

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΚΥΠΡΟΥ



Διπλωματική Εργασία

ΑΡΙΘΜΗΤΙΚΕΣ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΕΙΣ ΗΛΙΑΚΟΥ ΣΥΛΛΕΚΤΗ ΑΕΡΑ

Σωκράτης Χαραλάμπους

***ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ
ΚΑΙ ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΗΣ***

ΔΕΚΕΜΒΡΙΟΣ 2020

**ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΚΥΠΡΟΥ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ
ΚΑΙ ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΗΣ**

Αριθμητικές Προσομοιώσεις Ηλιακού Συλλέκτη Αέρα

Σωκράτης Χαραλάμους

Επιβλέπον Καθηγητής

Δρ. Δημοκράτης Γ.Ε. Γρηγοριάδης

Η Διπλωματική Εργασία υποβλήθηκε προς μερική εκπλήρωση των απαιτήσεων απόκτησης του μεταπτυχιακού Μηχανικών Μηχανολογίας και Κατασκευαστικής του Τμήματος Μηχανικών Μηχανολογίας και Κατασκευαστικής

Δεκέμβριος 2020

Ευχαριστίες

Στο σημείο αυτό θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον επιβλέποντα καθηγητή μου Δρ. Δημοκράτη Γρηγοριάδη για τον ανεκτίμητο χρόνο στον οποίο αφιέρωσε για να με καθοδηγήσει και να με συμβουλέψει σε ότι πρόβλημα αντιμετώπιζα σε όλη την περίοδο της εργασίας, αλλά και για την μεγάλη εμπιστοσύνη και κατανόηση που έδειξε στο πρόσωπό μου.

Επιπρόσθετα νιώθω την ανάγκη να ευχαριστήσω και το διδακτορικό φοιτητή του Πανεπιστημίου Δρ. Ανδρέα Δήμου για τις πολύτιμες βοήθειες που μου έδινε και την καθοδήγησή του ειδικά στα πρώτα στάδια της μελέτης, αλλά και το μεταπτυχιακό φοιτητή του Πανεπιστημίου Κωσταντίνο Κατσάμη για τη βοήθειά του όσον αφορά την κατανόηση και τον τρόπο λειτουργίας του υπολογιστικού προγράμματος. Τέλος, θα ήθελα να εκφράσω τις ευχαριστίες μου και στο διδακτορικό φοιτητή του Πανεπιστημίου Δρ. Φώτο Στυλιανού, για την καθοδήγησή του όσον αφορά την κατασκευή του πλέγματος και την κατανόηση των εξισώσεων επίλυσης του προγράμματος.

Περίληψη

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι, αρχικά, η αριθμητική προσομοίωση του πρότυπου ηλιακού συλλέκτη αέρα που κατασκευάστηκε από το Εργαστήριο Μεταφοράς Ενέργειας και Μάζας του Τμήματος Μηχανικών Μηχανολογίας και Κατασκευαστικής. Οι αριθμητικές προσομοιώσεις έγιναν με χρήση του λογισμικού ANSYS, όπως και η προτεινόμενη τροποποίηση της σχεδίασής του, ούτως ώστε να εξεταστεί η επίδραση στο βαθμό απόδοσής του με σκοπό τη βελτιστοποίησή του.

Η μελέτη ξεκίνησε αρχικά με την επαλήθευση των μεθόδων υπολογισμού. Πρωτίστως συγκρίθηκαν τα αποτελέσματά μας με τη μελέτη του P. Le Quere, που αφορά μεταφορά θερμότητας με συναγωγή σε διαφορεικά θερμαινόμενη κοιλότητα, για τον υπολογισμό των αριθμών Nusselt και των αδιάστατων τιμών ταχυτήτων της ροής σε διάφορους αριθμούς Rayleigh. Εν συνεχεία, έγινε σύγκριση των αποτελεσμάτων μας με τη δημοσίευση μιας επιστημονικής ομάδας που αφορούσε τη μελέτη της προσφερόμενης θερμότητας σε ρευστό μέσα σε ένα 2-Δ ηλιακό συλλέκτη αέρα.

Μετάπειτα προχωρήσαμε στη μοντελοποίηση του πειραματικού ηλιακού συλλέκτη αέρα. Χρησιμοποιήθηκαν κάποια στοιχεία από παρούσα διπλωματική εργασία που αφορά τη μελέτη του συγκεκριμένου ηλιακού συλλέκτη, ούτως ώστε να γίνει η σχεδίαση και μια αρχική σύγκριση των αποτελεσμάτων. Στη συνέχεια φτιάχτηκε το διάγραμμα λειτουργίας του συλλέκτη για εξαναγκασμένη συναγωγή για διάφορες τιμές παροχής μάζας και ηλιακής ακτινοβολίας.

Τέλος, σχεδιάστηκε ο αγωγός εισόδου και εξόδου, κατασκευάστηκαν τα διαγράμματα λειτουργίας του τροποποιημένου συλλέκτη και συγκρίθηκαν σε σχέση με το βαθμό απόδοσης.

Περιεχόμενα

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ	i
ΠΕΡΙΛΗΨΗ	ii
1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ	10
1.1 ΓΕΝΙΚΑ	10
1.2 ΗΛΙΟΘΕΡΜΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ	11
1.2.1 Ηλιακός Συλλέκτης Νερού	11
1.2.2 Τοίχος Trombe	12
1.2.3 Ηλιακή Καμινάδα	13
1.2.4 Ηλιακός Συλλέκτης Αέρα	14
1.3 ΣΤΑΤΙΣΤΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ	23
1.4 ΣΚΟΠΟΣ ΜΕΛΕΤΗΣ	24
2 ΜΕΘΟΔΟΙ ΕΠΑΛΗΘΕΥΣΗΣ	26
2.1 2-Δ ΔΙΑΦΟΡΙΚΑ ΘΕΡΜΑΙΝΟΜΕΝΗ ΚΟΙΛΟΤΗΤΑ	26
2.1.1 Περιγραφή και Σχεδιασμός Προβλήματος	27
2.1.2 Αποτελέσματα	30
2.1.3 Συμπεράσματα	32
2.2 2-Δ ΗΛΙΑΚΟΣ ΣΥΛΛΕΚΤΗΣ ΑΕΡΑ	33
2.2.1 Περιγραφή και Σχεδιασμός Προβλήματος	34
2.2.2 Αποτελέσματα	37
2.2.3 Συμπεράσματα	39
3 ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΗΛΙΑΚΟΥ ΣΥΛΛΕΚΤΗ ΑΕΡΑ	41
3.1 ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΔΙΑΤΑΞΗ	41
3.2 ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΗΛΙΑΚΟΥ ΣΥΛΛΕΚΤΗ	42
3.2.1 Σχεδίαση Γεωμετρίας	42
3.2.2 Κατασκευή Πλέγματος	44
3.2.3 Fluent	46
3.3 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ	55
3.3.1 Υπολογισμός Παραμέτρων	55
3.3.2 Επίδραση Ογκομετρικής Παροχής	59
3.3.3 Επίδραση Ηλιακής Ακτινοβολίας	65
4 ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΗΛΙΑΚΟΥ ΣΥΛΛΕΚΤΗ ΜΕ ΤΡΟΠΟΠΟΙΗΜΕΝΟΥΣ ΑΓΩΓΟΥΣ ΕΙΣΟΔΟΥ-ΕΞΟΔΟΥ	69
4.1 ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΣΥΛΛΕΚΤΗ	70
4.2 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ	73
4.2.1 Επίδραση Ογκομετρικής Παροχής	73
4.2.2 Επίδραση Ηλιακής Ακτινοβολίας	78
5 ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ	82
5.1 ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ ΓΙΑ ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΟΓΚΟΜΕΤΡΙΚΗΣ ΠΑΡΟΧΗΣ	82
5.2 ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ ΓΙΑ ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΠΡΟΣΠΗΤΟΥΣΑΣ ΗΛΙΑΚΗΣ ΑΚΤΙΝΟΒΟΛΙΑΣ	86
6 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ & ΕΙΣΗΓΗΣΕΙΣ	89
6.1 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ	89
6.2 ΕΙΣΗΓΗΣΕΙΣ	91
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	91
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑΤΑ	94

Σχήματα

Σχήμα 1.1: Ετήσια ηλιακή ακτινοβολία στην Κύπρο σε οριζόντιο επίπεδο.	11
Σχήμα 1.2: Θέρμανση νερού μέσω ηλιακού συστήματος εξαναγκασμένης κυκλοφορίας.	12
Σχήμα 1.3: Διάταξη κλασσικού τοίχου Trombe.	13
Σχήμα 1.4: Κλασσική διάταξη ηλιακής καμινάδας.	14
Σχήμα 1.5: Απεικόνιση συλλεκτών (a) Μονής ροής, (b) Παράλληλης ροής, (c) Αντίθετης ροής και (d) Ανακυκλώσιμης ροής.....	15
Σχήμα 1.6: Ηλιακός συλλέκτης αέρα με διάφορες διατάξεις απορροφητή.	16
Σχήμα 1.7: Θερμική απόδοση συλλέκτη σε διατάξεις διαφόρων ροών [12].	17
Σχήμα 1.8: Σύγκριση θερμικής απόδοσης για διάφορες διατάξεις απορροφητή [12]. ...	18
Σχήμα 1.9: Διάταξη συλλέκτη με χρήση οπών εκροής αέρα.....	19
Σχήμα 1.10: Διάφορες μορφές απορροφητή με χρήση PCM.	20
Σχήμα 1.11: Κλασσική διάταξη υβριδικού PV/T συστήματος.....	21
Σχήμα 1.12: Σύγκριση θερμικής απόδοσης διατάξεων PV/T [12].	22
Σχήμα 1.13: Σύγκριση ηλεκτρικής απόδοσης διατάξεων PV/T [12].	22
Σχήμα 1.14: Διάφορες διατάξεις SAC για τη βελτιστοποίηση της απόδοσης.....	23
Σχήμα 1.15: Κατανομή συνολικής εγκατεστημένης ισχύς ηλιακών συλλεκτών το 2018 [22].	24
Σχήμα 2.1: Σχεδίαση 2-Δ Τετράγωνης Κοιλότητας.	27
Σχήμα 2.2: Πεδίο θερμοκρασιών προσομοίωσης για $Ra=10^8$	33
Σχήμα 2.3: Διάταξη 2-Δ ηλιακού συλλέκτη αέρα [24].	34
Σχήμα 2.4: Μεταβολή προσφερόμενης θερμότητας στο ρευστό με πύκνωση πλέγματος για διάκενο (α) 5mm, (β) 10mm, (γ) 20mm, (δ) 25mm και (ε) 37,5mm.	37
Σχήμα 2.5: Προσφερόμενη θερμότητα στο ρευστό ανά παροχή μάζας για $\varepsilon=0,9$	38
Σχήμα 2.6: Προσφερόμενη θερμότητα στο ρευστό ανά παροχή μάζας για $\varepsilon=0,05$	39
Σχήμα 2.7: Πεδίο θερμοκρασιών προσομοίωσης για διάκενο 25mm, παροχή μάζας $\dot{m}=0,06$ kg/s και συντελεστή εκπομπής $\varepsilon=0,9$	40
Σχήμα 3.1: Πρόσοψη πειραματικού SAC.....	41

