, καθώς και η παροχή μάζας , \dot{m} . Οι θερμοκρασιακές τιμές του εργαζόμενου μέσου, που εκφράζουν κάθε θερμικό εναλλάκτη, λαμβάνονται από αντίστοιχα πειραματικά δεδομένα. Ο συντελεστής θερμοχωρητικότητας για κάθε μεμονωμένο εναλλάκτη λαμβάνεται σταθερός και εξαρτώμενος από τις μέσες τιμές θερμοκρασίας και πίεσης που επικρατούν σε αυτόν. Τέλος, διαπιστώνεται πως η παροχή μάζας δεν είναι σταθερή μεταξύ των εναλλακτών. Συγκεκριμένα η παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου των υπερθερμαντών είναι μικρότερη από την αντίστοιχη των αναθερμαντών, λόγω των απομαστεύσεων που έχουν προηγηθεί.

Από τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του πίνακα 4.1.3 μπορεί να προσδιοριστεί η συναλλασσόμενη θερμότητα σε κάθε θερμικό εναλλάκτη σύμφωνα με τα πειρατικά δεδομένα.

	Συναλλασσόμενη Θερμότητα Σε Περίπτωση Ολικού Φορτίου						
	Παροχή μάζας m (kg/sec)	Ενθαλπία εισόδου hinlet (KJ/Kg)	Ενθαλπία εξόδου houtlet (KJ / Kg)	Συναλλασσόμενη θερμότητα Q (MW)			
SH1	265.40	2,722.70	2,872.20	39.68			
SH3	265.40	3,063.10	3,323.60	69.14			
RH2	227.00	3,278.60	3,542.50	59.91			
SH2	265.40	2,788.50	3,128.70	90.29			
RH1	227.00	2,958.80	3,315.80	81.04			
ECO	265.40	1,157.85	1,431.11	72.52			
			Σύνολο:	412.57			

Πίνακας 4.1.4 Συναλλασσόμενη θερμότητα ολικού φορτίου

Εν συνεχεία παρατίθενται σε μορφή πίνακα τα δεδομένα για τη γεωμετρική διαμόρφωση του άνω τμήματος του λέβητα και των εναλλακτών θερμότητος που έχουν αναπτυχθεί. Λόγω εμπιστευτικότητας των κατασκευαστικών στοιχείων δίνονται αποκλειστικά οι αριθμητικές τιμές των βασικών διαστάσεων της δομής καθώς και των μεγεθών που είναι απαραίτητα για την ανάπτυξη της μοντελοποίησης.

	Τμήμα Συναγωγής	SH1	SH3	RH2	SH2	RH1	ECO (3)	ECO (2)	ECO (1)	
Υψος (z)	43.57	2.00	3.98	3.33	3.73	5.41	2.01	2.01	2.01	m
Πλάτος (γ)	16.44	16.44	16.44	16.44	16.44	16.44	16.44	16.44	16.44	m
Μήκος (x)	16.44	16.44	16.44	16.44	16.44	16.44	16.44	16.44	16.44	m
Διατομή (Α)	270.27	270.27	270.27	270.27	270.27	270.27	270.27	270.27	270.27	m ²
Αριθμός διελεύσεων (πάσων)		2	2	2	6	6	10	10	10	

Πίνακας 4.1.5 Γεωμετρικά χαρακτηριστικά δομής

Για την ανάπτυξη του μοντέλου πορώδους, όπως εκτέθηκε στην υποπαράγραφο 2.2.2.1^α, είναι απαραίτητος ο προσδιορισμός συγκεκριμένων μεγεθών, κάποια εξ αυτών είναι άμεσα εξαρτώμενα από τη γεωμετρική διαμόρφωση.

Αρχικά λοιπόν, όπως έχει προαναφερθεί και άνωθι, το μέγεθος σ ορίζεται ως ο λόγος της ελάχιστης επιφάνειας ροής προς τη συνολική εγκάρσια επιφάνεια.

Με μαθηματική διατύπωση, και σύμφωνα με το ακόλουθο σχήμα ισχύει:



Σχήμα 4.1.1 Σχηματική βοηθητική απεικόνιση για τον ορισμό του σ

Σύμφωνα λοιπόν με τον ορισμό, το μέγεθος σ θα δίνεται από την μαθηματική σχέση:

$$\sigma = \frac{\sum A_C^i}{A} \tag{4.1.1}$$

Το άθροισμα $\sum A_c^i$ αποτελεί το άθροισμα των ν ελαχίστων διατομών μεταξύ του συνόλου των σωληνώσεων που απαρτίζουν το θερμικό εναλλάκτη. Στο παραπάνω σχήμα προφανώς ο αριθμός ν ισούται με (ν = 7). Η διατομή Α είναι η εγκάρσια διατομή του λέβητα, η οποία προσδιορίζεται από τον πίνακα 4.1.4.

Πέραν του μεγέθους σ, από την υποπαράγραφο 2.2.2.1^α, γίνεται αντιληπτή η αναγκαιότητα για τον προσδιορισμό και των συντελεστών απωλειών πίεσης στην είσοδο και στην έξοδο κάθε θερμικού εναλλάκτη, των μεγεθών δηλαδή Κς και Κε αντιστοίχως. Μια πρώτη προσέγγιση επιτρέπει τον προσδιορισμό των συγκεκριμένων συντελεστών μέσω των ακόλουθων σχέσεων [27]:

$$K_e = (1 - \sigma)^2$$
 (4.1.2)

$$K_c = 0.42 (1 - \sigma^2)^2$$
(4.1.3)

Επίσης η ελάχιστη εγκάρσια διατομή, Ac , είναι προφανώς η ελάχιστη διατομή μεταξύ των A_c^i , οπότε:

$$Ac = min \{A_c^i\} \ i = 1, v$$
 (4.1.4)

Για την περιοχή της ροής και των εναλλακτών που μελετάται μπορεί να ληφθεί:

$$b = -0.5$$
 (4.1.5)

Από την σχέση (4.1.5) και λόγω της ισότητας των σχέσεων (2.2.26)-(2.2.27) μπορεί να προσδιοριστεί και ο παράγοντας της τριβής ολίσθησης α.

Όλα τα παραπάνω καθώς και τα απαραίτητα μεγέθη για τις σχέσεις (2.2.24) – (2.2.30) παρουσιάζονται συνοπτικά στον ακόλουθο πίνακα:

	SH1	SH3	RH2	SH2	RH1	ECO3	ECO2	ECO1	
Εγκάρσια απόσταση σωληνώσεων Sn	0.78	0.48	0.24	0.12	0.12	0.24	0.24	0.12	m
Διαμήκης απόσταση σωληνώσεων Sp	0.06	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.07	m
Εξωτερική διάμετρος do	0.04	0.03	0.04	0.04	0.05	0.04	0.04	0.04	m
Παροχή Q	450.00	450.00	450.00	450.00	450.00	450.00	450.00	450.00	kg/sec
Αριθμός διαστημάτων μεταξύ σωληνώσεων	18.00	35.00	69.00	137.00	137.00	69.00	69.00	137.00	
Παροχή καυσαερίων σε κάθε διάστημα σωληνώσεων	25.00	12.86	6.52	3.28	3.28	6.52	6.52	3.28	kg/sec
Ελάχιστη εγκάρσια επιφάνεια Amin	11.52	3.39	1.61	1.28	1.18	1.66	1.66	1.18	(m^2)
Πυκνότητα ρ	0.27	0.31	0.35	0.39	0.43	0.47	0.51	0.55	kg/(m^3)
Ταχύτητα ελάχιστης εγκάρσιας επιφάνειας Umin	6.64	7.01	7.64	9.82	10.62	7.57	7.57	9.82	m/sec
Μέση ταχύτητα καυσαερίων Um	6.40	6.40	6.40	6.40	6.40	6.40	6.40	6.40	m/sec
Λόγος σ	0.96	0.91	0.84	0.65	0.60	0.85	0.85	0.65	
Δυναμική συνεκτικότητα μ	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	kg/ (m s)
Υδραυλική διάμετρος Dh	2.80	0.83	0.39	0.31	0.29	0.40	0.40	0.29	<u>(m^2)</u>
Αριθμός Reynolds ελάχιστης επιφάνειας Re	292,224.26	104,221.90	60,793.85	69,126.06	76,145.09	83,523.00	90,631.34	90,076.82	
Συντελεστής τριβής f	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.01	0.01	0.02	
Παράγοντας a	3.62	3.33	3.31	5.98	5.72	3.47	3.57	5.75	

Πίνακας 4.1.6 Προσδιορισμός απαραίτητων παραμέτρων

Τέλος, παρατίθενται πινακοποιημένα και τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του εργαζόμενου μέσου για κάθε εναλλάκτη όπως επίσης και η συναλλασσόμενη θερμότητα που επιτυγχάνεται σε αυτόν σε περίπτωση λειτουργίας υπό μερικό φορτίο και συγκεκριμένα στην περίπτωση λειτουργίας στο 90% του αρχικού φορτίου. Λόγω μη πλήρους εικόνας των πειραματικών στοιχείων από τα δεδομένα του κατασκευαστή, οι υπόλοιπες απαραίτητες τιμές για την μοντελοποίηση λήφθησαν από ενεργειακό ισολογισμό μέσω του μοντέλου Gatecycle σε περίπτωση μικρότερης παροχής καυσίμου.

Οι πίνακες με τα προαναφερθέντα δεδομένα δίνονται κάτωθι:

Θερμοδυναμικά Χαρακτηριστικά Εργαζόμενου Μέσου								
	SH1	SH3	RH2	SH2	RH1	ECO		
Θερμοκρασία εισόδου (T ⁱ _{inlet})	431.85	471.60	419.00	439.00	298.00	257.00	0 _C	
Θερμοκρασία εξόδου (T ⁱ _{outlet})	449.00	543.00	542.00	513.00	429.38	319.00	0 _C	
Πίεση εισόδου (P ⁱ _{outlet})	261.94	256.61	40.50	259.27	42.00	274.70	bar	
Πίεση εξόδου (Ρ ⁱ _{outlet})	259.27	250.60	38.90	256.61	40.50	270.19	bar	
Μέση θερμοκρασία (Tm)	440.42	507.30	480.50	476.00	363.69	288.00	0 _C	
Μέση πίεση (Pm)	260.61	253.61	39.70	257.94	41.25	272.45	bar	
Μέση ειδική θερμοχωρητικότητα (C _p)	5,954.60	3,873.77	2,312.48	4,415.20	2,617.79	5,087.28	KJ/kg K	
Ενθαλπία εισόδου (hinlet)	2,812.40	3,038.57	3,258.23	2,865.71	2,948.95	1,157.85	KJ/Kg	
Ενθαλπία εξόδου (houtlet)	2,922.49	3,315.73	3,542.98	3,204.45	3,282.46	1,415.62	kJ/kg	
Παροχή μάζας (m)	216.00	235.00	203.00	216.00	203.00	216.00	kg/sec	

Πίνακας 4.1.7 Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά εργαζόμενου μέσου για την περίπτωση μερικού φορτίου (90%)

	Συναλλασσόμενη Θερμότητα Σε Περίπτωση Μερικού Φορτίου						
	Παροχή μάζας m (kg/sec)	Ενθαλπία εισόδου hinlet (KJ/Kg)	Ενθαλπία εξόδου houtlet (KJ / Kg)	Συναλλασσόμενη θερμότητα Q (MW)			
SH1	216.00	2,812.40	2,922.49	23.78			
SH3	235.00	3,038.57	3,315.73	65.13			
RH2	203.00	3,258.23	3,542.98	57.80			
SH2	216.00	2,865.71	3,204.45	73.17			
RH1	203.00	2,948.95	3,282.46	67.70			
ECO	216.00	1,157.85	1,415.62	55.68			
			Σύνολο:	343.26			

Πίνακας 4.1.8 Συναλλασσόμενη θερμότητα για την περίπτωση μερικού φορτίου (90%)

Όπως έχει προαναφερθεί το μοντέλο simple – effectiveness ουσιαστικά προσδιορίζει την αποδοτικότητα του εναλλάκτη, ε, μέσω παρεμβολής στην καμπύλη ταχύτητας – αποδοτικότητας που παρέχεται από το χρήστη. Στο NTU μοντέλο, το υπολογιστικό πακέτο υπολογίζει την αποδοτικότητα, ε, από τα δεδομένα μεταφοράς μάζας – μεταφοράς θερμότητας που παρέχονται από τον χρήστη σε πινακοειδή μορφή. Το υπολογιστικό πακέτο μετατρέπει αυτομάτως αυτά τα δεδομένα σε μια καμπύλη τμηματικά γραμμική που συνδέει μεταξύ τους τα μεγέθη της παροχής μάζας πρωτεύοντος ρευστού και του μεγέθους NTU. Το μέγεθος NTU , αριθμός μεταφερόμενων μονάδων , σε αγγλική ορολογία number of transfer units, έχει οριστεί άνωθι. Η τμηματικά γραμμική προαναφερθείσα καμπύλη χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της τιμής του προαναφερθέντος μεγέθους σε κάθε όγκο υπολογισμού (macros) , βασιζόμενο στο μέγεθός τους και στην παροχή μάζας του πρωτεύοντος ρευστού. Η μορφή του συγκεκριμένου πίνακα αποδίδεται σχηματικά και στην ενότητα του παραρτήματος και συγκεκριμένα στο σχήμα Π.1.2 .