Σχήμα 3.2: Διαδικασία προσομοίωσης προβλήματος [30].....	42
Σχήμα 3.3: Σχέδιο ηλιακού συλλέκτη (α) σε ισομετρική προβολή και (β) σε πλάγια όψη εστιασμένο στον αγωγό εισόδου.	43
Σχήμα 3.4: Ιδανικά και παραμορφωμένα τρίγωνα και τετράπλευρα [31].....	44
Σχήμα 3.5: Διαφορά θερμοκρασίας εισόδου-εξόδου συναρτήσει αριθμού κόμβων πλέγματος.....	45
Σχήμα 3.6: Απεικόνιση τελικού πλέγματος στο κάτω μέρος του συλλέκτη.	46
Σχήμα 3.7: Διαφορά προσέγγισης ροής με wall function και πύκνωση πλέγματος [33].	48
Σχήμα 3.8: Διάγραμμα υπολογισμού συντελεστή θερμικής συναγωγής [30].	51
Σχήμα 3.9: Διάγραμμα απεικόνισης υπολοίπων εξισώσεων στη Fluent.	55
Σχήμα 3.10: Ροή ταχύτητας εντός του συλλέκτη και θερμοκρασιακή κατανομή στον απορροφητή (α) και (β) για παροχή 10cfm και (γ) και (δ) για παροχή 80cfm.	59
Σχήμα 3.11: Θερμικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει ογκομετρικής παροχής αέρα.	60
Σχήμα 3.12: Πτώση πίεσης εντός του συλλέκτη συναρτήσει ογκομετρικής παροχής. ...	61
Σχήμα 3.13: Αποτελεσματικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει ογκομετρικής παροχής.61	
Σχήμα 3.14: Διάγραμμα θερμοκρασιακής διαφοράς εισόδου-εξόδου συναρτήσει ογκομετρικής παροχής αέρα.	62
Σχήμα 3.15: Ροή θερμότητας συναρτήσει ογκομετρικής παροχής αέρα.....	62
Σχήμα 3.16: Θερμικές απώλειες συλλέκτη συναρτήσει ογκομετρικής παροχής.....	63
Σχήμα 3.17:Ανάλυση θερμικών απωλειών γυαλιού συναρτήσει ογκομετρικής παροχής.	63
Σχήμα 3.18: Θερμικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει αριθμού Re.....	64
Σχήμα 3.19: Αριθμός Ra στην επιφάνεια του απορροφητή συναρτήσει αριθμού Re. ...	65
Σχήμα 3.20: Διάγραμμα Nu-Re.	65
Σχήμα 3.21: Θερμικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει ηλιακής ακτινοβολίας.	66
Σχήμα 3.22: Διάγραμμα θερμικών απωλειών – προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας.66	
Σχήμα 3.23: Αποτελεσματικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει ηλιακής ακτινοβολίας. .67	
Σχήμα 3.24: Μεταβολή διαφοράς θερμοκρασίας εισόδου-εξόδου με ηλιακή ακτινοβολία.....	67
Σχήμα 3.25: Θερμοκρασιακή κατανομή στον απορροφητή στα 50W/m ²	68

Σχήμα 3.26:Θερμοκρασιακή κατανομή στον απορροφητή στα $1050\text{W}/\text{m}^2$	68
Σχήμα 3.27: Διάγραμμα Nu-Ra.	68
Σχήμα 4.1: Ροή ταχύτητας συλλέκτη για παροχή 80cfm (α) στον αγωγό εισόδου και (β) στον αγωγό εξόδου.	69
Σχήμα 4.2: Σχέδιο αγωγού εισόδου-εξόδου.	70
Σχήμα 4.3: Σχέδιο νέου ηλιακού συλλέκτη.	71
Σχήμα 4.4: Θερμοκρασιακή διαφορά εισόδου-εξόδου συναρτήσει αριθμού κόμβων. ..	71
Σχήμα 4.5: Απεικόνιση τελικού πλέγματος στην έξοδο του συλλέκτη.....	72
Σχήμα 4.6: Μεταβολή θερμικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει ογκομετρικής παροχής.	73
Σχήμα 4.7: Απεικόνιση της ροής ταχύτητας εντός του συλλέκτη (α) για ογκομετρική παροχή 10cfm και (γ) για 100cfm και της θερμοκρασιακής κατανομής στον απορροφητή (β) για παροχή 10cfm και (δ) για 100cfm.....	74
Σχήμα 4.8: Διάγραμμα πτώσης πίεσης συναρτήσει ογκομετρικής παροχής.	75
Σχήμα 4.9: Αποτελεσματικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει ογκομετρικής παροχής...	75
Σχήμα 4.10: Ροή θερμότητας από εξωτερικές επιφάνειες συλλέκτη.....	76
Σχήμα 4.11: Απώλειες θερμότητας (α) από όλες της επιφάνειες του συλλέκτη και (β) απ' το γυαλί.....	76
Σχήμα 4.12: Διάγραμμα Ra-Re.....	77
Σχήμα 4.13: Διάγραμμα $n_{th} - Re$	77
Σχήμα 4.14: Διάγραμμα Nu-Re.	77
Σχήμα 4.15: Θερμικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας.	78
Σχήμα 4.16: Αποτελεσματικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας.	78
Σχήμα 4.17: Θερμικές απώλειες συλλέκτη συναρτήσει ηλιακής ακτινοβολίας.	79
Σχήμα 4.18: Θερμοκρασιακή διαφορά εισόδου-εξόδου συναρτήσει ηλιακής ακτινοβολίας.	79
Σχήμα 4.19: Διάγραμμα Nu-Ra.	80
Σχήμα 4.20: Θερμοκρασιακή κατανομή στον απορροφητή για προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία (α) $50\text{W}/\text{m}^2$ και (β) $1050\text{W}/\text{m}^2$	80
Σχήμα 5.1: Σύγκριση θερμικού βαθμού απόδοσης.....	83

Σχήμα 5.2: Πτώση πίεσης εντός των δύο συλλεκτών.....	84
Σχήμα 5.3: Σύγκριση αποτελεσματικού βαθμού απόδοσης.	84
Σχήμα 5.4: Σύγκριση διαγραμμάτων Nu-Re.	85
Σχήμα 5.5: Θερμοκρασιακή κατανομή απορροφητή για παροχή 80cfm (α) αρχικής διαμόρφωσης και (β) τροποποιημένης διαμόρφωσης.	85
Σχήμα 5.6: Ταχύτητα ροής εντός του συλλέκτη για παροχή 80cfm (α) αρχικής διαμόρφωσης και (β) τροποποιημένης διαμόρφωσης.	86
Σχήμα 5.7: Σύγκριση (α) θερμικού βαθμού απόδοσης μεταξύ των δύο συλλεκτών και (β) της πτώσης πίεσης εντός του συλλέκτη.	87
Σχήμα 5.8: Σύγκριση αποτελεσματικού βαθμού απόδοσης.	87
Σχήμα 5.9: Σύγκριση διαγράμματος Nu-Ra.	88

Πίνακες

Πίνακας 1.1: Πρώτες δέκα χώρες σε χρησιμοποίηση SAC [22].	24
Πίνακας 2.1: Θερμικές ιδιότητες ατμοσφαιρικού αέρα για $T=15^{\circ}\text{C}$.	28
Πίνακας 2.2: Μήκος πλευράς κοιλότητας για διάφορους αριθμούς Ra.	29
Πίνακας 2.3: Χαρακτηριστικές τιμές για $\text{Ra}=10^6$.	30
Πίνακας 2.4: Χαρακτηριστικές τιμές για $\text{Ra}=10^7$.	31
Πίνακας 2.5: Χαρακτηριστικές τιμές για $\text{Ra}=10^8$.	32
Πίνακας 2.6: Χαρακτηριστικά ατμοσφαιρικού αέρα για $T=290\text{K}$.	34
Πίνακας 3.1: Διαστάσεις ηλιακού συλλέκτη.	43
Πίνακας 3.2: Ιδιότητες υλικών συλλέκτη [26].	50
Πίνακας 3.3: Εμπειρικοί συσχετισμοί μέσου αριθμού Nu με αριθμό Ra για φυσική συναγωγή πάνω σε επιφάνειες [28].	52

Παραρτήματα

Παράρτημα I – Υπολογισμός Ιδιοτήτων Αέρα.....	96
Παράρτημα II – User-Defined Functions (UDFs).....	97

Σωκράτης Χαραλάμπους

Κεφάλαιο 1

1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

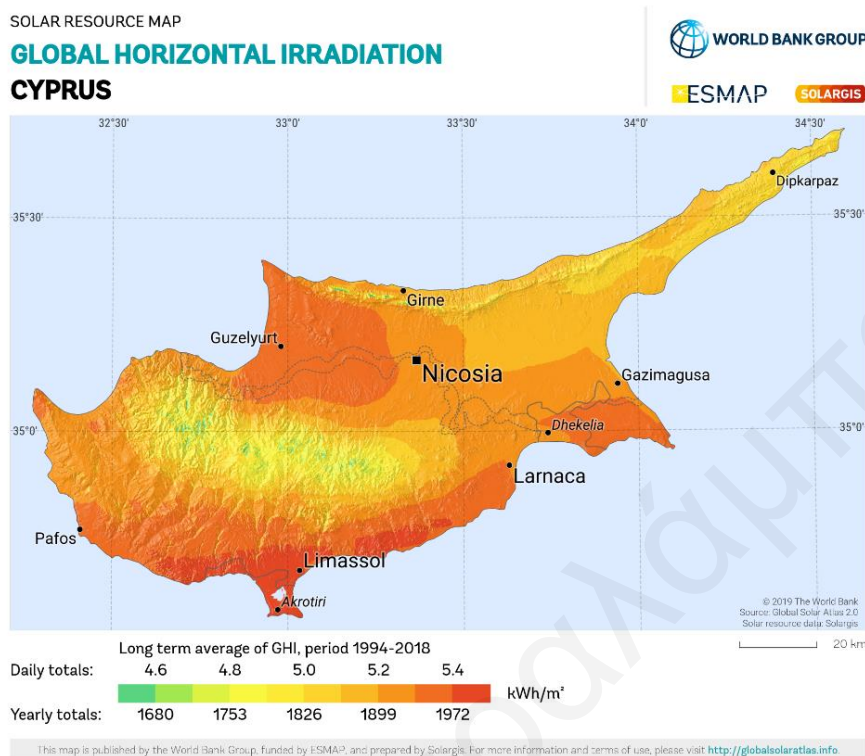
1.1 Γενικά

Οι συνεχώς αυξανόμενες απαιτήσεις σε ενέργεια, η επιβάρυνση του περιβάλλοντος με αέρια του θερμοκηπίου και η συνεχώς αυξανόμενες τιμές καυσίμου είναι οι κύριοι λόγοι που οδήγησαν τα τελευταία χρόνια στην προσπάθεια για εξεύρεση πιο αποδοτικής αξιοποίησης ανανεώσιμων πηγών ενέργειας. Επιπλέον, τα τελευταία 50-100 χρόνια η αύξηση του παγκόσμιου πληθυσμού σε συνδυασμό με τις αυξημένες απαιτήσεις σε υλικά αγαθά έχουν κλιμακώσει το ρυθμό κατανάλωσης ενέργειας. Με αυτά τα δεδομένα δεν μπορεί να συνεχιστεί επ' αόριστο η χρήση των υφιστάμενων συμβατικών πηγών ενέργειας, δηλαδή η χρήση των ορυκτών καυσίμων, εφόσον οδεύουν προς εξάντληση. Επομένως, υπάρχει πλέον η ανάγκη να μελετηθούν ενέργειες ανανεώσιμης μορφής προς ένα μέλλον που θα είναι απαλλαγμένο από ανθρακούχες εκπομπές («decarbonisation»).

Ο ήλιος είναι η πιο άφθονη ανανεώσιμη πηγή ενέργειας και εκπέμπει ενέργεια με ρυθμό $3,8 \times 10^{23}$ kW, από τα οποία περίπου τα $1,8 \times 10^{14}$ kW απορροφούνται από τη γη με την κύρια μορφή τους να είναι σε φως και θερμότητα [1]. Αυτά ανέρχονται περίπου σε $\sim 15,8 \times 10^8$ TWh το χρόνο, ενώ η παγκόσμια κατανάλωση ενέργειας το 2019 ήταν $\sim 16,7 \times 10^4$ TWh [2]. Με λίγα λόγια η Γη δέχεται περίπου 10.000-πλάσια ποσότητα ηλιακής ενέργειας το χρόνο απ' ό τι καταναλώνεται παγκοσμίως το ίδιο διάστημα.

Όσον αφορά τα κυπριακά δεδομένα, η Κύπρος, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 1.1, δέχεται περίπου 1.900 kWh/m^2 ηλιακής ακτινοβολίας το χρόνο σε οριζόντιο επίπεδο, τα οποία αν λάβουμε υπόψη την έκταση του νησιού ανέρχονται σε περίπου 17,58 PWh το χρόνο [3],[4]. Σύμφωνα με στατιστικά στοιχεία της ΕΙΑ, η ετήσια ενεργειακή κατανάλωση της Κύπρου το 2017 ήταν 34,29 TWh, ποσότητα περίπου 500 φορές μικρότερη της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας [5]. Επιπλέον, σύμφωνα με δεδομένα της Στατιστικής Υπηρεσίας, η κατανάλωση ενέργειας για θέρμανση χώρου ανά νοικοκυριό το 2009 ήταν 5,95 MWh/νοικοκυριό [6]. Λαμβάνοντας υπόψιν το γεγονός ότι τους μήνες Δεκέμβρη και Γενάρη, όπου υπάρχει η μεγαλύτερη απαίτηση για θέρμανση χώρου, η διάρκεια της ηλιοφάνειας ανέρχεται κατά μέσο όρο στις 5,5 ώρες ανά ημέρα

[4], φαίνεται καθαρά πως η χρήση ηλιοθερμικών συστημάτων για θέρμανση χώρου σε χώρες όπως η Κύπρος είναι μια πολλά υποσχόμενη εφαρμογή.



Σχήμα 1.1: Ετήσια ηλιακή ακτινοβολία στην Κύπρο σε οριζόντιο επίπεδο.

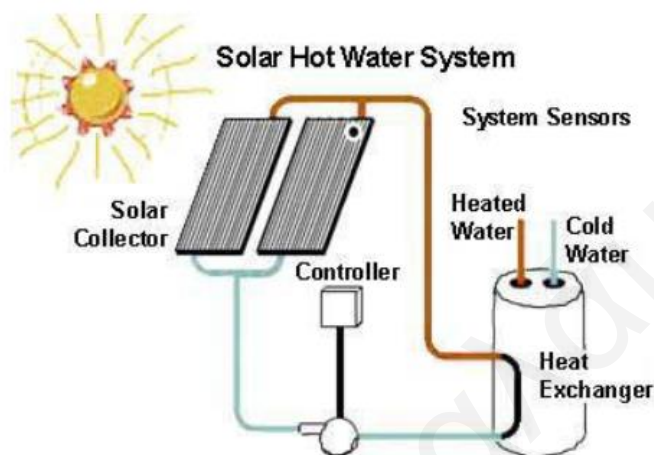
1.2 Ηλιοθερμικά Συστήματα

Τα ηλιοθερμικά συστήματα αποτελούν μια από τις πιο υποσχόμενες εφαρμογές αξιοποίησης της ηλιακής ενέργειας. Χρησιμοποιούνται κυρίως για τη θέρμανση κτηρίων και γενικά για τη διατήρηση ενός άνετου θερμοκρασιακού περιβάλλοντος ειδικά κατά τη διάρκεια της χειμερινής περιόδου [1]. Αποτελούνται από διάφορες διατάξεις που έχουν όμως όλες την ίδια αρχή λειτουργίας: την απορρόφηση της ηλιακής ενέργειας μέσω ενός απορροφητή, τη μετατροπή της σε ωφέλιμη θερμότητα και τη μεταφορά της στο εργαζόμενο ρευστό μέσο [7]. Παραδείγματα τέτοιων διατάξεων ακοιοποίησης είναι ο ηλιακός συλλέκτης νερού, αέρα, η ηλιακή καμινάδα και ο ηλιακός τοίχος, των οποίων θα γίνει εν συνεχεία μια σύντομη περιγραφή.

1.2.1 Ηλιακός Συλλέκτης Νερού

Στην περίπτωση του ηλιακού συλλέκτη νερού η παραγόμενη θερμότητα από την ηλιακή ακτινοβολία μεταφέρεται στο νερό. Η διακίνηση του νερού εντός του συλλέκτη επιτυγχάνεται με τη χρήση αντλίας σε εξαναγκασμένης κυκλοφορίας συστήματα, ενώ σε παθητικά συστήματα η κυκλοφορία επιτυγχάνεται θερμοσιφωνικά λόγω της διαφοράς

πυκνότητας μεταξύ ζεστού και κρύου νερού. Μετά τη θέρμανση του, το ζεστό νερό είτε αποθηκεύεται σε δεξαμενή είτε διανέμεται κατευθείαν στα σημεία χρήσης του (Σχήμα 1.2). Το ηλιοθερμικό αυτό σύστημα χρησιμοποιείται κυρίως για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης, ενώ άλλες εφαρμογές του αποτελούν την υποδαπέδια θέρμανση ή καλοριφέρ και τη θέρμανση νερού πισίνας [7]. Η απόδοση του ηλιακού συλλέκτη νερού κυμαίνεται γύρω στο 70% [8].



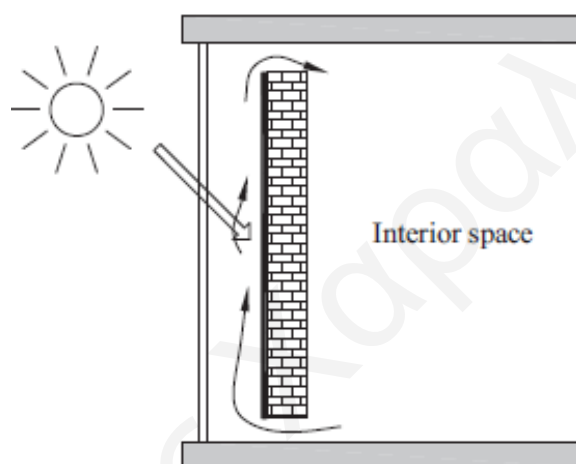
Σχήμα 1.2: Θέρμανση νερού μέσω ηλιακού συστήματος εξαναγκασμένης κυκλοφορίας.

1.2.2 Τοίχος Trombe

Ο τοίχος Trombe είναι μια ευρέως διαδεδομένη μορφή ηλιοθερμικού συστήματος λόγω των πλεονεκτημάτων της απλής κατασκευής του, της υψηλής απόδοσης του και του μηδενικού κόστους λειτουργίας του. Η χρήση ενός τέτοιου συστήματος σε κτήριο μπορεί να εξοικονομήσει ενεργειακή κατανάλωση έως και 30% και χρησιμοποιείται κυρίως για θέρμανση χώρου τη χειμερινή περίοδο.

Σε ένα κλασσικό τοίχο Trombe η εξωτερική επιφάνεια του τοίχου είναι μαύρου χρώματος, ούτως ώστε να μεγιστοποιείται η απορρόφηση της ηλιακής ακτινοβολίας, ενώ το σύστημα κλείνει μπροστά με γυαλί δημιουργώντας κανάλι αέρα μεταξύ γυαλιού και τοίχου. Η ηλιακή ακτινοβολία εισέρχεται διαμέσου του γυαλιού στο σύστημα και απορροφάτε και αποθηκεύεται υπό μορφή θερμότητας στον τοίχο. Μέρος της ενέργειας μεταφέρεται στο κτήριο από την πίσω επιφάνεια του τοίχου μέσω αγωγής, ενώ παράλληλα ο χαμηλότερος θερμοκρασιακά αέρας εισέρχεται στην κοιλότητα από το δωμάτιο μέσω του κάτω ανοίγματος του τοίχου, ζεσταίνεται μέσω του τοίχου και ρέει προς τα άνω εξαιτίας της άνωσης. Έπειτα ο ζεστός αέρας επιστρέφει στο δωμάτιο μέσω του άνω ανοίγματος του τοίχου (Σχήμα 1.3).

Η διάταξη αυτή έχει ωστόσο κάποια μειονεκτήματα. Ένα απ' αυτά είναι η χαμηλή θερμική αντίσταση, καθώς το βράδυ και σε παρατεταμένες περιόδους συννεφιάς ένα μέρος της θερμότητας εξέρχεται από το κτήριο αυξάνοντας τις θερμικές απώλειες του κτηρίου. Επιπλέον, σε περίπτωση που ο τοίχος είναι πιο ψυχρός από τον αέρα εντός της κοιλότητας, δημιουργούνται ανάποδα θερμο-σιφωνικά φαινόμενα με τον αέρα να ψύχεται και να εισέρχεται εντός του δωματίου από το κάτω άνοιγμα του τοίχου, ιδιαίτερα κατά τη διάρκεια της νύχτας τη χειμερινή περίοδο, μειώνοντας έτσι τη θερμοκρασία του δωματίου. Για το λόγο αυτό, συχνά εφαρμόζεται ένα πιο σύνθετο σύστημα τοίχου Trombe όπως ο συνδυασμός του με ηλιακή καμινάδα ή και με κάποιο σύστημα ελέγχου ανοιγο-κλεισίματος των ανοιγμάτων στον τοίχο για να αντιμετωπίζονται τέτοιου είδους προβλήματα [9].



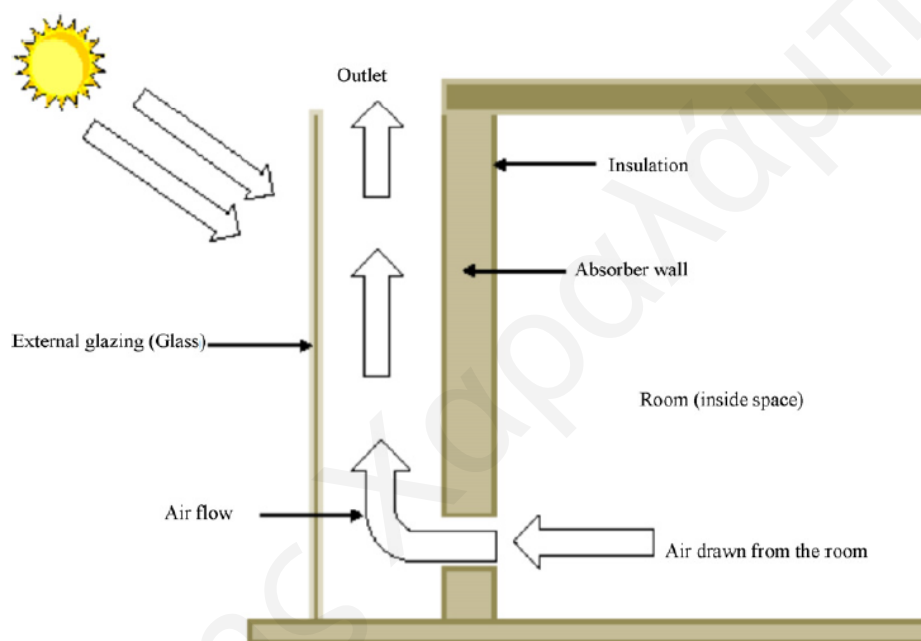
Σχήμα 1.3: Διάταξη κλασσικού τοίχου Trombe.

1.2.3 Ηλιακή Καμινάδα

Η ηλιακή καμινάδα είναι ένα θερμο-σιφωνικό κανάλι αέρα στο οποίο ο κύριος μηχανισμός διακίνησης του αέρα είναι οι θερμικές ανωστικές δυνάμεις. Είναι φτιαγμένη ούτως ώστε να μεγιστοποιεί το φαινόμενο του αερισμού ενός κτηρίου μέσω της απορρόφησης της ηλιακής ακτινοβολίας, δημιουργώντας σημαντική θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ του εξωτερικού αέρα και του αέρα εντός της καμινάδας. Κατά τη διάρκεια θερμών καλοκαιριατικών ημερών λοιπόν, όπου ο σωρός των συστημάτων αερισμού δεν είναι επαρκής για τον αερισμό του χώρου λόγω της μικρής θερμοκρασιακής διαφοράς εντός και εκτός κτηρίου, η εφαρμογή της ηλιακής καμινάδας είναι πολλά υποσχόμενη.

Τέτοιες διατάξεις φυσικού αερισμού υπολογίζεται ότι παρέχουν περίπου 10% εξοικονόμηση ενέργειας για ψύξη χώρου και περίπου 15% εξοικονόμηση σε ισχύ

φτερωτής, ενώ προτείνονται όλο και περισσότερο ως μέσα εξοικονόμησης ενέργειας και παροχής ποιοτικού αέρα για τη δημιουργία θερμικής άνεσης σε κτήρια, χώρους γραφείων και βιομηχανίες. Οι διατάξεις ηλιακών καμινάδων ποικίλουν ανάλογα με την τοποθεσία, το κλίμα, τον προσανατολισμό, το μέγεθος του χώρου που αερίζουν και το μέγεθος της ηλιακής απορρόφησης, αποτελούνται όμως όλες από βασικά στοιχεία όπως ο απορροφητής, το διαπερατό κάλυμμα και τα ανοίγματα της εισαγωγής και της εξαγωγής αέρα. Μπορούν να χρησιμοποιηθούν για ημερήσιο και νυχτερινό αερισμό, τοποθετημένες στην οροφή ή συνδεδεμένες στον τοίχο ενός κτηρίου όπως φαίνεται στο Σχήμα 1.4 [10],[11].