Για την κατάστρωση λοιπόν του συγκεκριμένου πίνακα για την παρούσα εργασία τόσο στην περίπτωση του ολικού όσο και στην περίπτωση του μερικού φορτίου χρησιμοποιούνται τα δεδομένα του πίνακα 4.1.4 . Προφανώς λόγω της απαίτησης ύπαρξης περισσότερων δεδομένων για τη διαμόρφωση μιας καλύτερης προσέγγισης της τμηματικά γραμμικής καμπύλης NTU – παροχής μάζας, η εισαγωγή μονάχα ενός ζεύγους παροχών μάζας πρωτεύοντος και δευτερεύοντος ρεστού – συναλλασσόμενης θερμότητας επηρεάζει την προσέγγιση των αριθμητικών αποτελεσμάτων στα πειραματικά δεδομένα.

Κεφάλαιο 5°

Παρουσίαση αποτελεσμάτων

5.1) Ολικό φορτίο

5.1.1) Αρχικό πλέγμα

Στην παρούσα ενότητα παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της συνολικής υπολογιστικής προσομοίωσης του λέβητα στην περίπτωση του ολικού φορτίου, στην περίπτωση δηλαδή συνολικής παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος ίσης με P_e = 330 MW. Πέραν της παρουσίασης των αριθμητικών αποτελεσμάτων προσφέρεται πλήρης αξιολόγηση αυτών και αιτιολόγηση τους.

Πειραματικ	Πειραματικές και Υπολογισθείσες Τιμές Θερμοκρασιών Ολικού Φορτίου Με Αρχικό Πλέγμα						
Τιμές σε Celsius (ο C)	Τπειραματικές(ο C)	Τυπολογισθείσες (ο C)	Σχετικό Σφάλμα (%)				
SH1	438.00	429.41	1.96				
SH3	543.00	547.70	0.87				
RH2	542.00	529.20	2.36				
SH2	491.00	509.66	3.80				
RH1	444.00	428.30	3.54				
ECO	319.00	332.96	4.38				

Οι προκύπτουσες αριθμητικές τιμές δίνονται στον ακόλουθο πίνακα:

Πίνακας 5.1.1 Αποτελέσματα θερμοκρασιακών τιμών στην έξοδο των θερμικών εναλλακτών στην περίπτωση ολικού φορτίου

Προκειμένου να υπάρχει ένα μέτρο της συνολικής προσέγγισης της πραγματικότητας από την παρούσα μοντελοποίηση εισάγεται το μέγεθος του σταθμισμένου μέσου όρου σχετικών σφαλμάτων. Αν λοιπόν σ_j είναι το σχετικό σφάλμα για έναν από τους παραπάνω μελετούμενους εναλλάκτες, T_j είναι η υπολογισθείσα θερμοκρασιακή τιμή εξόδου του εργαζόμενου μέσου από αυτόν και $Σ_T$ είναι το άθροισμα των υπολογισθεισών θερμοκρασιών εξόδου από τους εναλλάκτες δύναται να ορισθεί ο σταθμισμένος μέσος όρος, \overline{x} , ως ακολούθως:

$$\overline{x} = \sum_{j=1}^{j=6} \frac{\mathrm{T}j}{\Sigma_T} \sigma_j \qquad (5.1.1)$$

Το πηλίκο $\frac{T_j}{\Sigma_T}$ αποτελεί τον συντελεστή βαρύτητας για κάθε αντίστοιχη τιμή σχετικού σφάλματος σ_j.

Ακολουθεί ο πίνακας:

	Τυπολογισθείσες (ο C)	Συντελεστής Βαρύτητας	Σταθμισμένα σχετικά σφάλματα (%)
SH1	429.41	0.15	0.30
SH3	547.70	0.20	0.17
RH2	529.20	0.19	0.45
SH2	509.66	0.18	0.70
RH1	428.30	0.15	0.55
ECO	332.96	0.12	0.52
Άθροισμα	2,777.22	1.00	2.69

Πίνακας 5.1.2 Σταθμισμένα σχετικά σφάλματα στην περίπτωση ολικού φορτίου

Προκύπτει συνεπώς πως ο σταθμισμένος μέσος όρος των σχετικών σφαλμάτων είναι ίσος με:

$\bar{x} = 2.69$

Από τους παραπάνω πίνακες και μέσω της στήλης του σχετικού σφάλματος και του σταθμισμένου μέσου όρου σχετικών σφαλμάτων μπορεί να εξαχθεί το συμπέρασμα πως η αρχική προσέγγιση των θερμοκρασιών εξόδου του εργαζόμενου μέσου από τις βαθμίδες των εναλλακτών είναι ικανοποιητική, αφού το εκατοστιαίο ποσοστό του σχετικού σφάλματος των θερμοκρασιακών τιμών για κάθε εναλλάκτη μεταξύ πειραματικών δεδομένων και υπολογιστικών αποτελεσμάτων περιορίζεται κάτω του 5% και ο αντίστοιχος σταθμισμένος μέσος όρος των σχετικών σφαλμάτων περιορίζεται κάτω του 2.7%. Από τη διεθνή βιβλιογραφία οι τιμές αυτές είναι ιδιαίτερα ικανοποιητικές. Ωστόσο διερευνάται η δυνατότητα βελτίωσης, αφού έστω και μικρές θερμοκρασιακές διαφορές προκαλούν μεγάλες αποκλίσεις ως προς τη θερμότητα που τελικά συναλλάσσεται, αφού αυτή ορίζεται από μεγέθη όπως η θερμοχωρητικότητα του εργαζόμενου μέσου και η παροχή αυτού, μεγέθη τα οποία αποκτούν σημαντικά μεγάλες τιμές στην μελετούμενη περίπτωση. Για το λόγο αυτό διαμορφώθηκε και βελτίστοποίηση του αριθμητικού πλέγματος και των υπολογιζόμενων όγκων, όπως ήδη έχει προαναφερθεί στην ενότητα 3.

Άλλη σημαντική επισήμανση η οποία μπορεί να τονιστεί, είναι ο καθορισμός των εναλλακτών, όπου παρατηρείται η μέγιστη απόκλιση μεταξύ πειραματικής και αριθμητικής τιμής. Διαπιστώνεται πως κάτι τέτοιο συμβαίνει πρωτίστως στον προθερμαντήρα νερού (ECO) και μετέπειτα στις δύο βαθμίδες των αναθερμαντήρων (RH1, RH2) και στη δεύτερη βαθμίδα του υπερθερμαντήρα (SH2). Προφανώς λόγω ενεργειακής ισορροπίας η υπερεκτίμηση της συναλλασσόμενης ενέργειας που πραγματοποιείται σε ένα σύστημα έχει την επίπτωση της υποεκτίμησης της συναλλασσόμενης ενέργειας σε ένα άλλο σύστημα. Ο λόγος που συμβαίνει η προαναφερθείσα απόκλιση των συναλλασσόμενων ποσών ενέργειας εντοπίζεται στον τρόπο κατάστρωσης των απαραίτητων δεδομένων παροχής μάζας – συναλλασσόμενης ενέργειας (Heat Exchanger Data) και στο πως αντιλαμβάνεται το αραιό αρχικά αριθμητικό πλέγμα τη διαμόρφωση των εναλλακτών στο χώρο. Όσον αφορά την πρώτη επισήμανση, η ύπαρξη μονάχα ενός ζεύγους δεδομένων δυσκολεύει την ακριβή διαμόρφωση της τμηματικά γραμμικής καμπύλης που συνδέει τα μεγέθη των παροχών μάζας με τις μονάδες μεταφερόμενης ισχύος. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα το μοντέλο να υπερεκτιμά ή να υποεκτιμά τη συναλλασσόμενη ενέργεια ανάλογα τη γεωμετρική διαμόρφωση που εισαγάγεται για κάθε θερμικό εναλλάκτη και ανάλογα τη διαμόρφωση του αριθμητικού πλέγματος που αναπτύσσεται, κάτι που αποτελεί την δεύτερη επισήμανση που τέθηκε. Συγκεκριμένα, η ύπαρξη πολλών εγκάρσιων διελεύσεων εργαζόμενου μέσου (πάσα) σε μικρό χώρο με ένα αραιό αριθμητικό πλέγμα έχει ως αποτέλεσμα την υπερεκτίμηση της συναλλασσόμενης θερμότητας από το χρησιμοποιούμενο μοντέλο λόγω και των ελλειπών στοιχείων, όπως επαναδιατυπώθηκε άνωθι. Παράλληλα, η εκτίμηση αυτή προς τα πάνω έχει ως αποτέλεσμα την αρογητική απόκλιση ως προς την πραγματική τιμή σε έναν άλλο εναλλάκτη που παροχύμενο μοντέλο χώρο με ένα ου αριθητικό είτερη επιφάνεια συναλλασό τη εκτίμηση αυτή προς τα πάνω έχει ως αποτέλεσμα την υπερεκτίμος του αριθρήτητας από το χρησιμοποιούμενο μοντέλο χόγο και των ελλειπών στοιχείων, όπως επαναδιατυπώθηκε άνωθι. Παράλληλα, η εκτίμηση αυτή προς τα πάνω έχει ως αποτέλεσμα την μερος την προς την προς τη πολοί και το μερο και το μεγαλλογο εναλλάκτη που παρουσιάζει μικρότερη επιφάνεια συναλλαγής σε μεγαλύτερο χώρο .



Σε μορφή διαγράμματος τα παραπάνω αποτελέσματα λαμβάνουν την ακόλουθη μορφή:



Στο άνωθι ραβδόγραμμα για κάθε θερμικό εναλλάκτη παρουσιάζονται δύο συγκριτικοί ράβδοι μεταξύ πειραματικής και υπολογισθείσας τιμής. Συγκεκριμένα οι πειραματικές τιμές

εκφράζονται με ράβδους μπλε χρωματισμού, ενώ οι αντίστοιχες υπολογισθείσες τιμές εκφράζονται με ράβδους κόκκινου χρωματισμού. Οι τιμές θερμοκρασίας είναι εκφρασμένες σε βαθμούς Celsius (°C). Το διάγραμμα αναφέρει επίσης πως τα άνωθι δεδομένα αφορούν την περίπτωση μη βελτιωμένου πλέγματος. Εν συνεχεία θα παρατεθούν αντίστοιχα δεδομένα για την περίπτωση βελτιωμένου πλέγματος, προκειμένου να μελετηθεί η επιρροή που έχει το διαμορφωθέν πλέγμα στα προκύπτοντα αποτελέσματα. Στο σημείο αυτό θα παρατεθεί και το αντίστοιχο διάγραμμα Q – Τ για την εποπτεία της ενεργειακής συμπεριφοράς του συστήματος. Κάτωθι δίνονται τα προκύπτοντα δεδομένα σε πίνακες για την κατάστρωση των διαγραμμάτων Q – Τ για την περίπτωση των πειραματικών δεδομένων και για την περίπτωση αριθμητικής επίλυσης πλήρους φορτίου και χωρίς την βελτίωση αριθμητικού πλέγματος.