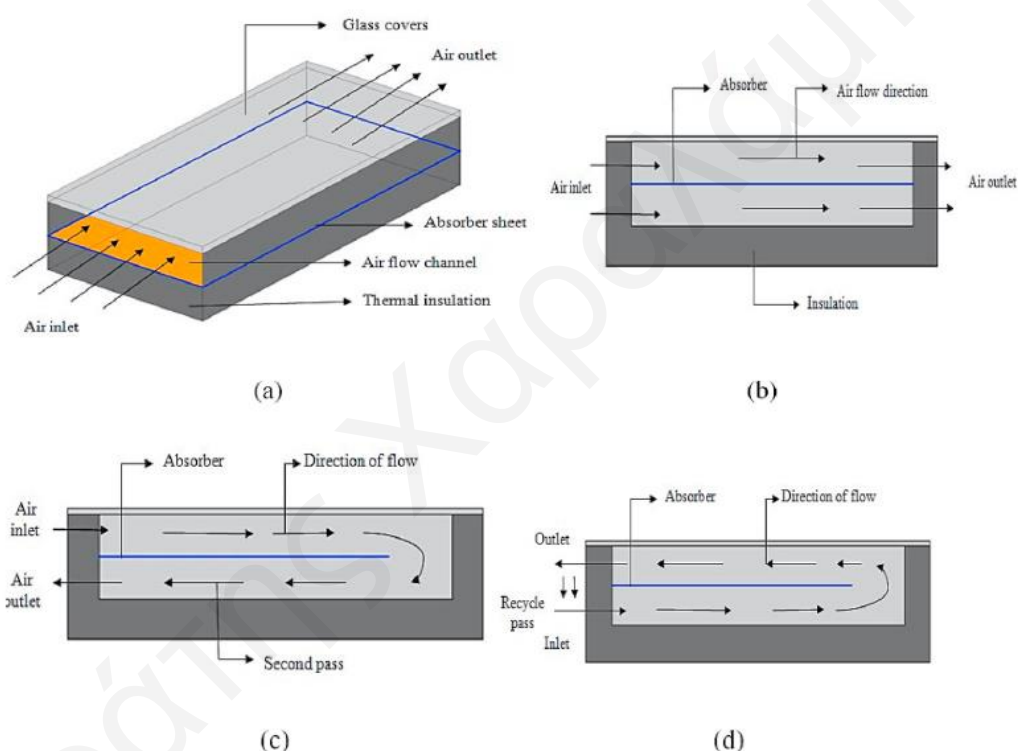
Σχήμα 1.4: Κλασσική διάταξη ηλιακής καμινάδας.

1.2.4 Ηλιακός Συλλέκτης Αέρα

Ο ηλιακός συλλέκτης αέρα («Solar Air Collector», SAC) είναι μια εύκολη και φτηνή μέθοδος μετατροπής της ηλιακής ενέργειας σε θερμότητα μέσω της απορρόφησης θερμότητας από την ηλιακή ακτινοβολία. Υπάρχουν διάφορες εφαρμογές του SAC όπως η ηλιακή θέρμανση, ο ηλιακός στεγνωτήρας ή και ολοκληρωμένα συστήματα ηλιακής θέρμανσης σε κτήρια. Η παρούσα διπλωματική εργασία εστιάζει περισσότερο σε SAC επίπεδης πλάκας («Flat Plate SAC», FPSAC), που χρησιμοποιούνται για θέρμανση αέρα για σκοπούς θέρμανσης χώρου, και επομένως θα αναλυθεί περαιτέρω.

Ο FPSAC είναι μια αρκετά γνωστή τεχνολογία για δεκαετίες και πολλές έρευνες έχουν γίνει για βελτίωση της θερμικής του απόδοσης. Στη βασική του μορφή αποτελείται από μια διαπερατή επιφάνεια, τον απορροφητή, την εισαγωγή και εξαγωγή του αέρα και

τη θερμική μόνωση. Μπορεί να χωριστεί σε μονής και διπλής ροής βασισμένος στον αριθμό των ροών στο εσωτερικό του. Στην παράλληλη και αντίθετη ροή ο αέρας ρέει στην ίδια και αντίθετη κατεύθυνση στο πάνω και κάτω κανάλι καταλήγοντας στην εξαγωγή του συλλέκτη. Στην ανακυκλώσιμη ροή, ο συλλέκτης αποτελεί παρόμοια διάταξη με τον αντίθετης ροής με τη διαφορά ότι η ροή στην έξοδο αναμειγνύεται με τον κρύο αέρα που εισέρχεται στο συλλέκτη για καλύτερη απόδοση. Μέσω της ανακυκλώσιμης ροής επιτυγχάνεται καλύτερη μίξη του αέρα και ενισχύεται εύκολα η μετάδοση θερμότητας μέσω συναγωγής. Οι διατάξεις αυτές φαίνονται στο πιο κάτω σχήμα (Σχήμα 1.5) [12].



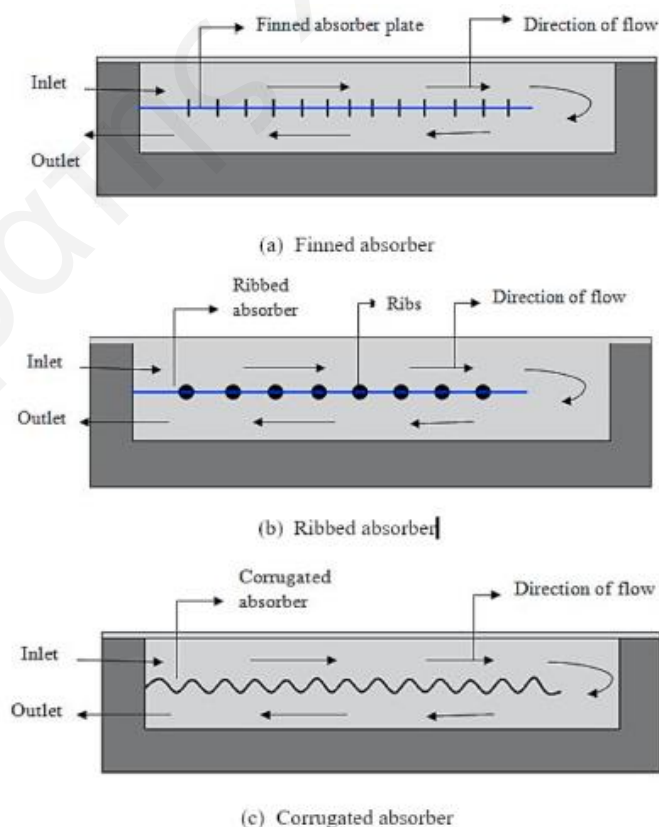
Σχήμα 1.5: Απεικόνιση συλλεκτών (a) Μονής ροής, (b) Παράλληλης ροής, (c) Αντίθετης ροής και (d) Ανακυκλώσιμης ροής.

Ο FPSAC είναι γενικά ένα απλό ηλιοθερμικό σύστημα με σχετικά χαμηλό συντελεστή θερμικής συναγωγής μεταξύ της απορροφητικής επιφάνειας και του ρέοντος αέρα. Η χαμηλή θερμική αγωγιμότητα του αέρα καθώς και οι υψηλές θερμικές απώλειες στο περιβάλλον αποτελούν τα μειονεκτήματα αυτής της διάταξης. Επίσης, η ύπαρξη στρωτής ροής και η μεταφορά θερμότητας μέσω αγωγής στα πρώτα στρώματα του αέρα εντός του συλλέκτη, λόγω της χαμηλής έως και μηδενικής ταχύτητας του αέρα, εμποδίζει την περαιτέρω πρόσληψη θερμότητας από την απορροφητική επιφάνεια. Η αντιμετώπιση του χαμηλού αυτού συντελεστή θερμικής συναγωγής μπορεί να επιτευχθεί με τη χρήση

συστήματος εξαναγκασμένης αντί για φυσικής συναγωγής, αυξάνοντας την ταχύτητα του αέρα στην είσοδο.

Η αύξηση του εμβαδού επιφάνειας καθώς και της τραχύτητας του απορροφητή αυξάνει με τη σειρά της το εμβαδόν καθώς και την περίοδο επαφής του αέρα με την απορροφητική επιφάνεια. Επιπλέον, η σχεδίαση του απορροφητή με μεθόδους παρεμπόδισης της κίνησης της ροής παίζει πολύ σημαντικό ρόλο στην επίτευξη υψηλότερου ρυθμού μετάδοσης θερμότητας, εφόσον το στρωτό οριακό στρώμα ελαττώνεται και δημιουργούνται δευτερεύουσες ροές οι οποίες διευκολύνουν τη μίξη του αέρα και τη μετάβαση της ροής σε τυρβώδη.

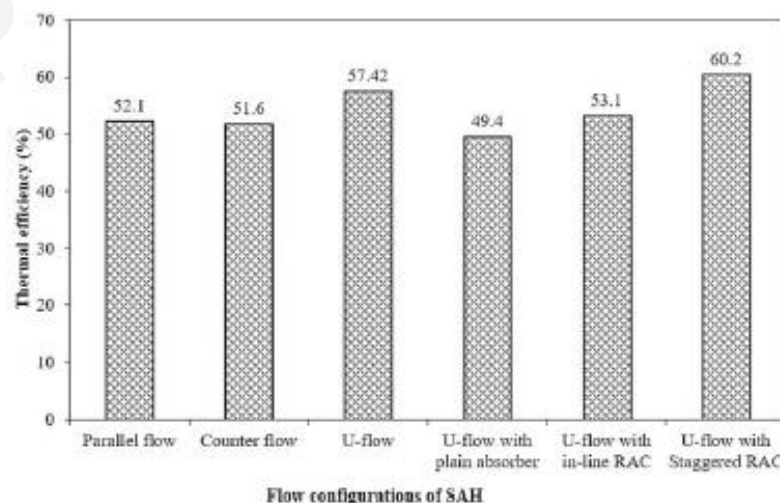
Διάφορες τέτοιες μέθοδοι έχουν μελετηθεί από διάφορους ερευνητές [13],[14],[15], όπως η χρήση περυγίων διαφόρων σχημάτων, νευρώσεων, προεξοχών και διαφραγμάτων στον απορροφητή. Με τη χρήση αυτών των διατάξεων απορροφητή, επιτυγχάνεται αύξηση της μετάδοσης θερμότητας εξαιτίας της πλήρους μίξης ζεστού και κρύου αέρα. Παρόλα αυτά, υπάρχει μια αύξηση στις απώλειες τριβής και στην πτώση πίεσης, το οποίο απαιτεί περισσότερη αντλητική ισχύ. Οι απώλειες τριβής ελαχιστοποιούνται με τη δημιουργία του φαινομένου μετάβασης σε τυρβώδη ροή πολύ κοντά στον απορροφητή εντός του στρωτού υποστρώματος [12].



Σχήμα 1.6: Ηλιακός συλλέκτης αέρα με διάφορες διατάξεις απορροφητή.

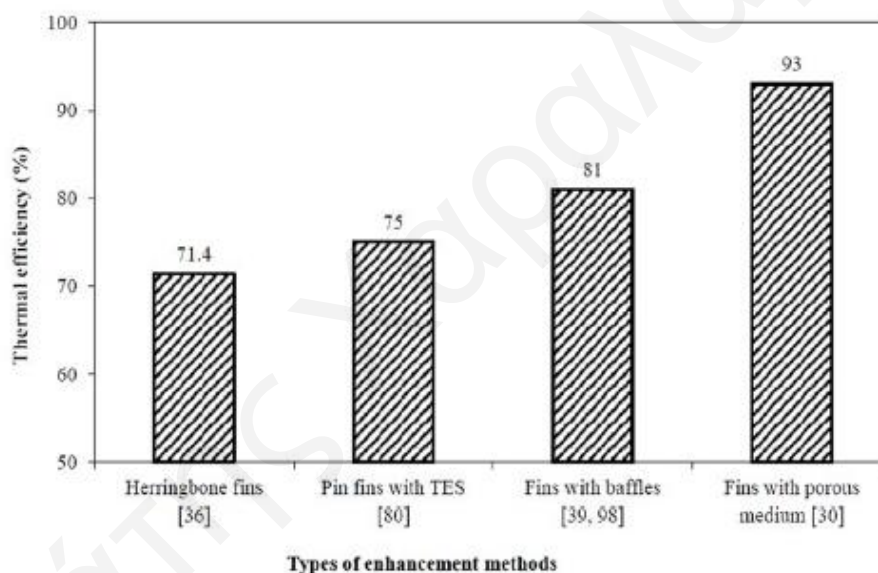
Η κλιμακωτή διάταξη πτερυγίων φαίνεται να αναπτύσσει μεγαλύτερη πτώση πίεσης παρά αυτής των διαμήκων πτερυγίων αλλά θεωρείται καλύτερη επιλογή εξαιτίας του αρκετά ψηλότερου βαθμού απόδοσης. Επιπλέον, η τραχύτητα σχήματος V στον απορροφητή έχει μεγαλύτερη θερμική επίδοση απ' ότι οι νευρώσεις, εξαιτίας της πιο χαοτικής μίξης ζεστού και κρύου αέρα. Η μέγιστη βελτιστοποίηση του θερμικού βαθμού απόδοσης όμως της τάξης του 9% παρατηρήθηκε από SAC με απορροφητή με νευρώσεις. Σε μία άλλη μελέτη [14], η βέλτιστη τραχύτητα του απορροφητή επιλέχθηκε εν τέλει μέσα απ' τη μελέτη 220 διαφορετικών διατάξεων από νευρώσεις, λακκάκια και προεξοχές. Για αριθμούς Re μικρότερους του 11000, ο απορροφητής με νευρώσεις τύπου V ήταν η πιο κατάλληλη επιλογή, για Re μεταξύ 11000 και 16000 ο απορροφητής με τετράγωνες ή ορθογώνιες νευρώσεις και για Re πάνω από 16000 τα λακκάκια και οι προεξοχές ήταν οι βέλτιστες επιλογές.