	Συναλλασσόμενη Θερμότητα Σε Περίπτωση Ολικού Φορτίου				
	Τπειραματικές (ο C)	Συναλλασσόμενη Θερμότητα Q (MW)			
EVAP	418.00	342.79			
SH1	438.00	39.68			
SH3	543.00	69.14			
RH2	542.00	59.91			
SH2	491.00	90.29			
RH1	444.00	81.04			
ECO	319.00	72.52			
	Σύνολο	755.36			

Οι προαναφερθέντες πίνακες δίνονται κάτωθι:

Πίνακας 5.1.3 Πειραματικές τιμές συναλλασσόμενης θερμότητας

	Τυπολογισθείσες (ο C)	Συναλλασσόμενη Θερμότητα Q (MW)
EVAP	418.00	323.18
SH1	429.41	20.70
SH3	547.70	67.86
RH2	529.20	52.67
SH2	509.66	108.52
RH1	428.30	70.01
ECO	332.96	95.13
	Σύνολο	738.07

Πίνακας 5.1.4 Υπολογισθείσες τιμές συναλλασσόμενης θερμότητας



Παρατίθεται το διάγραμμα σύγκρισης (Q – T):

Διάγραμμα 5.1.2 Q – Τ σύγκρισης

Το παραπάνω διάγραμμα είναι συγκριτικό μεταξύ των πειραματικών δεδομένων και των υπολογισθέντων μεγεθών στην μελετούμενη περίπτωση. Οι μη τονούμενοι θερμικοί εναλλάκτες αναφέρονται στα πειραματικά δεδομένα, ενώ οι τονούμενοι αναφέρονται στα αποτελέσματα της μοντελοποίησης. Από το παραπάνω διάγραμμα γίνεται αντιληπτή η απόκλιση στην εκτίμηση της συνολικής συναλλασσόμενης θερμότητος στο σύνολο των επιφανειών συναλλαγής. Η απόκλιση αυτή είναι μικρή, ωστόσο οφείλεται σε άθροισμα επιμέρους λανθασμένων ποσοτήτων – συναλλασσόμενων ποσών ενέργειας στους εναλλάκτες, όπως αναλύθηκε άνωθι στην παρούσα υποενότητα. Ποσοστιαία η μεγαλύτερη απόκλιση μεταξύ πειραματικών δεδομένων και αριθμητικών αποτελεσμάτων εμφανίζεται στην πρώτη βαθμίδα του υπερθερμαντή (SH1). Η πραγματικότητα αυτή γίνεται άμεσα αντιληπτή και στο παραπάνω διάγραμμα. Η εξήγηση της μεγάλης αυτής απόκλισης μεταξύ πειραματικής τιμής συναλλασσόμενης θερμότητος και υπολογιστικής είναι ο υψηλός αριθμός ειδικής θερμοχωρητικότητας του δευτερεύοντος ρευστού στη συγκεκριμένη βαθμίδα θερμικού εναλλάκτη. Η υψηλή αυτή τιμή σε συνδυασμό με μεγάλη παροχή μεαρχή με ταξόμενου μέσου

ισοδυναμεί με υψηλά ποσά θερμότητας ακόμα και σε μικρές θερμοκρασιακές διαφορές. Σημαντικός επίσης λόγος για την υποεκτίμηση της συνολικά συναλλασσόμενης θερμότητας είναι ο τρόπος υπολογισμού της συναλλασσόμενης θερμότητος που πραγματοποιείται στον ατμοποιητή. Συγκεκριμένα, το μέρος αυτό των επιφανειών συναλλαγής δεν μοντελοποιείται. Η ποσότητα συναλλασσόμενης ενέργειας υπολογίζεται ως γινόμενο της παροχής μάζας του εργαζόμενου μέσου επί τη διαφορά ενθαλπίας εισόδου – εξόδου αυτού. Η έξοδος από τον ατμοποιητή θεωρείται σταθερή και ίση με την πειραματική. Η είσοδος ωστόσο κάθε φορά εξαρτάται από την έξοδο του προθερμαντήρα νερού. Στη συγκεκριμένη περίπτωση, η μεγαλύτερη θερμοκρασιακή τιμή εξόδου από τον προθερμαντήρα νερού, σε σχέση με τα πειραματικά δεδομένα, μειώνει την διαφορά ενθαλπιών που αναφέρθηκε σε σχέση με τις πραγματικές τιμές, με αποτέλεσμα να έχουμε απόκλιση προς τα κάτω μεταξύ υπολογισθείσας και πειραματικής τιμής της συναλλασσόμενης θερμότητας στον ατμοποιητή. Άλλη σημαντική διαπίστωση είναι η χαμηλότερη θερμοκρασιακή τιμή εξόδου των καυσαερίων στο τμήμα της συναγωγής, όπως αυτή προκύπτει από την αριθμητική επίλυση συγκριτικά με τα πειραματικά δεδομένα. Αυτό κατά κύριο λόγο οφείλεται στην υπερεκτίμηση της συναλλασσόμενης θερμότητας στη βαθμίδα του προθερμαντήρα νερού. Η πραγματικότητα αυτή μπορεί να γίνει περισσότερο αντιληπτή και με την εποπτεία του ακόλουθου διαγράμματος. Εν συνεχεία λοιπόν παρουσιάζεται σε κατάλληλο διάγραμμα η μεταβολή της θερμοκρασίας καθ' ύψος τόσο σύμφωνα με τα πειραματικά όσο και σύμφωνα με τα υπολογισθέντα δεδομένα. Στον παρακάτω πίνακα το ύψος z έχει σημείο αναφοράς (σημείο μηδενικού ύψους) την εγκάρσια διατομή εισόδου στο τμήμα συναγωγής.



Διάγραμμα 5.1.3 Μεταβολή θερμοκρασίας καυσαερίων

Από το άνωθι διάγραμμα παρατηρείται η πολύ καλή προσέγγιση της διαφοροποίησης της θερμοκρασίας των καυσαερίων κατά τη ροή τους. Δύο περιοχές παρουσιάζουν μονάχα απόκλιση με υποεκτίμηση του μεγέθους της θερμοκρασίας ως προς τις πειραματικές τιμές . Η πρώτη περιοχή είναι αυτή της πρώτης βαθμίδας του αναθερμαντή (RH1) , λόγω της υπερεκτίμησης της συναλλασσόμενης θερμότητας της προηγούμενης βαθμίδας, και η δεύτερη είναι η περιοχή στον προθερμαντήρα νερού (ECO) λόγω της υπερεκτίμησης της υφιστάμενης θερμορροής της συγκεκριμένης επιφανείας συναλλαγής.

Τέλος παρατίθεται και ο πίνακας για τις απώλειες θερμότητας από τα πλευρικά τοιχώματα του λέβητα στο τμήμα συναγωγής.

Απώλειες Θερμότητος	Q (MW)	
ECO (1)	0.31	
ECO (2)	0.63	
ECO (3)	0.74	
RH1	4.91	
RH2	5.66	
SH1	3.86	
SH2	5.83	
SH3	4.77	
Σύνολο	26.69	

Πίνακας 5.1.5 Απώλειες θερμότητας πλευρικών τοιχωμάτων λέβητα

Με βάση επιπλέον και τον ακόλουθο πίνακα του εισερχόμενου και του εξερχόμενου θερμικού φορτίου μπορεί να προσδιοριστεί ο βαθμός απόδοσης της επιφάνειας συναλλαγής. Για το εισερχόμενο θερμικό φορτίο θεωρείται βαθμός απόδοσης της εστίας ίσος με η_ε=0.97.

Παροχή μάζας καυσίμου m (kg/sec)	71.15
Θερμογόνος ικανότητα καυσίμου Hu (KJ/kg)	14,017.00
Εισερχόμενο θερμικό φορτίο Qεισ (MW)	997.31
Εξερχόμενο θερμικό φορτίο Qεξ (MW)	147.00

Πίνακας 5.1.6 Εισερχόμενη και εξερχόμενη θερμότητα

Εξ' ορισμού ο βαθμός απόδοσης της επιφάνειας συναλλαγής, η_F , είναι το πηλίκο της ωφέλιμης θερμότητα, Qωφ, η οποία λαμβάνεται από τους θερμικούς εναλλάκτες προς τη θερμότητα, Q,

η οποία αποδίδεται από το χρησιμοποιούμενο καύσιμο κατά την καύση. Μαθηματική διατύπωση των άνωθι δίνεται ακολούθως:

$$\eta_F = \frac{Q\omega\varphi}{Q} \tag{5.1.1}$$

Επίσης το Qωφ είναι η διαφορά της αποδιδόμενης θερμότητας από την καύση, Q, μείον τις απώλειες καυσαερίων και τις απώλειες πλευρικών τοιχωμάτων, Qαπωλειών. Για την αποδιδόμενη θερμότητα καύσης θεωρείται βαθμός απόδοσης εστίας ίσος με η_ε=0.97 Συνεπώς:

$$Q\omega \phi = Q - Q' - Q_{\alpha \pi \omega \lambda \epsilon \iota \omega \nu}$$
(5.1.2)

Από τα παραπάνω προκύπτει τελικά πως ο βαθμός απόδοσης της επιφάνειας συναλλαγής είναι:

$$η_F$$
 = 0.82 ή 82.0%

Μπορεί επίσης να διαπιστωθεί πως τα ανώτερα τμήματα του λέβητα, στην περιοχή του προθερμαντήρα νερού, παρουσιάζουν μικρές απώλειες θερμότητος, γεγονός που αποδεικνύει πως πρακτικά μπορούν να θεωρηθούν αδιαβατικές.

5.1.2) Περίπτωση βελτίωσης πλέγματος

Στη συγκεκριμένη ενότητα εξετάζονται τα προκύπτοντα αριθμητικά αποτελέσματα μετά τη βελτίωση του αριθμητικού πλέγματος το οποίο προαναφέρθηκε ήδη στην ενότητα (3.2). Η βελτίωση αφορούσε το σύνολο του λέβητα με έμφαση κυρίως στους δύο αναθερμαντήρες (RH). Τα προκύπτοντα αποτελέσματα σε πινακοειδή μορφή είχαν ως ακολούθως:

Πειραματικές και Υπολογισθείσες Τιμές Θερμοκρασιών Ολικού Φορτίου Με Βελτίωση Πλέγματος				
Τιμές σε Celsius (ο C)	Τπειραματικές (ο C)	Τυπολογισθείσες (ο C)	Σχετικό Σφάλμα (%)	
SH1	438.00	429.41	1.96	
SH3	543.00	547.63	0.85	
RH2	542.00	529.17	2.37	
SH2	491.00	509.85	3.84	
RH1	444.00	431.10	2.90	
ECO	319.00	329.56	3.31	

Πίνακας 5.1.7 Αποτελέσματα θερμοκρασιακών τιμών στην έξοδο των θερμικών εναλλακτών στην περίπτωση ολικού φορτίου με βελτίωση πλέγματος
Όπως και στην προηγούμενη περίπτωση του αρχικού πλέγματος, έτσι και σε αυτή την περίπτωση του βελτιωμένου πλέγματος, προσδιορίζεται ο σταθμισμένος μέσος όρος σχετικών σφαλμάτων.

	Τυπολογισθείσες (ο C)	Συντελεστής Βαρύτητας	Σταθμισμένα σχετικά σφάλματα (%)
SH1	429.41	0.15	0.30
SH3	547.63	0.20	0.17
RH2	529.17	0.19	0.45
SH2	509.85	0.18	0.71
RH1	431.10	0.16	0.45
ECO	329.56	0.12	0.39
Άθροισμα	2,776.72	1.00	2.47

Ισχύει ο πίνακας:

Πίνακας 5.1.8 Σταθμισμένα σχετικά σφάλματα στην περίπτωση ολικού φορτίου με διόρθωση πλέγματος

Από τον παραπάνω πίνακα προκύπτει πως ο σταθμισμένος μέσος όρος των σχετικών σφαλμάτων, *x*, είναι ίσος με :

 $\overline{x} = 2.47$

Σε σύγκριση με τους προηγούμενους αντίστοιχους πίνακες στην περίπτωση μη βελτιωμένου πλέγματος διαπιστώνεται πως η βελτίωση στα αριθμητικά δεδομένα, τουλάχιστον ως προς τις θερμοκρασιακές τιμές εξόδου από τους θερμικούς εναλλάκτες , αφορά μονάχα την πρώτη βαθμίδα του αναθερμαντήρα (RH1) και τον προθερμαντήρα νερού (ECO) και μάλιστα σε μικρό ποσοστό, όπως μικρό είναι και το ποσοστό βελτίωσης του σταθμισμένου μέσου όρου των σχετικών σφαλμάτων. Το αποτέλεσμα αυτό είναι μια ένδειξη πως η βελτίωση του αριθμητικού πλέγματος δεν αρκεί. Για το λόγο αυτό διερευνήθηκε σαν τρίτη περίπτωση ο συνδυασμός της συγκεκριμένης βελτίωσης του πλέγματος με λεπτομερέστερο διαχωρισμό των εναλλακτών θερμότητας με αύξηση των macros.

Εκτός από την πινακοποιημένη μορφή των αποτελεσμάτων δίνονται και τα κατάλληλα διαγράμματα στη μορφή των ραβδογραμμάτων:



Διάγραμμα 5.1.4 Ραβδόγραμμα αποτελεσμάτων θερμοκρασιακών τιμών στην έξοδο των θερμικών εναλλακτών στην περίπτωση ολικού φορτίου με βελτίωση πλέγματος

	Τυπολογισθείσες (ο C)	Συναλλασσόμενη Θερμότητα Q (MW)
EVAP	418.00	326.97
SH1	429.41	20.70
SH3	547.63	67.80
RH2	529.17	52.66
SH2	509.85	108.77
RH1	431.10	71.57
ECO	329.56	85.66
	Σύνολο	734.13

Εν συνεχεία παρατίθεται ο πίνακας θερμότητας – θερμοκρασιών (Q – T):

Πίνακας 5.1.9 Υπολογισθείσες τιμές συναλλασσόμενης θερμότητας με βελτίωση πλέγματος

Από τα προκύπτοντα δεδομένα επαληθεύεται πως η βελτίωση στην πρόβλεψη της συμπεριφοράς του συστήματος με τη βελτίωση του αριθμητικού πλέγματος αφορούσε μονάχα δύο εναλλάκτες θερμότητος και μάλιστα μονάχα στον ένα, στον προθερμαντήρα νερού, είναι αξιοσημείωτη. Λόγω μάλιστα της διατήρησης των ποσών προκύπτουσας θερμορροής στους υπόλοιπους εναλλάκτες στα ίδια περίπου επίπεδα, η μείωση στην υπολογισθείσα μεταφορά θερμότητας στον προθερμαντήρα νερού (ECO), χωρίς την προσέγγιση σε επιθυμητό επίπεδο της θερμοκρασίας εξόδου αυτού για την ικανοποιητική προσέγγιση της συναλλασσόμενης ενέργειας του ατμοποιητή, είχε ως αποτέλεσμα την απομάκρυνση από την πραγματική συνολική συναλλασσόμενη θερμότητα. Κατ' αυτόν τον τρόπο, η αριθμητική προσομοίωση απέχει τόσο από τη συνολική μεταφερόμενη θερμότητα όσο και από την συμπεριφορά των επιμέρους εναλλακτών. Η μεγαλύτερη ποσοστιαία διαφοροποίηση μεταξύ πειραματικής και υπολογισθείσας τιμής συνεχίζεται να παρατηρείται στην πρώτη βαθμίδα του υπερθερμαντήρα (SH1). Για καλύτερη εικόνα μεταξύ των δύο προαναφερθέντων περιπτώσεων χωρίς και με βελτίωση του πλέγματος παρατίθενται το ακόλουθο διαγράμμα Q – Τσύγκρισης.



Διάγραμμα 5.1.5 Q – Τ Σύγκριση

Το παραπάνω διάγραμμα είναι συγκριτικό μεταξύ των πειραματικών δεδομένων και των υπολογισθέντων μεγεθών στην περίπτωση βελτίωσης του πλέγματος. Στο διάγραμμα οι μη τονούμενοι θερμικοί εναλλάκτες αναφέρονται στα πειραματικά δεδομένα, ενώ οι τονούμενοι αναφέρονται στα αποτελέσματα της μοντελοποίησης. Και αυτό το διάγραμμα επιβεβαιώνει πως η βελτίωση του αριθμητικού πλέγματος από μόνη της δεν επιφέρει σημαντική διαφοροποίηση των αριθμητικών αποτελεσμάτων.



Εν συνεχεία παρουσιάζεται το διάγραμμα της μεταβολής της θερμοκρασίας καθ' ύψος.

Διάγραμμα 5.1.6 Μεταβολή θερμοκρασίας καυσαερίων

Το τελευταίο διάγραμμα αποδεικνύει τη σταδιακή σύγκλιση των υπολογισμένων θερμοκρασιακών τιμών ως προς τις πειραματικές τιμές και στην περιοχή του προθερμαντήρα νερού. Προφανώς η πραγματικότητα αυτή είναι απόρροια της μείωσης της υπολογισθείσας συναλλασσόμενης θερμότητας από το συγκεκριμένο εναλλάκτη και της προσέγγισης προς την πραγματική τιμή. Τέλος παρατίθενται και οι απώλειες θερμότητας:

Απώλειες Θερμότητος	Q (MW)
ECO (1)	0.35
ECO (2)	0.64
ECO (3)	0.73
RH1	4.94
RH2	5.66
SH1	3.86

SH2	5.82
SH3	5.07
Σύνολο	27.06
Παροχή μάζας καυσίμου m (kg/sec)	71.15
Θερμογόνος δύναμη καυσίμου Hu (KJ/kg)	14,017.00
Εισερχόμενο θερμικό φορτίο Qεισ (MW)	997.31
Εξερχόμενο θερμικό φορτίο Qεξ (MW)	153.12

Πίνακας 5.1.10 Απώλειες θερμότητος στην περίπτωση βελτιωμένου πλέγματος

Από τις παραπάνω τιμές και σύμφωνα με όσα έχουν αναφερθεί και στην προηγούμενη υποενότητα προκύπτει σε αυτή την περίπτωση ο ακόλουθος βαθμός απόδοσης θερμικών εναλλακτών: $\eta_F = 0.814$ ή 81.4%

Παρατηρείται συνεπώς πως τόσο ο προαναφερθέν βαθμός απόδοσης όσο και οι συνολικές απώλειες θερμότητος παραμένουν ουσιαστικά αμετάβλητες.

5.1.3) Περίπτωση βελτίωσης διαμερίσεων (macros)

Όπως διαπιστώθηκε στην προηγούμενη υποενότητα η βελτίωση της ποιότητας του αριθμητικού πλέγματος βελτίωσε ελάχιστα την προσέγγιση των θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών του εργαζόμενου μέσου από τους επιμέρους θερμικούς εναλλάκτες και οι όποιες αποκλίσεις υπήρχαν, ουσιαστικά διατηρήθηκαν. Για το λόγο αυτό διερευνήθηκε και η περίπτωση της βελτίωσης των διαμερίσεων των θερμικών εναλλακτών με αύξηση του αριθμού τους. Σε πρώτη φάση διπλασιάστηκε ο αριθμός των διαμερίσεων (macros) στις δύο τελευταίες βαθμίδες του προθερμαντήρα νερού (ECO2, ECO3) στη διάσταση την παράλληλη της ροής του δευτερεύοντος (εργαζόμενου) ρευστού.

Τα αριθμητικά αποτελέσματα ως προς τη θερμοκρασία εξόδου αυτού δίνονται στον ακόλουθο πίνακα:

Πειραματικές και Υπολογισθείσες Τιμές Θερμοκρασιών Ολικού Φορτίου Με Βελτίωση Macros			
Τιμές σε Celsius (ο C)	Τπειραματικές	Τυπολογισθείσες	Σχετικό Σφάλμα (%)
SH1	438.00	429.41	1.96
SH3	543.00	547.63	0.85
RH2	542.00	529.89	2.23
SH2	491.00	499.23	1.68
RH1	444.00	441.00	0.67
ECO	319.00	317.30	0.53

Πίνακας 5.1.11 Αποτελέσματα θερμοκρασιακών τιμών στην έξοδο των θερμικών εναλλακτών στην περίπτωση ολικού φορτίου με βελτίωση διαμερίσεων Ομοίως με τις προηγούμενες περιπτώσεις εισάγεται και σε αυτή την περίπτωση ο σταθμισμένος μέσος όρος των σχετικών σφαλμάτων για τη σύγκριση της προσέγγισης των πειραματικών δεδομένων από την αναπτυσσόμενη μοντελοποίηση μεταξύ αρχικού πλέγματος και των βελτιώσεων που εφαρμόστηκαν. Ισχύει ο πίνακας σύμφωνα με τη σχέση (5.1.1) :

	Τυπολογισθείσες (ο C)	Συντελεστής Βαρύτητας	Σταθμισμένα σχετικά σφάλματα (%)
SH1	429.41	0.16	0.30
SH3	547.63	0.20	0.17
RH2	529.89	0.19	0.43
SH2	499.23	0.18	0.30
RH1	441.00	0.16	0.11
ECO	317.30	0.11	0.06
Άθροισμα	2,764.46	1.00	1.37

Πίνακας 5.1.12 Σταθμισμένα σχετικά σφάλματα στην περίπτωση ολικού φορτίου με βελτίωση διαμερίσεων

Από τον παραπάνω πίνακα προκύπτει : \overline{x} = 1.37. Διαπιστώνεται πως η διαμέριση των προαναφερθέντων θερμικών εναλλακτών σε περισσότερους όγκους (macros) βελτιώνει αισθητά τα εκτιμώμενα αριθμητικά αποτελέσματα της μοντελοποίησης. Η μεγαλύτερη βελτίωση αφορά φυσικά τον ίδιο τον προθερμαντήρα νερού (ΕCO) στον οποίο πραγματοποιήθηκε βελτίωση της διακριτοποίησής του σε περισσότερους επιμέρους όγκους υπολογισμού, αλλά εξίσου σημαντική βελτίωση παρατηρείται και στην πρώτη βαθμίδα του αναθερμαντήρα (RH1). Τέλος και στην δεύτερη βαθμίδα του υπερθερμαντήρα (SH2) παρουσιάζεται αξιοσημείωτη μείωση του εκατοστιαίου ποσοστού σχετικού σφάλματος, το οποίο εν συγκρίσει με την αρχική περίπτωση διερεύνησης έχει μειωθεί στο μισό. Η εξήγηση των βελτιωμένων αποτελεσμάτων βασίζεται στην καλυτέρευση της προσέγγισης της ενεργειακής αποδοτικότητας του προθερμαντήρα νερού. Η μείωση της υπερεκτίμησης του ενεργειακού ποσου που συναλλάσσονται μέσω αυτού , βοήθησε μέσω ενεργειακής ισορροπίας και προσέγγισης των πραγματικών τιμών των καυσαερίων στην βελτίωση της πρόβλεψης των θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών του εργαζόμενου μέσου στην έξοδο άλλων εναλλακτών, και συγκεκριμένα στη πρώτη βαθμίδα του αναθερμαντήρα (RH1) και στην δεύτερη βαθμίδα του υπερθερμαντήρα (SH2). Επίσης διαπιστώνεται πως ο μόνος εναλλάκτης που παρουσιάζει σχετικά μεγάλη απόκλιση θερμοκρασιακής τιμής, διατηρώντας την ουσιαστικά αδιαφοροποίητη, είναι η δεύτερη βαθμίδα του αναθερμαντή. Το γεγονός αυτό τονίζει την υπόθεση πως η μοντελοποίηση δύο εγκάρσιων διελεύσεων εργαζόμενου μέσου σε μεγάλο όγκο υποεκτιμά την συναλλασσόμενη ενέργεια. Η λύση στο συγκεκριμένο πρόβλημα θα ήταν προφανώς η βελτίωση των διαμερίσεων και στο συγκεκριμένο εναλλάκτη. Εντούτοις η ύπαρξη μεγάλου αριθμού όγκων (macros) απαιτεί την ύπαρξη εξίσου μεγάλου αριθμού κελιών