Επιπρόσθετα, η χρήση διπλής ροής εντός του συλλέκτη αυξάνει τη μετάδοση θερμότητας, εφόσον αυξάνεται ο χρόνος παραμονής του αέρα εντός του συλλέκτη. Με την προσθήκη πτερυγίων στον SAC διπλής ροής («Double Pass SAC», DPSAC) η θερμική απόδοση βελτιώνεται ακόμα περισσότερο για την ίδια παροχή μάζας σε σύγκριση με τον DPSAC χωρίς πτερύγια και τον SAC μονής ροής. Η θερμική απόδοση αυξάνεται ακόμα περισσότερο με τη διάταξη ροής U εντός του συλλέκτη συγκριτικά με αυτόν παράλληλης και αντίθετης ροής, ενώ η πτώση πίεσης αυξάνεται τόσο με αποτέλεσμα να χρειάζεται περίπου 15.7 φορές περισσότερη ισχύς φτερωτής απ' ότι στις άλλες δύο διατάξεις. Επιπλέον, η χρήση αλουμινένιων δοχείων ως στροβιλιστές της ροής σε κλιμακωτή διάταξη ή διάταξη σε σειρά βελτιώνει κι άλλο το βαθμό απόδοσης. Οι θερμικές αποδόσεις των διατάξεων αυτών απεικονίζονται στο πιο κάτω σχήμα [12].



Σχήμα 1.7: Θερμική απόδοση συλλέκτη σε διατάξεις διαφόρων ροών [12].

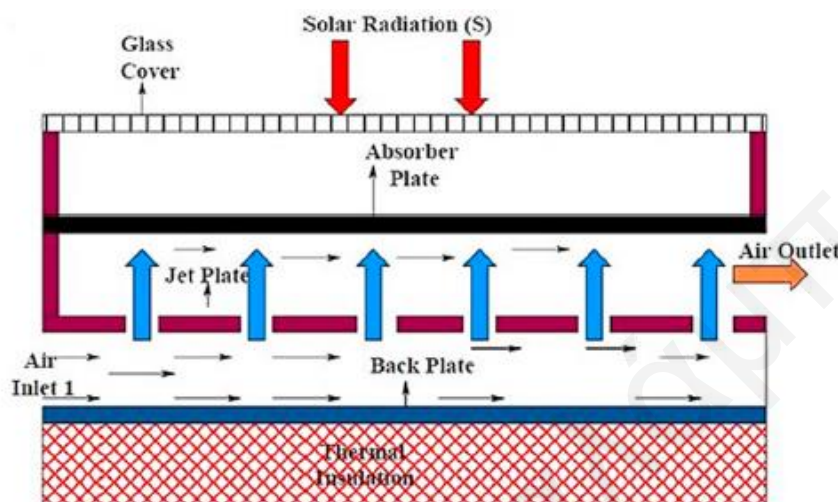
Μια άλλη διάταξη που χρησιμοποιείται για την αύξηση της θερμικής απόδοσης είναι η χρήση πορώδους απορροφητή μέσα από τον οποίο ρέει ο θερμαινόμενος αέρας. Η διάταξη αυτή αυξάνει τη μεταφορά θερμότητας μέσω συναγωγής από τον απορροφητή στο θερμαινόμενο αέρα και απορροφά μεγαλύτερη ηλιακή ακτινοβολία λόγω της αυξημένης επιφάνειας του απορροφητή εξαιτίας των πόρων. Μεγαλύτερο ρόλο σε αυτή τη διάταξη δεν διαδραματίζουν τόσο οι διαφορές στην γεωμετρία της πορώδους επιφάνειας και της θερμικής αγωγιμότητας, όσο η δημιουργία στρόβιλων και καλύτερης μίξης της ροής. Μειώνοντας την αραίωση του υλικού οι στρόβιλοι, και επομένως ο αριθμός Nu, αυξάνονται. Έτσι, το πορώδες υλικό με χαμηλή αραίωση αποδίδει καλύτερα απ' ό,τι με αυξημένη αραίωση. Υψηλή θερμική απόδοση επιτεύχθηκε με τη χρήση περυγίων πάνω σε πορώδη απορροφητή συγκριτικά με διάταξη απορροφητή με μόνο περύγια, διαφράγματα ή κάποια τραχύτητα (Σχήμα 1.8) [12].



Σχήμα 1.8: Σύγκριση θερμικής απόδοσης για διάφορες διατάξεις απορροφητή [12].

Η δημιουργία θυρίδων για εκροή του αέρα προς τον απορροφητή είναι ακόμα μία μέθοδος που υιοθετήθηκε για να βελτιώσει τη μετάδοση θερμότητας με συναγωγή μεταξύ του απορροφητή και του ρευστού. Σε σύγκριση με την παράλληλη ροή, η εκροή αέρα προς τον απορροφητή δημιουργεί περισσότερους στρόβιλους και, επομένως, καλύτερη ανάμιξη της ροής. Αν και βελτιώνονται οι ιδιότητες της μετάδοσης θερμότητας, τα έξοδα άντλησης του αέρα αυξάνονται λόγω της αυξημένης πτώσης πίεσης, η οποία μπορεί να μειωθεί αυξάνοντας τη διάμετρο των οπών εκροής του αέρα. Πολύ μεγάλο ρόλο διαδραματίζει, επίσης, η απόσταση της πλάκας με τις οπές από τον απορροφητή, η οποία επηρεάζει την απόδοση του συλλέκτη, τον αριθμό Nu και τη θερμοκρασία εξόδου. Η χρήση κυματοειδούς απορροφητή σε συνδυασμό με αυτή τη μέθοδο έχει περισσότερη επίδραση στην αύξηση των στροβιλισμών στη ροή και,

επομένως, στην αύξηση της μετάδοσης θερμότητας με συναγωγή. Τα μειονεκτήματα αυτής της τεχνολογίας είναι η αυξημένη πτώση πίεσης και η δημιουργία ζεστών σημείων στην επιφάνεια του απορροφητή, τα οποία μπορεί να οδηγήσουν σε μεγαλύτερες θερμικές απώλειες. Εντούτοις, η βελτίωση στη θερμική απόδοση σε σύγκριση με τον επίπεδο απορροφητή αντισταθμίζει τα μειονεκτήματα αυτά [12].



Σχήμα 1.9: Διάταξη συλλέκτη με χρήση οπών εκροής αέρα.

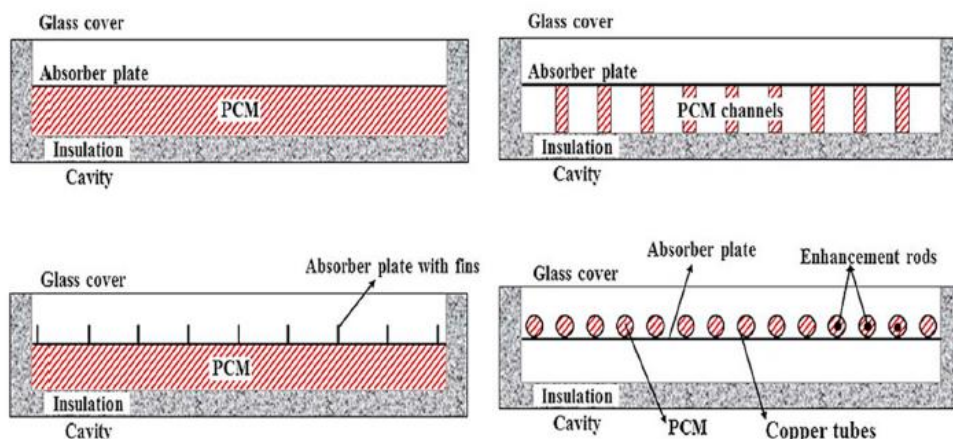
Ένα μόνιμο πρόβλημα των SAC, όπως και των υπόλοιπων ηλιοθερμικών συστημάτων, είναι η παροχή θερμικής ενέργειας κατά τις περιόδους που η ηλιακή ακτινοβολία δεν είναι διαθέσιμη. Μια μερική λύση σε αυτό το πρόβλημα μπορεί να δώσει η αποθήκευση θερμικής ενέργειας σε υλικά με μορφή αισθητής («Sensible Heat Storage», SHS) και λανθάνουσας θερμότητας («Latent Heat Storage», LHS).

Η LHS γίνεται με τη χρήση υλικών αλλαγής φάσης («Phase Change Materials», PCM), τα οποία λιώνουν απορροφώντας θερμότητα κατά τη διάρκεια ύπαρξης ηλιακής ακτινοβολίας και στερεοποιούνται προσδίδοντας αυτή τη θερμότητα όταν η ηλιακή ακτινοβολία απουσιάζει. Η εφαρμογή υλικών PCM βελτιώνει το μέσο βαθμό απόδοσης του συλλέκτη και επεκτείνει το χρόνο λειτουργίας της διάταξης. Ωστόσο είναι δύσκολο να επιτευχθεί η ικανότητα αποθήκευσης της σε πρακτικές εφαρμογές εξαιτίας της χαμηλής θερμικής αγωγιμότητας, του υψηλού κόστους κατασκευής και της αστάθειάς της. Το πιο διαδεδομένο υλικό PCM για τέτοιες εφαρμογές είναι το κερί παραφίνης, που χρησιμοποιήθηκε από πολλούς ερευνητές [16],[17],[18], για ξήρανση την περίοδο την νύχτας κυρίως λόγω της διαθεσιμότητάς του στο εμπόριο και της σχετικά χαμηλής του τιμής. Το υλικό αυτό απελευθερώνει μεγάλα ποσά λανθάνουσας θερμότητας κατά τη διάρκεια της τήξης του σε θερμοκρασιακό εύρος 55°C-60°C. Άλλες έρευνες [19],[16], έδειξαν επίσης ότι τα οργανικά PCMs είναι καλύτερα από τα ανόργανα PCMs, εντούτοις

παρουσιάζουν προβλήματα διάβρωσης και υπό-ψύξης. Συνήθως, ο απορροφητής με PCM χρειάζεται περισσότερο χρόνο να φτάσει την απαιτούμενη θερμοκρασία εξόδου λόγω της απορρόφησης θερμότητας από το υλικό, ενώ όταν πέφτει ο ήλιος η θερμοκρασία σε έναν απορροφητή χωρίς PCM μειώνεται ακαριαία σε σύγκριση με έναν απορροφητή με PCM. Έτσι, η θερμοκρασία του αέρα στην έξοδο διατηρείται λόγω της απελευθέρωσης θερμότητας από το υλικό.

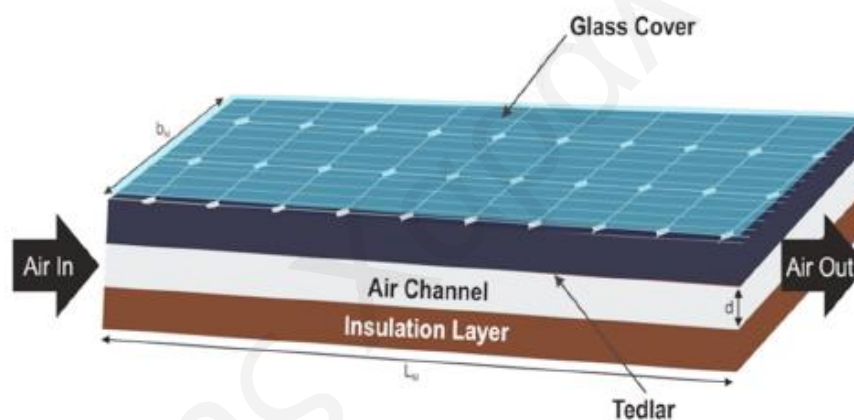
Ο συνδυασμός αυτής της εφαρμογής με άλλες μεθόδους μπορεί να αυξήσει ακόμα περισσότερο τη θερμική απόδοση του συλλέκτη. Η χρήση δομής τύπου κηρήθρας με PCM φαίνεται να επιδρά σαν δομή εσωτερικών πτερυγίων αυξάνοντας το ρυθμό φόρτισης και αποφόρτισης του PCM, προκαλώντας 0.1%-4% υψηλότερη θερμική απόδοση κατά τη διάρκεια της μέρας παρά με τη χρήση μόνο PCM. Επιπλέον, ο συνδυασμός του συστήματος με πορώδη απορροφητή βελτιώνει τη θερμική αγωγιμότητα του PCM. Η αύξηση της παροχής μάζας του αέρα μειώνει το χρόνο τήξης του κεριού παραφίνης, έχοντας ως επακόλουθο μεγαλύτερη διάρκεια τήξης, αυξάνει όμως και το ρυθμό αποφόρτισης. Ο προσανατολισμός και το πάχος του PCM αποτελούν χαρακτηριστικά ζωτικής σημασίας για την αποτελεσματικότητα της θερμικής αποθήκευσης της ηλιακής ενέργεια.