του αριθμητικού πλέγματος. Αυτό συμβαίνει, διότι όπως έχει αναλυθεί στην ενότητα (2.2.3), προκειμένου να αποφευχθεί διαμόρφωση όγκου (macros) σε κάποιον εναλλάκτη χωρίς ύπαρξη αριθμητικού κελιού στο εσωτερικού του, υπάρχει μια αναλογία μεταξύ αυτών, η οποία μάλιστα έχει συντελεστή αναλογίας τον αριθμό των εγκάρσιων διελεύσεων του δευτερεύοντος ρευστού σε αυτό. Συνεπώς συνεχής διαμέριση των εναλλακτών απαιτεί ολοένα και πιο λεπτομερές αριθμητικό πλέγμα, κάτι το οποίο ωστόσο διαμορφώνει ένα μοντέλο μεγάλων υπολογιστικών απαιτήσεων.

Ωστόσο από το τελικό αποτέλεσμα του σταθμισμένου μέσου όρων των σχετικών σφαλμάτων από πίνακα 5.1.12 διαπιστώνεται πως περαιτέρω βελτίωση με λεπτομερέστερο αριθμητικό πλέγμα και αυξημένη απαίτηση υπολογιστικών πόρων θα ήταν περιττή, αφού ο σταθμισμένος μέσος όρος σχετικών σφαλμάτων είναι πολύ μικρός, περιορίζεται μόλις στο 1.37 % . Από τη σύγκριση με τα προηγούμενα αντίστοιχα αριθμητικά αποτελέσματα, είναι φανερή η βελτίωση της προσέγγισης της συνολικής συμπεριφοράς της μοντελοποίησης ως προς τα πειραματικά δεδομένα, αφού το οριζόμενο μέγεθος του σταθμισμένου μέσου όρου σχετικών σφαλμάτων μειώθηκε μέσω βελτίωσης των διαμερίσεων μια ποσοστιαία μονάδα.



Διάγραμμα 5.1.7 Ραβδόγραμμα αποτελεσμάτων θερμοκρασιακών τιμών στην έξοδο των θερμικών εναλλακτών στην περίπτωση βελτίωσης διαμερίσεων

Είναι πλέον και εποπτικά αποδεκτό πως όντως οι τιμές έχουν συγκλίνει ικανοποιητικά στο σύνολο των θερμικών εναλλακτών προς αυτές των πειραματικών τιμών. Εξαίρεση φυσικά αποτελεί κυρίως η δεύτερη βαθμίδα του αναθερμαντή. Στο σημείο αυτό θα παρατεθεί και το αντίστοιχο διάγραμμα Q – Τγια την εποπτεία της ενεργειακής συμπεριφοράς του συστήματος.

Κάτωθι δίνονται τα προκύπτοντα δεδομένα σε πίνακες για την κατάστρωση των διαγραμμάτων Q-T για την περίπτωση των πειραματικών δεδομένων και για την περίπτωση αριθμητικής επίλυσης πλήρους φορτίου και με την βελτίωση των διαμερίσεων.Ο απαραίτητος πίνακας δεδομένων για την κατάστρωση του συγκεκριμένου διαγράμματος έχει την ακόλουθη μορφή:

	Τυπολογισθείσες (ο C)	Συναλλασσόμενη Θερμότητα Q (MW)
EVAP	418	345.28
SH1	429.4053	20.70
SH3	547.6285	67.79
RH2	529.8946	53.04
SH2	499.2317	95.16
RH1	441.003	77.05
ECO	317.2978	69.40
	Σύνολο	728.41

Πίνακας 5.1.13 Υπολογισθείσες τιμές συναλλασσόμενης θερμότητας με βελτίωση διαμερίσεων



Διάγραμμα 5.1.8 Q – Τ Υπολογισμένων τιμών με βελτίωση διαμερίσεων

Από το συγκεκριμένο διάγραμμα γίνεται αντιληπτή εποπτικά η σαφέστατη βελτίωση της προσέγγισης των χαρακτηριστικών του συστήματος στις πειραματικές τιμές. Τα ευθύγραμμα τμήματα που αντιστοιχούν στις δύο περιπτώσεις (πείραμα, μοντελοποίηση) για κάθε εναλλάκτη διαπιστώνεται πως έχουν μήκος προβολής στον άξονα των x με μικρή διαφορά. Η μικρή αυτή απόκλιση αντικατοπτρίζει την ικανοποιητική προσέγγιση στην τιμή συναλλασσόμενης θερμότητας μεταξύ πειραματικής τιμής και υπολογιστικών αποτελεσμάτων. Ομοίως και για την προσέγγιση στο μήκος της προβολής στον άξονα των y, αντικατοπτρίζοντας τώρα ωστόσο την ισοδύναμη θερμοκρασιακή διαφορά. Εντούτοις παρατηρείται πως η συνολικά συναλλασσόμενη θερμότητα είναι μικρότερη από την πειραματικά υπολογισθείσα και μικρότερη και από τις δύο προαναφερθείσες περιπτώσεις. Αυτό συμβαίνει διότι οι υπερεκτιμήσεις των προηγούμενων περιπτώσεων έχουν πλέον απαλειφεί και οι υποεκτιμήσεις ή η ακριβείς προσεγγίσεις των θερμορροών στους υπόλοιπους εναλλάκτες επηρεάζουν το τελικό αποτέλεσμα. Ωστόσο το εκατοστιαίο σχετικό σφάλμα στο μέγεθος της συνολικής συναλλασσόμενης θερμότητας μεταξύ πραγματικής τιμής και υπολογισθείσας είναι της τάξης του 4% και επομένως είναι αρκούντως ικανοποιητικό. Παράλληλα πλέον υπάρχει ικανοποιητική προσέγγιση και των επιμέρους θερμορροών των εναλλακτών. Η καλή προσέγγιση της πραγματικότητας μπορεί να γίνει αντιληπτή και από το διάγραμμα της διαφοροποίησης της θερμοκρασιακής τιμής των καυσαερίων καθ ' ύψος. Ακολουθεί το αντίστοιχο διάγραμμα.



Διάγραμμα 5.1.9 Μεταβολή θερμοκρασίας καυσαερίων

Τέλος παρατίθενται οι απώλειες του λέβητα.

Απώλειες Θερμότητος	Q (MW)
ECO (1)	0.68
ECO (2)	1.01
ECO (3)	1.01
RH1	5.35
RH2	6.14
SH1	3.86
SH2	6.12
SH3	5.10
Σύνολο	29.27

Πίνακας 5.1.14 Απώλειες θερμότητος πλευρικών τοιχωμάτων στην περίπτωση βελτιωμένων διαμερίσεων

Οι απώλειες εμφανίζονται κατά 2MW αυξημένες συγκριτικά με την προηγούμενη περίπτωση ενώ ο αντίστοιχος συντελεστής απόδοσης είναι ίσος με:

 $\eta_F=$ 0.79 ή 79%

5.2) Περίπτωση μερικού φορτίου

5.2.1) Αρχικό πλέγμα

Στην παρούσα ενότητα παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της συνολικής υπολογιστικής προσομοίωσης του λέβητα στην περίπτωση του μερικού φορτίου, στην περίπτωση δηλαδή συνολικής παραγόμενης ηλεκτρικής ισχύος ίσης με P_e = 297 MW. Πέραν της παρουσίασης των αριθμητικών αποτελεσμάτων προσφέρεται πλήρης αξιολόγηση αυτών και αιτιολόγηση τους. Οι προκύπτουσες αριθμητικές τιμές δίνονται στον ακόλουθο πίνακα:

Πειραματικές και Υπολογισθείσες Τιμές Θερμοκρασιών Μερικού Φορτίου				
Τιμές σε Celsious (α	Τπειραματικές	Τυπολογισθείσες	Σχετικό Σφάλμα (%)	
SH1	449.00	448.08	0.20	
SH3	543.00	544.06	0.19	
RH2	542.00	553.11	2.05	
SH2	513.00	517.12	0.80	
RH1	429.38	436.74	1.71	
ECO	319.00	335.95	5.31	

Πίνακας 5.2.1 Αποτελέσματα θερμοκρασιακών τιμών στην έξοδο των θερμικών εναλλακτών στην περίπτωση μερικού φορτίου

Τα αποτελέσματα των θερμοκρασιακών τιμών μετά την αριθμητική μοντελοποίηση κρίνονται με βάση το σχετικό τους σφάλμα άκρως ικανοποιητικά. Όλες οι προκύπτουσες αριθμητικές

τιμές, εξαιρουμένης της περίπτωσης του προθερμαντήρα νερού, συγκριτικά με τις αντίστοιχες πειραματικές, παρουσιάζουν σχετικό σφάλμα μικρότερο ή ίσο του 2%. Μεγαλύτερη απόκλιση παρουσιάζεται στην πρώτη βαθμίδα αναθερμαντήρα (RH1) όπου το σχετικό σφάλμα λαμβάνει την μέγιστη τιμή της τάξης του 2%. Μικρότερη αντίστοιχα απόκλιση παρουσιάζεται στην πρώτη και τρίτη βαθμίδα του υπερθερμαντήρα (SH1, SH3) όπου το σχετικό σφάλμα περιορίζεται στο 0.2%. Διαπιστώνεται λοιπόν πως η υπολογιστική προσομοίωση αυτής της περίπτωσης πλησιάζει άκρως ικανοποιητικά τα πειραματικά δεδομένα ακόμα και στην περίπτωση του υπερθερμαντήρα SH1, με ωστόσο υπερεκτίμηση των αποτελεσμάτων συγκριτικά με τα πειραματικά. Το γεγονός των υπερεκτιμήσεων που διαπιστώνονται στις επόμενες βαθμίδες θερμικών εναλλακτών εκτός του SH1 και στην προσέγγιση της ενεργειακής συμπεριφοράς του τελευταίου, αντίθετα με την υποεκτίμηση που διαπιστωνόταν στην περίπτωση του ολικού φορτίου, μπορεί να αιτιολογηθεί από το γεγονός ότι στην πινακοειδής μορφής εισαγωγή δεδομένων (Heat transfer data) και στις θερμοκρασίες αναφοράς των καυσαερίων – πρωτεύοντος ρευστού έχουν ληφθεί υπ' όψιν τα πειραματικά δεδομένα που αναφέρονται στο ολικό φορτίο. Η ύπαρξη μόλις ενός συνόλου τέτοιων τιμών που αναφέρονται σε μια μόνο συγκεκριμένη περίπτωση καθώς και οι θερμοκρασίες αναφοράς έχουν επίπτωση στην προσέγγιση της πραγματικότητας από το υπολογιστικό μοντέλο, με αποτέλεσμα να υπερεκτιμάται η συναλλαγή θερμότητας. Σε μορφή διαγράμματος ισχύει:



Διάγραμμα 5.2.1. Ραβδόγραμμα αποτελεσμάτων θερμοκρασιακών τιμών στην έξοδο των θερμικών εναλλακτών στην περίπτωση μερικού φορτίου

	Τυπολογισθείσες (ο C)	Συντελεστής Βαρύτητας	Σταθμισμένα σχετικά σφάλματα (%)
SH1	448.08	0.16	0.03
SH3	544.06	0.19	0.04
RH2	553.11	0.20	0.40
SH2	517.12	0.18	0.15
RH1	436.74	0.15	0.26
ECO	335.95	0.12	0.63
Άθοοισμα	2 835 06	1 00	1 51

Όπως και στην ακριβώς προηγούμενη ενότητα εισάγεται και το μέγεθος του σταθμισμένου μέσου των σχετικών σφαλμάτων. Σύμφωνα με την εξίσωση (5.1.1) προκύπτει ο πίνακας:

Πίνακας 5.2.2 Σταθμισμένα σχετικά σφάλματα στην περίπτωση μερικού φορτίου

Από τον πίνακα (5.2.2) διαπιστώνεται η πολύ καλή συνολική προσέγγιση της μοντελοποίησης προς τα πειραματικά δεδομένα, αφού ο σταθμισμένος μέσος όρος των σχετικών σφαλμάτων περιορίζεται στο 1.51%. Από το διάγραμμα (5.2.1) διαπιστώνεται επίσης και εποπτικά η πολύ καλή προσέγγιση του μοντέλου στην περίπτωση του μερικού φορτίου όσον αφορά τις θερμοκρασιακές τιμές εξόδου από κάθε θερμικό εναλλάκτη ιδίως σε αυτούς που γειτνιάζουν της διατομής εισόδου του τμήματος συναγωγής. Από την άλλη πλευρά ο προθερμαντήρας, για τους λόγους που επίσης έχουν αναλυθεί, και σε αυτή την περίπτωση υπερεκτιμά την συναλλασσόμενη ενέργεια. Ωστόσο οι θερμοκρασίες εξόδου από κάθε εναλλάκτη ξίναι αναγκαία η εποπτεία της ενεργειακής συμπεριφοράς του συστήματος με την κατάστρωση του διαγράμματος θερμότητας – θερμοκρασιών (Q–T). Κάτωθι δίνονται τα προκύπτοντα δεδομένα σε πίνακες για την κατάστρωση των διαγραμμάτων Q–T για την περίπτωση των πειραματικών δεδομένω και για την περίπτωση αριθμητικής επίλυσης μερικού φορτίου.

Συναλλασσόμενη Θερμότητα Σε Περίπτωση Μερικού Φορτίου				
Πειραματικές	Θερμοκρασιακές Τιμές (ο C) Qexch (MW)			
EVAP	431.00	300.54		
SH1	449.00	23.78		
SH3	543.00	65.13		
RH2	542.00	57.80		
SH2	513.00	73.17		
RH1	429.38	67.70		
ECO	319.00	55.68		
	Σύνολο	643.81		

Οι προαναφερθέντες πίνακες δίνονται κάτωθι:

Πίνακας 5.2.3 Πειραματικές τιμές συναλλασσόμενης θερμότητας μερικού φορτίου

Συναλλασσόμενη Θερμότητα Σε Περίπτωση Μερικού Φορτίου			
Υπολογισθείσες	Θερμοκρασιακές Τιμές (ο C)	Qexch (MW)	
EVAP	431.00	276.20	
SH1	448.08	20.88	
SH3	544.06	65.66	
RH2	553.11	63.11	
SH2	517.12	77.56	
RH1	436.74	74.00	
ECO	335.95	75.00	
	Σύνολο	652.41	

Πίνακας 5.2.4 Υπολογισμένες τιμές συναλλασσόμενης θερμότητας μερικού φορτίου

Για καλύτερη εποπτεία των αποτελεσμάτων παρατίθεται και το διάγραμμα σύγκρισης μεταξύ πειραματικών και προκύπτοντων τιμών.



Διάγραμμα 5.2.2 Q-T σύγκρισης μερικού φορτίου

Από το παραπάνω διάγραμμα σύγκρισης διαπιστώνεται πως η αριθμητική προσομοίωση υπερεκτιμά την συνολική συναλλασσόμενη θερμότητα,λόγω της συνολικής υπερεκτίμησης των

ποσών ενέργειας που συναλλάσσονται στους επιμέρους εναλλάκτες. Ωστόσο, η συγκεκριμένη αυτή απόκλιση παρουσιάζει μικρό σχετικό σφάλμα ως προς την αντίστοιχη πειραματική. Ποσοστιαία η μεγαλύτερη απόκλιση παρουσιάζεται στον προθερμαντήρα νερού, γεγονός το οποίο επαναλήφθηκε και στις προηγούμενες μελετούμενες περιπτώσεις. Η υπερεκτίμηση αυτή τόσο στο ποσό συναλλασσόμενης θερμότητας όσο και στη θερμοκρασιακή τιμή εξόδου από τον εναλλάκτη υπερβαίνει αρκετά τις αντίστοιχες επιθυμητές και για το λόγο αυτό επιδέχεται διερεύνηση για τα αποτελέσματα της διόρθωσης των διαμερίσεων.

Η διαφοροποίηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων καθ' ύψος φαίνεται στον ακόλουθο διάγραμμα:



Διάγραμμα 5.2.3 Διαφοροποίηση θερμοκρασίας καθ' ύψος

Από το άνωθι διάγραμμα διαπιστώνεται η μεγαλύτερη απόκλιση μεταξύ πειραματικών και υπολογισθέντων τιμών στην περιοχή του προθερμαντήρα νερού, γεγονός το οποίο εξηγείται από την υπερεκτίμηση της συναλλασσόμενης θερμότητας που υπολογίζεται, συγκριτικά με την αντίστοιχη πειραματική τόσο στον ΕCO όσο και στους θερμικούς εναλλάκτες που βρίσκονται ανάντι αυτού.

5.2.2) Περίπτωση μερικού φορτίου με βελτίωση διαμερίσεων

Στην περίπτωση αυτή, όπως είχε πραγματοποιηθεί και στην αντίστοιχη υποενότητα της περίπτωσης του ολικού φορτίου, επιλέχθηκε η διαίρεση του προθερμαντήρα νερού (ECO) σε περισσότερες διαμερίσεις όγκου υπολογισμού (macros) με διπλασιασμό των διαμερίσεων στην κατεύθυνση της ροής του εργαζόμενου μέσου. Προκύπτει ο πίνακας:

Πειραματικές και Υπολογισθείσες Τιμές Θερμοκρασιών Μερικού Φορτίου				
Τιμές σε Celsious (o C)	Τπειραματικές Τυπολογισθείσες		Σχετικό Σφάλμα (%)	
SH1	449.00	448.08	0.20	
SH3	543.00	543.99	0.18	
RH2	542.00	533.63	1.54	
SH2	513.00	523.76	2.10	
RH1	429.38	434.04	1.09	
ECO	319.00	310.62	2.63	

Πίνακας 5.2.5 Αποτελέσματα θερμοκρασιακών τιμών στην έξοδο των θερμικών εναλλακτών στην περίπτωση μερικού φορτίου με βελτίωση διαμερίσεων

Από τα άνωθι αποτελέσματα γίνεται αντιληπτή η βελτίωση της προσέγγισης του προθερμαντήρα νερού ως προς το ποσοστό του σχετικού σφάλματος με μείωσή του κατα τρεις εκατοστιαίες μονάδες. Παρουσιάζεται ωστόσο η επανεμφάνιση της επιρροής της αντίληψης της γεωμετρικής διαμόρφωσης από το μοντέλο, καθώς η δεύτερη βαθμίδα του υπερθερμαντήρα απρουσιάζει υπερεκτίμηση της συναλλασσόμενης θερμότητας συγκριτικά με τα πειραματικά δεδομένα, ενώ η δεύτερη βαθμίδα υποεκτίμηση αυτής. Ωστόσο τα σφάλματα είναι μέσα στα στατιστικώς αποδεκτά. Στο σημείο αυτό όπως και στις προηγούμενες περιπτώσεις εξετάζεται ο σταθμισμένος μέσος όρος των σχετικών σφαλμάτων. Ακολουθεί ο πίνακας:

	Τυπολογισθείσες (ο C)	Συντελεστής Βαρύτητας	Σταθμισμένα σχετικά σφάλματα (%)
SH1	448.08	0.16	0.03
SH3	543.99	0.19	0.04
RH2	533.63	0.19	0.29
SH2	523.76	0.19	0.39
RH1	434.04	0.16	0.17
ECO	310.62	0.11	0.29
Άθροισμα	2,794.12	1.00	1.22

Πίνακας 5.2.6 Σταθμισμένα σχετικά σφάλματα στην περίπτωση μερικού φορτίου με βελτίωση διαμερίσεων Η μοντελοποίηση της περίπτωσης μερικού φορτίου με βελτίωση διαμερίσεων διαπιστώνεται πως έχει άκρως ικανοποιητική προσέγγιση, αφού ο σταθμισμένος μέσος όρος των σχετικών σφαλμάτων περιορίζεται μόνο στο 1.22 %. Το ραβδόγραμμα αυτής της περίπτωσης δίνεται κάτωθι:



Διάγραμμα 5.2.4 Ραβδόγραμμα αποτελεσμάτων θερμοκρασιακών τιμών στην έξοδο των θερμικών εναλλακτών στην περίπτωση μερικού φορτίου με βελτίωση διαμερίσεων

Ο αντίστοιχος πίνακας για τα δεδομένα Q- Τ έχει την ακόλουθη μορφή:

Συναλλασσόμενη Θερμότητα Σε Περίπτωση Μερικού Φορτίου			
Υπολογισθείσες	Θερμοκρασιακές Τιμές (ο C)	Qexch (MW)	
EVAP	431.00	307.04	
SH1	448.08	20.88	
SH3	543.99	65.62	
RH2	533.21	53.58	
SH2	522.37	81.75	
RH1	432.94	70.00	
ECO	310.56	46.40	
	Σύνολο	645.27	

Πίνακας 5.2.7 Υπολογισμένες τιμές συναλλασσόμενης θερμότητας μερικού φορτίου με βελτίωση διαμερίσεων



Και για καλύτερα εποπτεία παρέχεται το αντίστοιχο διάγραμμα σύγκρισης:

Διάγραμμα 5.2.5 Q-T σύγκρισης μερικού φορτίου με βελτίωση διαμερίσεων

Και από το παραπάνω διάγραμμα διαπιστώνεται η πολύ καλή προσέγγιση της συνολικά συναλλασσόμενης θερμότητας στην περίπτωση του μερικού φορτίου με τη βελτίωση των διαμερίσεων. Η προσέγγιση είναι άκρως ικανοποιητική και για τη συναλλασσόμενη θερμότητα και στις επιμέρους βαθμίδες των θερμικών εναλλακτών. Τέλος παρατίθεται το αντίστοιχο διάγραμμα για την μεταβολή της θερμοκρασίας των καυσαερίων καθ' ύψος.



Διάγραμμα 5.2.6 Διαφοροποίηση θερμοκρασίας καθ' ύψος

Διαπιστώνεται η πολύ καλή προσέγγιση και της μεταβολής των θερμοκρασιών τιμών των καυσαερίων καθ' ύψος, καθώς οι δύο καμπύλες, οι πειραματικές και οι υπολογισθείσες στο παραπάνω διάγραμμα σχεδόν ταυτίζονται.