Η χρήση υλικών αισθητής αποθήκευσης θερμότητας (SHS) ως υλικά κατασκευής μειώνει σημαντικά το κόστος σε σύγκριση με τα υλικά PCM, ενώ φαίνεται να συνεισφέρουν περαιτέρω και στην θερμική απόδοση του συλλέκτη. Τα βότσαλα είναι το πιο γνωστό υλικό SHS που εξετάστηκε από διάφορους ερευνητές [20],[21], όπως επίσης και άλλα γνωστά υλικά αποτελούν τα γεωργικά απόβλητα, η άμμος και τα χαλίκια. Πέραν από το κόστος κατασκευής, η περίοδος αποπληρωμής του συλλέκτη με χρήση SHS είναι μικρότερη σε σύγκριση με του συλλέκτη με χρήση LHS [12].



Σχήμα 1.10: Διάφορες μορφές απορροφητή με χρήση PCM.

Η απαίτηση ηλεκτρικής ενέργειας από το συλλέκτη σε σύστημα εξαναγκασμένης συναγωγής και η ανάγκη σε χώρο για το SAC και φωτοβολταϊκά συστήματα οδήγησε στο συνδυασμό αυτών των δύο συστημάτων, στο υβριδικό PV/T σύστημα ηλιακής θέρμανσης. Για την τρέχουσα εμπορικά διαθέσιμη τεχνολογία φωτοβολταϊκών, η ηλεκτρική απόδοσή κυμαίνεται μεταξύ 5%-25%. Η απόδοση αυτή μειώνεται εξαιτίας της αυξημένης θέρμανσης του φωτοβολταϊκού πάνελ, κατά τη διάρκεια μετατροπής της ηλιακής ακτινοβολίας σε ηλεκτρική ενέργεια, καθώς και με την παρουσία σκόνης επάνω στο πάνελ. Επομένως, ο στόχος δημιουργίας αυτού του υβριδικού συστήματος είναι κατά κύριο λόγο η ψύξη του φωτοβολταϊκού πάνελ και, εάν αποβαίνει συμφέρουσα, η προστασία του από τη σκόνη. Οι τέσσερις κοινοί τύποι PV/T ηλιακών συστημάτων είναι με βάση αέρα, νερό, νάνο-ρευστό και με βάση δύο ρευστά [12].



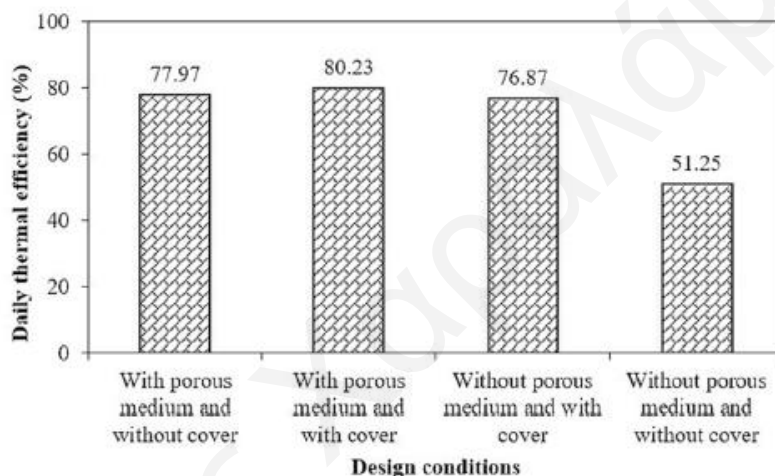
Σχήμα 1.11: Κλασική διάταξη υβριδικού PV/T συστήματος.

Η ολική απόδοση του συστήματος αυτού μπορεί να βελτιστοποιηθεί αυξάνοντας την τραχύτητα και προσθέτοντας περυσία στη ροή, ούτως ώστε να μεταφέρεται όσο το δυνατό μεγαλύτερη ποσότητα θερμότητας στο ρευστό, ενώ η εφαρμογή πορώδεις υλικού είναι η κύρια τεχνολογία για τη μεγιστοποίηση τόσο του θερμικού όσο και του ηλεκτρικού βαθμού απόδοσης του συστήματος. Επιπλέον, ο PV/T SAC διπλής ροής είναι πιο διακεκριμένος για τη ψύξη του φωτοβολταϊκού πάνελ απ' ότι ο μονής ροής, όπου ο αέρας περνάει και από την πάνω και από την κάτω μεριά του πάνελ.

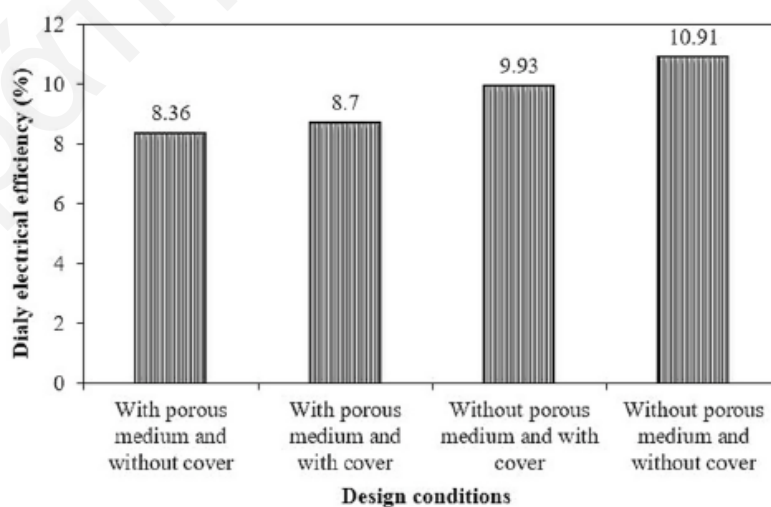
Η παροχή μάζας έχει μεγαλύτερη επίδραση στη θερμική απόδοση του συστήματος καθώς όσο μεγαλύτερος είναι ο όγκος του ρευστού που διαπερνά το σύστημα τόσο μεγαλύτερη θερμότητα απορροφά. Μια μέτρια παροχή μάζας προτείνεται για καλύτερη ηλεκτρική απόδοση και μεγαλύτερη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ εισόδου και εξόδου,

ενώ εάν στόχος του συστήματος είναι η μεγιστοποίηση του θερμικού βαθμού απόδοσης τότε προτιμάται μεγαλύτερη παροχή μάζας.

Η ηλεκτρική, θερμική και ολική απόδοση του συστήματος αλλάζει, επίσης, με τη χρήση πορώδους υλικού και κάλυμμα γυαλιού στο σύστημα PV/T. Εάν ο στόχος είναι η αύξηση της ηλεκτρικής απόδοσης, τότε προτιμάται ο PV/T χωρίς πορώδες και κάλυμμα. Ωστόσο, η αυξημένη θερμοκρασία του φωτοβολταϊκού πάνελ λαμβάνει χώρα όταν χρησιμοποιείται πορώδης δομή και κάλυμμα γυαλιού και έτσι τείνει να μειωθεί η ηλεκτρική απόδοση, ενώ η θερμική αυξάνεται. Οι αλλαγές αυτές μπορούν να διαπιστωθούν στα πιο κάτω σχήματα [12].



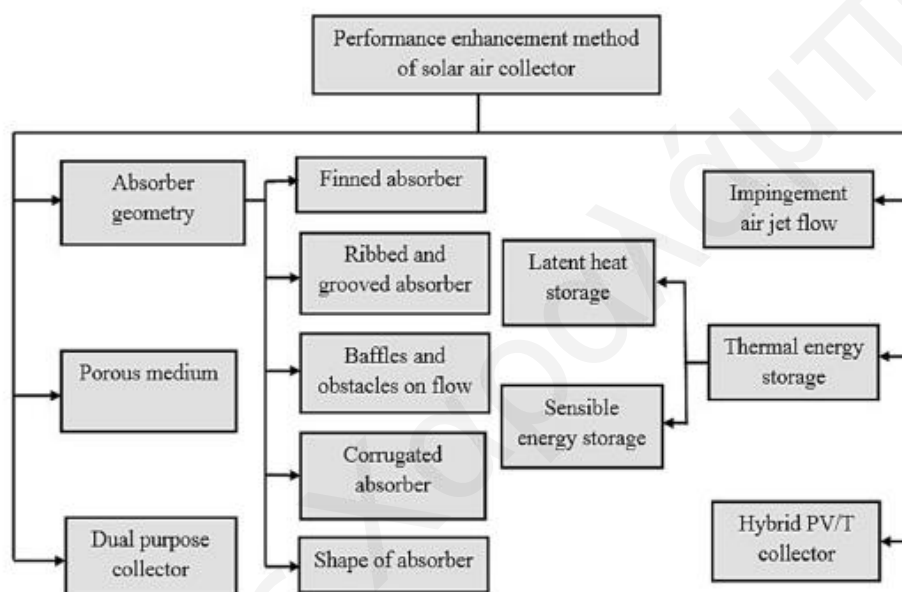
Σχήμα 1.12: Σύγκριση θερμικής απόδοσης διατάξεων PV/T [12].



Σχήμα 1.13: Σύγκριση ηλεκτρικής απόδοσης διατάξεων PV/T [12].

Η θερμική απόδοση ενός FPSAC αυξάνεται, επίσης, με τη γωνία κλίσης του συλλέκτη, την ηλιακή ακτινοβολία και τη θερμοκρασία περιβάλλοντος. Σε γωνία όμως

πάνω των 45° η θερμική απόδοση μειώνεται λόγω του ότι η πτώση πίεσης δεν αντισταθμίζει την αυξανόμενη γωνία κλίσης. Η αύξηση της γωνίας κλίσης αυξάνει και την πτώση πίεσης και τη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ εισόδου και εξόδου. Μια μέτρια γωνία κλίσης και χαμηλή παροχή μάζας προτιμάται για συστήματα που έχουν ως απαίτηση μεγαλύτερη διαφορά θερμοκρασίας, ενώ για μείωση του κόστους άντλησης του αέρα η κλίση διατηρείται σε χαμηλά και η παροχή μάζας σε μέτρια επίπεδα. Τέλος, η βέλτιστη γωνία κλίσης εξαρτάται πάντα από την τοποθεσία, το μήνα, ακόμα και την κάθε μέρα ξεχωριστά για την επίτευξη της βέλτιστης απόδοσης [12].



Σχήμα 1.14: Διάφορες διατάξεις SAC για τη βελτιστοποίηση της απόδοσης

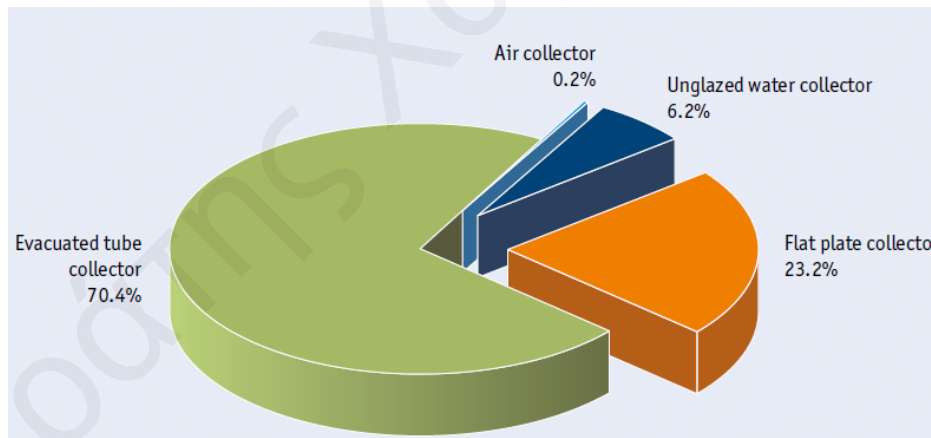
1.3 Στατιστικά Στοιχεία

Τα ηλιοθερμικά συστήματα αέρα χρησιμοποιούνται κυρίως στη Βόρεια Αμερική, την Αυστραλία και την Ιαπωνία και σε μικρότερο βαθμό στις υπόλοιπες χώρες. Οι εφαρμογές τους είναι σε κατοικίες, σχολεία, δήμους, στρατιωτικά και εμπορικά κτήρια. Στη Βόρεια Αμερική είναι σχεδιασμένα για να καλύπτουν περίπου το 20%-30% της ετήσιας απαίτησης σε θέρμανση κτηριακών χώρων. Επιπλέον, η θέρμανση μεγάλων αιθουσών παραγωγής με τη χρήση συλλεκτών αέρα χωρίς διαπερατή επιφάνεια έχει εξαπλωθεί σε μεγάλο βαθμό, ειδικά στη Βόρεια Αμερική. Τα ηλιοθερμικά συστήματα αέρα συνηθίζονται, επίσης, σε γεωργικές εφαρμογές πρωταρχικά για ξήρανση γεωργικών αγαθών όπως καφέ, βοτάνων και ξυλείας [22].

Country	Air Collectors [m ²]		TOTAL [m ²]
	unglazed	glazed	
Canada	423,227	50,114	473,341
Australia	370,000	12,800	382,800
Japan		281,669	281,669
United States	121,882	69,500	191,382
Denmark	4,300	18,000	22,300
India		12,150	12,150
France	9,658	1,100	10,758
China	7,000	3,000	10,000
Mexico	752	8,773	9,525
Hungary	3,418	2,300	5,718

Πίνακας 1.1: Πρώτες δέκα χώρες σε χρησιμοποίηση SAC [22].

Μέχρι και το τέλος του 2018, είχαν εγκατασταθεί συνολικά 1.084 MW_{th} (1.548.143 m²) ηλιακών συλλεκτών αέρα παγκοσμίως, με τη συνολική εγκατάσταση κατά το έτος 2018 να φτάνει τα 30 MW_{th} (43.280 m²). Από το Σχήμα 1.15 μπορεί να καταλάβει κανείς πόσο λιγότερο διαδεδομένοι είναι οι SAC σε σχέση με τους υπόλοιπους ηλιακούς συλλέκτες, καθώς κατέχουν μόνο το 0,2% των εγκατεστημένων ηλιακών συλλεκτών παγκοσμίως, ενώ στην Ευρώπη το ποσοστό αυτό πέφτει στο 0,1%. Την πρωτιά σε αυτά τα συστήματα κατέχουν οι συλλέκτες κενού με εγκατεστημένη ισχύ 340 GW_{th} και ακολουθούν οι επίπεδοι συλλέκτες νερού με 112,2 GW_{th} και οι συλλέκτες νερού χωρίς κάλυμα με 29,7 GW_{th} [22].



Σχήμα 1.15: Κατανομή συνολικής εγκατεστημένης ισχύς ηλιακών συλλεκτών το 2018 [22].

1.4 Σκοπός Μελέτης

Όπως αναφέρθηκε και πιο πάνω, τα ηλιοθερμικά συστήματα αποτελούν μια πολύ υποσχόμενη εφαρμογή για εξοικονόμηση μεγάλου ποσοστού ενέργειας για σκοπούς θέρμανσης. Στόχος λοιπόν της παρούσας μελέτης είναι η αριθμητική παραμετρική μοντελοποίηση ενός πρότυπου πειραματικού ηλιακού συλλέκτη αέρα με στόχο τη βελτιστοποίηση της θερμικής του απόδοσης.

Για την επίτευξη του σκοπού αυτού, απαιτείται αρχικά κάποια επαλήθευση των μεθόδων υπολογισμού η οποία παρουσιάζεται στο επόμενο κεφάλαιο. Στο 3^ο κεφάλαιο γίνεται μια ανάλυση της πειραματικής διάταξης, της μοντελοποίησης του ηλιακού συλλέκτη και εν τέλει των αποτελεσμάτων που προκύπτουν από την παραμετρική μελέτη του. Η προσπάθεια για βελτιστοποίηση του βαθμού απόδοσής του μέσω της καλύτερης σχεδίασης των αγωγών εισόδου και εξόδου καθώς και η παραμετρική μελέτη του τροποποιημένου αυτού συλλέκτη βρίσκεται στο 4^ο κεφάλαιο. Τέλος, γίνεται μια σύγκριση των δύο συλλεκτών αέρα στο 5^ο κεφάλαιο και τα συμπεράσματα και οι εισηγήσεις που προκύπτουν απ' τη μελέτη παρουσιάζονται στο 6^ο κεφάλαιο.

Κεφάλαιο 2

2 ΜΕΘΟΔΟΙ ΕΠΑΛΗΘΕΥΣΗΣ

Σε μελέτες οι οποίες βασίζονται πάνω σε προσομοιώσεις, απαραίτητη προϋπόθεση αποτελεί ο έλεγχος της εγκυρότητας των μεθόδων υπολογισμού που χρησιμοποιούνται, καθώς και της ορθότητας των διαφόρων παραμέτρων που εισάγονται στο πρόβλημα. Επομένως, προτού προχωρήσουμε στους υπολογισμούς που αφορούν τον πραγματικό ηλιακό συλλέκτη αέρα, κρίθηκε αναγκαία η σύγκριση των αποτελεσμάτων μας από το ANSYS και τη FLUENT με παρόμοια προβλήματα που έχουν δημοσιευτεί σε επιστημονικές μελέτες.

Αρχικά, γίνεται σύγκριση με μια μελέτη η οποία αφορά υπολογισμούς του αριθμού Nusselt και των αδιάστατων τιμών ταχυτήτων της ροής σε διαφορεικά θερμαινόμενη κοιλότητα [23], ενώ στη συνέχεια σύγκριση με μια μελέτη που αφορά υπολογισμούς προσφερόμενης θερμότητας από διάφορες διατάξεις 2D SACs [24]. Οι δύο αυτές μελέτες αναλύονται πιο κάτω.

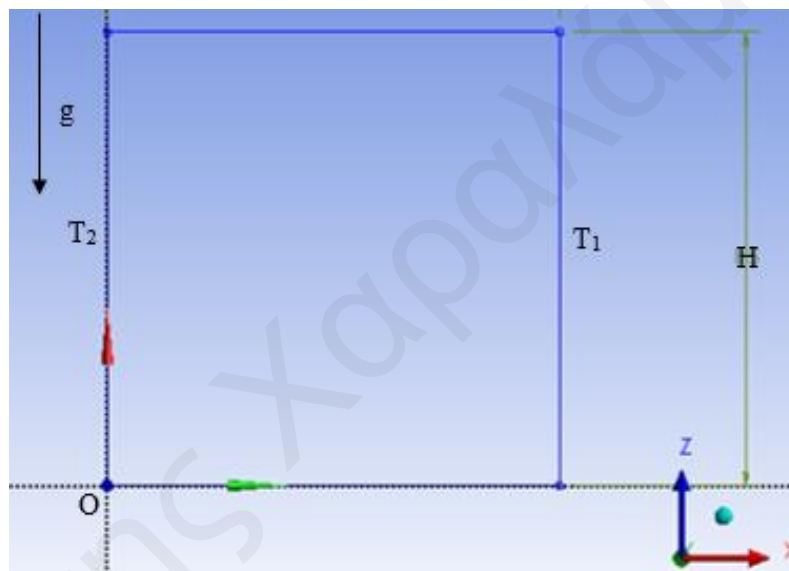
2.1 2-Δ Διαφορικά Θερμαινόμενη Κοιλότητα

Το συγκεκριμένο πρόβλημα αφορά μία τετράγωνη κοιλότητα δύο διαστάσεων, η οποία περιέχει στο εσωτερικό της ρευστό που κινείται εξαιτίας της διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ του αριστερού και δεξί τοίχου της κοιλότητας, ενώ ο πάνω και κάτω τοίχος ορίζονται ως αδιαβατικοί. Πρόκειται για ένα κλασσικό πρόβλημα μετάδοσης θερμότητας, το οποίο είναι από τα πιο δημοφιλή για τη σύγκριση αριθμητικών αλγορίθμων σχεδιασμένων για την επίλυση των εξισώσεων Navier-Stokes σε ασυμπίεστες ροές με ανακυκλοφορία [23].

Στην υπό μελέτη δημοσίευση παρέχονται ακριβή αποτελέσματα όσον αφορά τους αριθμούς Nusselt στα τοιχώματα της κοιλότητας και τις τιμές των αδιάστατων ταχυτήτων της ροής για αριθμούς Rayleigh 10^6 , 10^7 και 10^8 . Επομένως, σκοπός μας η σχεδίαση του προβλήματος για αυτούς τους αριθμούς Rayleigh, υπολογισμός στη συνέχεια των αριθμών Nusselt και των αδιάστατων ταχυτήτων της ροής και σύγκρισή τους, εν τέλει, με αυτούς της δημοσίευσης.

2.1.1 Περιγραφή και Σχεδιασμός Προβλήματος

Όπως προαναφέρθηκε, το πρόβλημα αφορά μία δύο-διαστάσεων τετράγωνη κοιλότητα πλευράς H , η οποία περιέχει στο εσωτερικό της νευτώνικό ρευστό κινηματικού ιξώδους ν , θερμικής διαχυτότητας a και συντελεστή θερμικής διαστολής β . Το σύστημα συντεταγμένων σχεδιάζεται έτσι ώστε ο κάθετος θετικός ημιάξονας (Oz) να δείχνει προς τα πάνω αντίθετος στη φορά του διανύσματος βαρύτητας μέτρου g , ενώ ο x -άξονας αποτελεί τον οριζόντιο άξονα (Σχήμα 2.1). Ο πάνω και κάτω τοίχος ορίζονται ως αδιαβατικοί ενώ στον δεξί και αριστερό τοίχο εφαρμόζονται σταθερές θερμοκρασίες T_1 και T_2 αντίστοιχα, έτσι ώστε $\Delta T = T_2 - T_1 \geq 0$, με ΔT αρκετά μικρό έτσι ώστε να ισχύει η προσέγγιση Boussinesq [23].



Σχήμα 2.1: Σχεδίαση 2-Δ Τετράγωνης Κοιλότητας.

Στο μοντέλο επιλύονται οι εξισώσεις της ενέργειας και της ορμής για αέρα, με τη ροή να θεωρείται στρωτή [23]. Στην περίπτωση της προσέγγισης Boussinesq, η πυκνότητα του αέρα θεωρείται σταθερή σε όλες τις εξισώσεις, εκτός από τον όρο της άνωσης στην εξίσωση της ορμής, ο οποίος υπολογίζεται ως εξής [25]:

$$(\rho - \rho_0)g \approx -\rho_0\beta(\Delta T)g \quad (2.1)$$

Όπου ρ_0 η σταθερή τιμή πυκνότητας [kg/m^3], g η επιτάχυνση της βαρύτητας [m/s^2], β ο συντελεστής θερμικής διαστολής [$1/\text{K}$] και ΔT η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ ρευστού και θερμοκρασίας λειτουργίας του προβλήματος [K]. Οι ιδιότητες του ρευστού, σύμφωνα με τη δημοσίευση [23], υπολογίζονται για αέρα με αριθμό Prandtl $Pr = 0,71$, ο

οποίος αντιστοιχεί περίπου σε ατμοσφαιρικό αέρα με $T_{air} = 15^{\circ}\text{C} = 288,15\text{K}$. Επομένως, τα στοιχεία του αέρα που εισάγονται στο πρόγραμμα έχουν ως εξής [26] (Πίνακας 2.1):

Πυκνότητα ρ_0 (kg/m^3)	Ειδική Θερμοχωρητικότητα C_p (J/kg/K)	Συντ. Θερμ. Αγωγιμότητας K (W/m/K)	Δυναμικό Ιξώδες μ (Ns/m^2)	Συντ. Θερμ. Διαστολής β ($1/\text{K}$)
1,225	1005	0,0253	$1,789 \times 10^{-5}$	$3,43 \times 10^{-3}$

Πίνακας 2.1: Θερμικές ιδιότητες ατμοσφαιρικού αέρα για $T=15^{\circ}\text{C}$.

Για να ισχύει η προσέγγιση Boussinesq, θα πρέπει, σύμφωνα με τους D. Gray και A. Giorgini [27], η διαφορά θερμοκρασίας ΔT μεταξύ τοίχου και θερμοκρασίας αναφοράς (ατμοσφαιρική) να ικανοποιεί τη συνθήκη $T_w - T_0 \leq 28,6^{\circ}\text{C}$.