Κεφάλαιο 6°

Συμπεράσματα - Μελλοντική εργασία

<u>6.1)Συμπεράσματα</u>

Στην παρούσα εργασία καταβλήθηκε προσπάθεια μοντελοποίησης του τμήματος της εστίας και των τμημάτων συναλλαγής θερμότητας λιγνιτικού λέβητα του Α.Η.Σ. Μελίτης. Η εφαρμοζόμενη συνολική μοντελοποίηση πραγματοποιήθηκε με τη χρήση μεθόδου υπολογιστικής ρευστοδυναμικής και εφαρμόστηκε για δύο περιπτώσεις. Η πρώτη περίπτωση αφορούσε λειτουργία σε πλήρες φορτίο και η δεύτερη αφορούσε την περίπτωση λειτουργίας της μονάδας σε μερικό φορτίο. Παράλληλα, προκειμένου να επιτευχθεί καλύτερη προσέγγιση προς τα πειραματικά δεδομένα, εξετάστηκε η επίδραση που έχει στα αποτελέσματα η διαμέριση του χώρου τόσο με βάση το αριθμητικό πλέγμα όσο και με βάση τους υπολογιστικούς όγκους του μοντέλου.

Από τα αριθμητικά αποτελέσματα που προέκυψαν και για τις δύο προαναφερθείσες περιπτώσεις, δύναται να εξαχθεί το συμπέρασμα πως η μοντελοποίηση ενός λέβητα με τη χρήση του συγκεκριμένου υπολογιστικού μοντέλου είναι δυνατή και μάλιστα επιτυγχάνεται με ικανοποιητική ακρίβεια συγκρινόμενη με τα πειραματικά δεδομένα. Συγκεκριμένα, και στις δύο μελετούμενες περιπτώσεις, το σχετικό σφάλμα μεταξύ αριθμητικών και πειραματικών τιμών για τα ενδιαφερόμενα μεγέθη περιορίστηκε σε αποδεκτά επίπεδα και συγκεκριμένα σε εκατοστιαίο ποσοστό περιορίστηκε κάτω του 5%. Είναι σημαντικό να τονιστεί επιπρόσθετα πως η συγκεκριμένη προσέγγιση μοντελοποίησης πραγματοποιήθηκε με απλούστευση της γεωμετρικής διαμόρφωσης, παραμελώντας το πλήθος των λεπτομερειών στο επίπεδο των σωληνώσεων.

Παρά τις αρχικές λύσεις, οι οποίες θα μπορούσαν να ληφθούν ως τελικές, λόγω των μικρών σε αριθμητική τιμή προκύπτοντων σχετικών σφαλμάτων των θερμοκρασιακών τιμών και λόγω του μικρού σταθμισμένου μέσου όρου αυτών, πραγματοποιείται μια διερεύνηση για την επίπτωση της βελτίωσης του πλέγματος και των διαμερίσεων των θερμικών εναλλακτών στην προσέγγιση των πειραματικών τιμών. Συνεπώς, πέραν από την αποδεκτή μοντελοποίηση με κριτήριο τα προκύπτοντα αποτελέσματα, πραγματοποιείται και διερεύνηση της βελτίωσης αυτών για όσο το δυνατόν καλύτερη προσέγγιση των πειραματικών δεδομένων. Αποδείχθηκε πως η βελτιστοποίηση των αποτελεσμάτων της αριθμητικής μοντελοποίησης ήταν δυνατή και επιτυγχανόταν με δύο μεθόδους. Η πρώτη αφορούσε την βελτίωση της ποιότητας του αριθμητικού πλέγματος ενώ η δεύτερη αφορούσε τη βελτίωση της διάμερισης των θερμικών εναλλακτών από τους όγκους υπολογισμού (macros). Προφανώς η δεύτερη μέθοδος για την πραγμάτωσή της απαιτεί την ύπαρξη ενός αριθμητικού πλέγματος βελτιωμένου, συνεπώς είναι συνέχεια της πρώτης μεθόδου βελτιστοποίησης.

Όσον αφορά τους θερμικούς εναλλάκτες διαπιστώθηκαν δύο διαφορετικές συμπεριφορές ως προς τη συναλλασσόμενη θερμότητα που υπολογίζεται. Στην περίπτωση του ολικού φορτίου υπάρχει δυσκολία προσέγγισης των πειραματικών τιμών ,αφού εισάγεται μονάχα ένα ζεύγος πειραματικών τιμών παροχών μάζας ρευστών και συναλλασσόμενης θερμότητας με αποτέλεσμα να επηρεάζει τα αποτελέσματα η αντίληψη του μοντέλου για τη γεωμετρική διαμόρφωση των θερμικών εναλλακτών . Συγκεκριμένα, με την ύπαρξη ενός ζεύγους παροχών μάζας – συναλλασσόμενης θερμότητας στο ολικό φορτίο, το χρησιμοποιηθέν μοντέλο υπερεκτιμά τη συναλλασσόμενη θερμότητας στο ολικό φορτίο, το χρησιμοποιηθέν μοντέλο υπερεκτιμά τη συναλλασσόμενη θερμότητας στο ολικό του εραιματικά την συναλλασσόμενη θερμότητας στο ολικό φορτίο, το χρησιμοποιηθέν μοντέλο υπερεκτιμά τη συναλλασσόμενη θερμότητας στο ολικό πορετίθεται υποεκτιμά την συναλλασσόμενη θερμότητας στο ολικό φορτίο, το χρησιμοποιηθέν μοντέλο υπερεκτιμά τη συναλλασσόμενη σε μικρότερο αριθμό εγκάρσιων περασμάτων σε μεγάλο χώρο, λόγω μάλιστα και ενεργειακής ισορροπίας του συστήματος. Με τη διόρθωση του αριθμητικού πλέγματος και των διαμερίσεων των θερμικών εναλλακτών επιτυγχάνεται σαφέστατα καλύτερη προσέγγιση της συναλλασσόμενης θερμότητος ως προς την πειραματική τιμή για κάθε θερμικό εναλλάκτη. Συνεπώς η επιρροή της προαναφερθείσας συνιστώσας περιορίζεται.

Από την άλλη πλευρά, για την ίδια συμπεριφορά ως προς το μερικό φορτίο, διαπιστώθηκε πολύ καλύτερη προσέγγιση της ολικά συναλλασσόμενης θερμότητας, λόγω τώρα του γεγονότος ότι τα δοθέντα στοιχεία στην πινακοειδούς μορφής εισαγωγή δεδομένων για την παροχή των ρευστών (καυσαερίου – εργαζόμενου μέσου) και συναλλασσόμενης ενέργειας (heat transfer data) σε κάθε εναλλάκτη, αφορούσαν την περίπτωση του ολικού φορτίου. Με τη βελτίωση του αριθμητικού πλέγματος και των διαμερίσεων των θερμικών εναλλακτών επιβεβαιώθηκε και στο μερικό φορτίο η επιρροή της γεωμετρικής διαμόρφωσης στην υπολογιζόμενη συναλλασσόμενη θερμότητα. Συγκεκριμένα και σε αυτή την περίπτωση, παρουσιάστηκε υπερεκτίμηση της υπολογιζόμενης θερμότητας σε θερμικούς εναλλάκτες μεγάλου αριθμού εγκάρσιων διελεύσεων και υποεκτίμηση στους θερμικούς εναλλάκτες που παρουσιάζουν δομή λιγότερων εγκάρσιων περασμάτων εργαζόμενου μέσου σε μεγάλο χώρο. Ωστόσο η επιρροή αυτή ήταν ανευ στατιστικής σημασίας και η ολικά υπολογιζόμενη μεταφορά θερμότητας ήταν πολύ κοντά στην πειραματικά υπολογισθείσα.

Η πολύ καλή αρχική προσέγγιση των πειραματικών δεδομένων οδηγεί στο συμπέρασμα πως υπάρχει δυνατότητα ικανοποιητικής μοντελοποίησης της λιγνιτικής μονάδας με διαμόρφωση ενός ικανοποιητικού σε πυκνότητα πλέγματος, χωρίς την ανάγκη υπερβολικής βελτίωσής του. Η πραγματικότητα αυτή περιορίζει τους υπολογιστικούς πόρους που απαιτούνται καθώς και τον απαιτούμενο υπολογιστικό χρόνο.

6.2) Μελλοντική Εργασία

Το πεδίο έρευνας της συνολικής μοντελοποίησης του λέβητα ενός λιγνιτικού σταθμού επιδέχεται επιπρόσθετη διερεύνηση προκειμένου να διαμορφωθεί μια πληρέστερη εικόνα για τις δυνατότητες της μοντελοποίησης και για τα προκύπτοντα αποτελέσματα. Σημαντική είναι η πραγματοποίηση μοντελοποίησης του τμήματος συναγωγής του λέβητα με πλήρη διαμόρφωση των γεωμετριών των σωληνώσεων. Μια τέτοια προσπάθεια θα απαιτούσε μεγαλύτερους υπολογιστικούς πόρους και μεγαλύτερο απαιτούμενο χρονικό διάστημα υπολογισμού, λόγω της πολυπλοκότητας της γεωμετρικής δομής και λόγω των λεπτομερειών που θα έπρεπε να καλύψει το αριθμητικό πλέγμα. Εντούτοις τα αποτελέσματα θα ήταν χρήσιμο να συγκριθούν με τα αποτελέσματα της συγκεκριμένης μοντελοποίησης που δε

Επιπρόσθετα, σημαντική θεωρείται η εξακρίβωση του τρόπου της επιθυμητής διαμέρισης ενός θερμικού εναλλάκτη από υπολογιζόμενους όγκους (macros) και η επίπτωση που η διάμεριση αυτή έχει ως προς τα τελικά αποτελέσματα. Με τον τρόπο αυτό αποδεικνύεται η αναγκαιότητα ή όχι μιας πολύπλοκης και πυκνής διαμέρισης των εναλλακτών, που με τη σειρά της απαιτεί την ύπαρξη λεπτομερέστατου πλέγματος και συνεπώς αυξημένων υπολογιστικών πόρων.

Σημαντική κρίνεται και η συνέχιση της μοντελοποίησης της συγκεκριμένης εργασίας με τη χρήση περισσότερων δεδομένων πινακοειδούς μορφής που συνδέει τις παροχές των ρευστών με τη συναλλασσόμενη θερμότητα που επιτυγχάνεται. Με αυτό τον τρόπο θα διαπιστωθεί πληρέστερα η βελτίωση των αριθμητικών αποτελεσμάτων και για περιπτώσεις ολικού και για περιπτώσεις μερικού φορτίου, αφού προσεγγίζεται καλύτερα η τμηματικά γραμμική καμπύλη που συνδέει το μέγεθος της αποτελεσματικότητας ενός εναλλάκτη με το μέγεθος NTU.

Τέλος η σημασία της παρούσας εργασίας διαπιστώνεται στις δυνατές εφαρμογές που μπορούν να αναπτυχθούν μέσω αυτής. Με την παρούσα μοντελοποίηση λοιπόν μπορεί να επιτευχθεί πρόλεξη της συμπεριφοράς του λέβητα σε περίπτωση μερικών φορτίων, σε περιπτώσεις διαφοροποιημένης ποιότητας του χρησιμοποιηθέντος καυσίμου, καθώς και σε περιπτώσεις χρήσης καυσίμων υποστήριξης και υποκατάστασης.

ПАРАРТНМА

Στο παρόν κεφάλαιο παρατίθεται γραφικά το περιβάλλον του υπό χρησιμοποιηθέντος μοντέλου με κατάλληλη επεξήγηση των πεδίων. Η πρώτη λοιπόν παρατιθέμενη εικόνα δίνεται κάτωθι:

	🖴 Macro Heat Exchanger Group 🛛 🔀	
	Name hxg-2	Πεδίο Α
Πεδίο Β	Fluid Zones E HX Groups	
Πεδίο Δ	Model Data Geometry Auxiliary Fluid Supplementary Auxiliary Fluid Stream Primary Fluid Flow Direction Connectivity Width Height O Depth Downstream	Πεδίο Γ
Πεδίο Ζ	Heat Transfer Model ntu-model Core Porosity Model default-model Heat Exchanger Performance Data	Πεδίο Ε
	Heat Transfer Data Reference Inlet Temperature Auxiliary Fluid Temperature (k) Primary Fluid Temperature (k) 0	
	Create Delete Replace Set Close Help	

Π.1.1. Περιβάλλον λογισμικού εργαλείου

Στο πεδίο Β παρουσιάζονται δύο λίστες. Η αριστερή λίστα ονομάζεται fluid zones και περιλαμβάνει τις ζώνες ρευστού που έχουν εισαχθεί ήδη από τη διαδικασία προεπεξεργασίας. Ως ζώνες ρευστού ορίζονται όγκοι ή επιφάνειες διαμορφωμένες από το χρήστη και οριζόμενες πως καταλαμβάνονται από ρευστό. Κάποιες από τις προαναφερθείσες ζώνες ρευστού αποτελούν τους θερμικούς εναλλάκτες, οπότε όταν επιλέγονται από το χρήστη εισάγονται στην δεξιά λίστα, η οποία καλείται HX Groups. Στο πεδίο Α δίνεται το όνομα στον εκάστοτε επιλεγμένο εναλλάκτη.Το πεδίο Γ ενεργοποιείται μόνο στην περίπτωση που έχουμε ομάδες θερμικών εναλλακτών που συνδέονται μεταξύ τους χωρίς την παρεμβολή ενδιάμεσης ψύξης. Η προυπόθεση αυτή ικανοποιείται για τη δεδομένη περίπτωση στις τρεις βαθμίδες του προθερμαντήρα νερού (ECO). Συνεπώς για τους τρεις αυτούς θερμικούς εναλλάκτες χρησιμοποιείται η επιλογή connectivity. Οι επιλογές upstream και downstream ορίζουν τη διαδοχή των θερμικών εναλλακτών με αναφορά τη ροή του δευτερεύοντος ρευστού. Στο πεδίο Ε εισάγεται το χρησιμοποιηθέν μοντέλο για την προσέγγιση των απωλειών πίεσης όπως αυτά έχουν αναλυθεί διεξοδικά στην υποενότητα (2.2.2.1^α). Στο πεδίο Ζ εισάγονται οι θερμοκρασίες εισόδου που χρησιμοποιούνται ως αναφορά για το πρωτεύον και το δευτερεύον ρευστό. Επίσης υπάρχει το πεδίο του Heat Transfer Data όπου εισάγονται σε μορφή πίνακα τα ζεύγη παροχή μάζας πρωτεύοντος / παροχή μάζας δευτερεύοντος ρευστού και η επιτυγχανόμενη συναλλασσόμενη θερμότητα όπως φαίνεται ακολούθως:

💶 Heat Transfer Data Table 🛛 🛛 🛛			
3 🕒 Number of Auxiliary Fluid Flow Rates			
6 Number of Primary Fluid Flow Rates			
Auxiliary Fluid Flow Rate (kg/s)			
	2.5354	3.1693	3.8031
Primary Fluid Flow Rate (kg/s)	Heat Transfer (w)		
0.567	26186.5	26369.4	26494.2
0.945	40890.5	41354.7	41676.5
1.512	56176.5	57127.8	57792.4
2.268	70569.2	72142.9	73249
3.024	81529.4	83676.5	85195.8
3.78	90792.8	93500.8	95428
OK Read Write Cancel Help			

Π.1.2. Πινακοποίηση Δεδομένων για Heat Transfer Data

Τα επόμενα πεδία του χρησιμοποιηθέντος λογισμικού αναφέρονται στα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των θερμικών εναλλακτών. Η μορφή των προαναφερθέντων πεδίων έχει ως εξής:

	🖪 Macro Heat Exchanger Group	
	Name hxg-2	
	Fluid Zones	
	air hx-air	Πεδίο Α Διαμόρφωση Macros
	Model Data Geometry Auxiliary Fluid Supplementary Auxiliary Fluid Stream	_
	Width (m) 0 Number of Passes 2 A	
	Height (m) 0 Number of Rows/Pass 5	
Πεδίο Β	Depth (m) 0 Number of Columns/Pass 1 View Passes Draw Mesh	
Διεύθυνση ροής δευτερεύοντος	Update from Plane Tool	
ρευστού	Auxiliary Fluid Inlet Direction Pass-to-Pass Direction	
	Y O Y 1	Πεδίο Γ
		Διεύθυνση ροής δευτερεύοντος
		ρευστού μεταξύ δύο διαδοχικών
		εγκάρσιων περασμάτων
	Create Delete Replace Set Close Help	

Π.1.3. Εισαγωγή Γεωμετρικών Χαρακτηριστικών

Στην παραπάνω φόρμουλα παρουσιάζονται τρία πεδία. Στο πρώτο πεδίο, στο πεδίο Α, εισάγονται οι βασικοί παράμετροι για τη διαμόρφωση των macros. Οι παράμετροι αυτοί συνίστανται από τον προσδιορισμό του αριθμού των εγκάρσιων περασμάτων του δευτερεύοντος ρευστού για τον επιλεγμένο θερμικό εναλλάκτη και τον προσδιορισμό των επιλεγμένων διαμερίσεων αυτού ως προς τις διαστάσεις της ροής των καυσαερίων και του δευτερεύοντος ρευστού, όπως αυτά έχουν οριστεί σε προηγούμενη υποενότητα. Στο πεδίο Β εισάγεται μοναδιαίο διάνυσμα για τον ορισμό της διεύθυνσης της ροής του δευτερεύοντος ροης τις διαστού, ενώ στο πεδίο Γ εισάγεται μοναδιαίο διάνυσμα για τον ορισμό τως τον ορισμό της διεύθυνσης της ροής του δευτερεύοντος ρευστού μεταξύ διαδοχικών εγκάρσιων περασμάτων.

Η τελευταία σχηματική απεικόνιση της φόρμουλας για το χρησιμοποιηθέν μοντέλο έχει την ακόλουθη μορφή:

Macro Heat Exchanger Group		
Name hxg-2		
Fluid Zones	Groups	
air hx-air	air	
Model Data Geometry Auxiliary Fluid Suppleme	itary Auxiliary Fluid Stream	Πεδίο Α
Properties Method c	onstant-specific-heat	
Specific Heat (j/kg-kj	4000	
Auxiliary Fluid Flow Rate (kg/s)	constant V Edit.	
Initial Temperature (k)	constant Cedit.	
Inlet Pressure (pascal)	constant V Edit.	
Inlet Quality	0	
Pressure Drop (pasca)	0	
Create Delete Replace S	et Close Help	

Π.1.4. Χαρακτηριστικά Δευτερεύοντος Ρευστού

Στα συγκεκριμένα πεδία (Α,Β,Γ) εισάγονται διαδοχικά οι τιμές για την ειδική ενθαλπία του δευτερεύοντος ρευστού, είτε σε μορφή σταθερής τιμής είτε με συναρτησιακή σχέση οριζόμενη από το χρήστη, η παροχή μάζας του δευτερεύοντος ρευστού καθώς και η θερμοκρασία είσοδου αυτού στο θερμικό εναλλάκτη.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- 1. Babcock, *Steam It's Generation and Use*, T.B.a.W. Company, Editor.
- Καύση ξύλου με φλόγες : ανακτήθηκε μέσω <u>http://el.wikipedia.org/wiki/%CE%91%CF%81%CF%87%CE%B5%CE%AF%CE%BF:Et_baal.jpg#filel</u> <u>inks.</u>, 2007.
- 3. Κακάτσιος, Ξ., Αρχές Μεταφοράς Θερμότητας και Μάζης. 2006.
- 4. Ν.ΠΑΠΑΓΕΩΡΓΙΟΥ, Ατμοπαραγωγοί Ι Γενικές Αρχές. Vol. 2. 1991, Αθήνα: Εκδόσεις Συμεών.
- 5. Nikolopoulos, N., et al., *Numerical investigation of the oxy-fuel combustion in large scale boilers adopting the ECO-Scrub technology*. Fuel, 2011. **90**(1): p. 198-214.
- 6. Τζεμπραηλίδης, Κ., ΑΗΣ ΜΕΛΙΤΗΣ/ΜΟΝΑΔΑ Ι, 2009.
- Σταμάτη, Δ.Μ., ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΜΙΚΤΗΣ ΚΑΥΣΗΣ ΞΗΡΟΥ ΛΙΓΝΙΤΗ ΜΕ ΦΥΣΙΚΟ ΣΕ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΕΙΣ ΚΟΝΙΟΠΟΙΗΜΕΝΟΥ ΚΑΥΣΙΜΟΥ, 2009, ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ: Αθήνα.
- 8. Spalding, B.E.L.a.D.B., *Lectures in Mathematical Models of Turbulence*. Academic Press, 1972.
- 9. Choudhury, D., *Introduction to the Renormalization Group Method and Turbulence Modeling*, F.I.T.M. TM-107, Editor 1993.
- 10. Boshu H., L.Z., Jianmin W., Shumin L., Baolin L, *Computational fluid dynamics based retrofits to reheater panel overheating of No. 3 Dagang Power Plant.* Computers and Fluids 36, 2007: p. 435 444.
- 11. Cheng, P., *Two-Dimensional Radiating Gas Flow by a Moment Method.* AIAA Journal, 1964. **2**: p. 1662-1664.
- 12. Ansys Fluent 12.0 Theory Guide, I. Ansys, Editor 2009.
- 13. IV, J.H.L., A heat transfer textbook.
- 14. DeWitt, B., Lavine, Incopera, *Fundamentals Of Heat And Mass Transfer*. Vol. 6. Wiley.
- 15. *Name of the Experiment: Flow Across Tube Banks* Eastern Mediterranean University.
- 16. ANSYS Inc. ANSYS CFX 11.0 fluid dynamics software; 2007. <<u>http://www.ansys.com/cfx/></u>.
- 17. E.ON Engineering. PROATES user's tutorial. PROATES is registered as UK trademark nos. 1490299 and 1490300; 2007. <u>www.proates.com</u>.
- 18. Park, H.Y., et al., *Coupled fluid dynamics and whole plant simulation of coal combustion in a tangentially-fired boiler.* Fuel, 2010. **89**(8): p. 2001-2010.
- 19. Doležal, R.R., A, *Iterationsfreie und semianalytische Simulationsmethode der nichtlinearen Dynamik von Wärmetauschern*. VGB Forschung in der Kraftwerkstechnik, 1980: p. 242-249.
- 20. Schnell, U., *Numerical Modelling of Solid Fuel Combustion Processes Using Advanced CFD-Based Simulation Tools.* Progress in Computational Fluid Dynamics, 2001. **1**(4): p. 208-218.
- 21. Greissl, O.S., Ch.; Unterberger, S.; Hein, K.R.G, *On-Site Experimental Investigations for Understanding Large-Scale Coal Combustion*, in *29th International Technical Conference on Coal Utilization & Fuel Systems*2004: Clearwater-Florida (USA).
- 22. Scheffknecht, G., Coupled simulation of the combustion and steam generation process in large utility boilers, in Third international conference on clean coal technologies for our future2007: Cagilari, Sardinia, Italy.
- 23. Kruger, J., The simulation of a thermal fluid system using an integrated systems CFD approach, in 5th international conference on CFD in the process industries2006: CSIRO, Melbourne, Australia.

- 24.
 Staggered Arrangement : Ανακτήθηκε μέσω

 http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431110000785).
- 25. Shangai Xinyuan Boiler Equipment: ανακτήθηκε μέσω <u>http://www.xinyuansh.net/en/upfile/20083415401193582.jpg</u>.
- 26. Ηλίας, Ρ., Προσομοίωση καύσης σε εστίες κονιοποιημένου καυσίμου και πρόλεξη συγκέντρωσης ρυπαντών NOx, in Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών2006, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο: Αθήνα.
- Mechanical Equipment and Systems: ανακτήθηκε από <u>http://www.engr.mun.ca/~yuri/Courses/MechanicalSystems/HeatExchangers.pdf</u>, Memorial University: Faculty of Engineering.