Ο αριθμός Rayleigh (Ra) είναι ο σχετικός αδιάστατος αριθμός που προκύπτει από την αδιαστατική ανάλυση προβλημάτων με κίνηση ιξώδους ρευστού εξαιτίας των ανωστικών δυνάμεων (ελεύθερη συναγωγή). Όταν είναι κάτω από μια κρίσιμη τιμή (συνήθως $<10^8$) η μεταφορά θερμότητας γίνεται μέσω αγωγής, ενώ μετά από ένα μεταβατικό στάδιο σε τυρβώδη ροή ($\sim 10^8 - 10^{10}$) η μεταφορά θερμότητας γίνεται κυρίως λόγω συναγωγής [28]. Για το συγκεκριμένο πρόβλημα ο αριθμός Ra ορίζεται ως [23]:

$$Ra = \frac{g\beta(T_2 - T_1)H^3}{\nu\alpha} \quad (2.2)$$

Όπου $(T_2 - T_1)$ η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ αριστερού και δεξιού τοίχου [K], H το ύψος της τετράγωνης κοιλότητας [m], ν το κινηματικό ιξώδες [m^2/s] και α ο συντελεστής θερμικής διαχυτότητας [m^2/s]. Με βάση τα στοιχεία του αέρα στον πιο πάνω πίνακα, το κινηματικό ιξώδες και ο συντελεστής θερμικής διαχυτότητας υπολογίζονται ως εξής [28]:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{1,789 \times 10^{-5}}{1,225} = 1,46 \times 10^{-5} \left[\frac{\text{m}^2}{\text{sec}} \right]$$

$$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot C_p} = \frac{0,0253}{1,225 \cdot 1005} = 2,06 \times 10^{-5} \left[\frac{\text{m}^2}{\text{sec}} \right]$$

Εφόσον το πρόβλημα σχεδιάστηκε για αέρα με $T_{air} = 288,15\text{K}$, η μέση θερμοκρασία της κοιλότητας θα πρέπει να είναι η συγκεκριμένη. Έτσι, ορίζοντας $\Delta T = 15^{\circ}\text{C}$, προκύπτει

ότι $T_2 = 303,15K$ και $T_1 = 273,15K$, και με $g = 9,807m/s^2$, η εξίσωση υπολογισμού του αριθμού Ra γίνεται:

$$Ra = \frac{9,807 \cdot 3,43 \times 10^{-3} \cdot 30}{1,46 \times 10^{-5} \cdot 2,06 \times 10^{-5}} H^3$$

$$\Rightarrow Ra = 33,553 \times 10^8 \cdot H^3$$

Όπως προαναφέρθηκε, στα δεδομένα αναφοράς παρέχονται ακριβή αποτελέσματα για τους αριθμούς Nusselt και τις τιμές των ταχυτήτων της ροής σε αριθμούς Rayleigh 10^6 , 10^7 και 10^8 . Συνεπώς, για τον σχεδιασμό της κοιλότητας, υπολογίζεται το μήκος της πλευράς H για κάθε επιθυμητό αριθμό Ra . Έτσι έχουμε:

$$H = \sqrt[3]{2,98 \times 10^{-10} \cdot Ra}$$

Αριθμός Ra	10^6	10^7	10^8
Μήκος H (m)	0,067	0,144	0,31

Πίνακας 2.2: Μήκος πλευράς κοιλότητας για διάφορους αριθμούς Ra.

Εφόσον σχεδιαστεί η κοιλότητα για κάθε αριθμό Ra με βάση τον υπολογισμό της πλευράς H , σχεδιάζεται το πλέγμα, εισάγονται στο πρόγραμμα οι οριακές συνθήκες που αναφέρθηκαν πιο πάνω και υπολογίζεται η λύση του προβλήματος στη μόνιμη κατάσταση. Έπειτα εξάγεται από το πρόγραμμα η ροή θερμότητας από τον θερμό τοίχο στο ρευστό και προκύπτει ο αριθμός Nusselt (Nu). Ο αριθμός Nu αποτελεί το λόγο της μεταφοράς θερμότητας λόγω συναγωγής προς τη μεταφορά θερμότητας λόγω αγωγής και υπολογίζεται ως [28]:

$$Nu = \frac{h \cdot H}{k} \quad (2.3)$$

Όπου h ο συντελεστής θερμικής συναγωγής [$W/m^2/K$], H το χαρακτηριστικό μήκος (ύψος κοιλότητας) [m] και k ο συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας [$W/m/K$]. Ο συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας ορίζεται πιο πάνω, ενώ όσον αφορά το χαρακτηριστικό μήκος, εισάγεται στην εξίσωση το αντίστοιχο μήκος πλευράς της κοιλότητας για την οποία υπολογίζεται ο αριθμός Nusselt, ανάλογα δηλαδή με τον αριθμό Rayleigh που μελετάται. Ο συντελεστής θερμικής συναγωγής προκύπτει από [28]:

$$h = \frac{q}{(T_2 - T_1)} \quad (2.4)$$

Όπου q η ροή θερμότητας από το θερμό τοίχο στο ρευστό [W/m^2] και (T_2-T_1) η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ αριστερού και δεξιού τοίχου [K]. Για την αδιαστατοποίηση των τιμών της θέσης και της ταχύτητας, διαιρούμε τα αποτελέσματα που προκύπτουν με τις αντίστοιχες τιμές αναφοράς, όπως προκύπτουν από τη δημοσίευση [23]. Ως μήκος αναφοράς ορίζεται το μήκος πλευράς της κοιλότητας H , ενώ η ταχύτητα αναφοράς ορίζεται από την εξίσωση $V_r = (\alpha/H)Ra^{0.5}$, όπου α ο συντελεστής θερμικής διαχυτότητας.

2.1.2 Αποτελέσματα

Αρχικά, σχεδιάζεται το πρόβλημα για $Ra=10^6$ και υπολογίζονται οι χαρακτηριστικές τιμές όπως φαίνεται στον πιο κάτω πίνακα (Πίνακας 2.3). Παρατηρούμε ότι με την πύκνωση του πλέγματος παρατηρείται αρκετά καλή σύγκλιση των αποτελεσμάτων, ούτως ώστε η σύγκριση με τα αποτελέσματα της δημοσίευσης να είναι αρκετά αξιόπιστη. Συγκρίνοντας τα αποτελέσματα, βλέπουμε ότι όσον αφορά τις θέσεις στις οποίες εντοπίζονται οι παράμετροι αλλά και όσον αφορά τις τιμές των ταχυτήτων, του μέσου και του μέγιστου αριθμού Nusselt η απόκλιση κυμαίνεται στην πολύ καλή τιμή του 0-0,5%. Μεγαλύτερη αλλά σχετικά μικρή απόκλιση παρουσιάζει ο αριθμός Nusselt στο μέσο του τοιχώματος, γύρω στο 4,81%, ενώ πολύ μεγάλη απόκλιση παρουσιάζει ο ελάχιστος αριθμός Nusselt, η οποία είναι της τάξης του 49,92%.

Παράμετρος	Mesh 1	Mesh 2	Mesh 3	Mesh 4	Δημοσίευση [23]	Απόκλιση
Elements	202,989	458,768	1,796,940	7,185,080	-	-
$u_{max}(1/2, z) \times 10^2$	6.49405	6.49209	6.49101	6.49072	6.48344	0.11%
z	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85	0%
$w_{max}(x, 1/2) \times 10$	2.21087	2.21207	2.21273	2.21293	2.20559	0.33%
x	0.037	0.037	0.038	0.038	0.038	0%
Nu_o	8.8390	8.8426	8.8474	8.8503	8.8252	0.28%
$Nu_{1/2}$	8.4047	8.4037	8.3970	8.4006	8.8252	4.81%
Nu_{max}	17.649	17.626	17.612	17.608	17.536	0.41%
z	0.038	0.039	0.039	0.039	0.039	0%
Nu_{min}	0.49020	0.49035	0.49052	0.49053	0.97946	49.92%
z	1	1	1	1	1	0%

Πίνακας 2.3: Χαρακτηριστικές τιμές για $Ra=10^6$.

Έπειτα, σχεδιάζεται το πρόβλημα για $Ra=10^7$ και γίνεται πύκνωση του πλέγματος έως ότου επιτευχθεί ικανοποιητική σύγκλιση των αποτελεσμάτων. Οι χαρακτηριστικές τιμές που προκύπτουν από τους υπολογισμούς εμφανίζονται στον πιο κάτω πίνακα (Πίνακας 2.4).

Παράμετρος	Mesh 1	Mesh 2	Mesh 3	Mesh 4	Δημοσίευση [23]	Απόκλιση
Elements	921,600	2,073,600	8,294,400	33,177,600	-	-
$u_{\max}(1/2, z) \times 10^2$	4.69599	4.69428	4.69325	4.69299	4.69862	0.12%
z	0.879	0.880	0.880	0.880	0.879	0.11%
$w_{\max}(x, 1/2) \times 10$	2.20956	2.21032	2.21068	2.21075	2.21118	0.02%
x	0.021	0.022	0.021	0.021	0.021	0.00%
Nu_o	16.531	16.533	16.537	16.539	16.523	0.10%
$Nu_{1/2}$	14.974	14.974	14.965	14.965	16.523	9.43%
Nu_{\max}	39.5479	39.4955	39.4642	39.4566	39.3947	0.16%
z	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.00%
Nu_{\min}	0.68326	0.68341	0.68366	0.68354	1.36635	49.97%
z	1	1	1	1	1	0.00%

Πίνακας 2.4: Χαρακτηριστικές τιμές για $Ra=10^7$.

Με την πύκνωση του πλέγματος παρατηρούμε ότι επιτυγχάνεται μια καλή σύγκλιση των χαρακτηριστικών τιμών. Συγκρίνοντας τα αποτελέσματα, βλέπουμε και πάλι ότι όσον αφορά τις χαρακτηριστικές τιμές της θέσης, των τιμών των ταχυτήτων, του μέσου και του μέγιστου αριθμού Nusselt η απόκλιση είναι εξαιρετικά χαμηλή (<0,2%), ενώ σχετικά υψηλή είναι η απόκλιση του αριθμού Nusselt στο μέσο του θερμού τοιχώματος με 9,43%. Αυτό που προβληματίζει και πάλι είναι η εξαιρετικά υψηλή απόκλιση στον ελάχιστο αριθμό Nusselt, η οποία είναι της τάξης του 49,97%.

Τέλος παρουσιάζονται τα αποτελέσματα για $Ra=10^8$. Με τη σύγκριση των αποτελεσμάτων μεταξύ δημοσίευσης και δικών μας υπολογισμών (Πίνακας 2.5) παρατηρούμε ότι, και σε αυτόν τον αριθμό Rayleigh, οι αποκλίσεις των αριθμών Nusselt είναι παρόμοιες με αυτές των προηγούμενων περιπτώσεων μελέτης. Οι χαρακτηριστικές τιμές της θέσης, των ταχυτήτων, του μέσου και του μέγιστου αριθμού Nusselt έχουν μια απόκλιση <0,42%. Ο Nusselt στο μέσο του θερμού τοίχου εμφανίζει και πάλι μια σχετικά υψηλή απόκλιση με 11,69%, ενώ ο ελάχιστος αριθμός Nusselt παρουσιάζει μια εξαιρετικά υψηλή απόκλιση του 50%. Τα αποτελέσματα φαίνεται να συγκλίνουν αρκετά με την πύκνωση του πλέγματος.

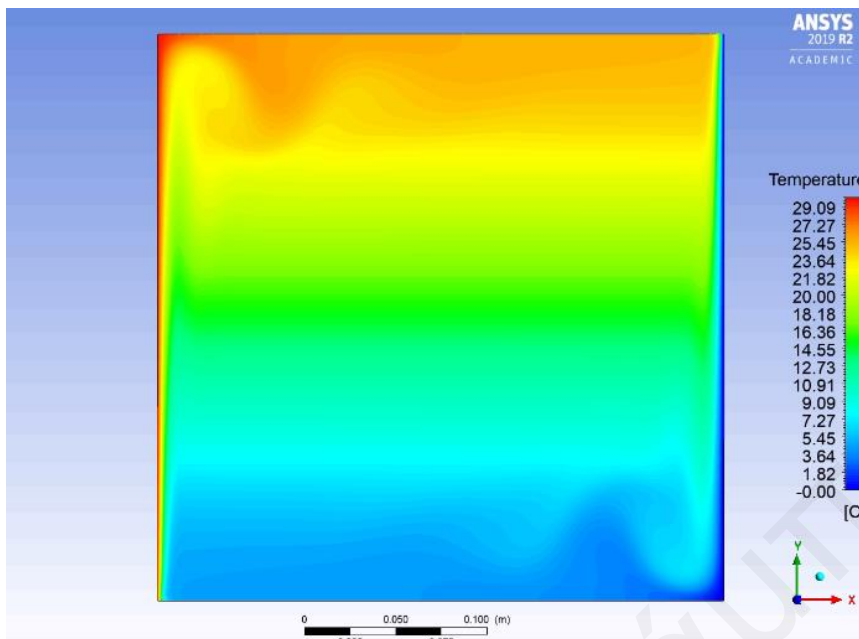
Παράμετρος	Mesh 1	Mesh 2	Mesh 3	Mesh 4	Δημοσίευση [23]	Απόκλιση
Elements	1,537,600	4,272,489	9,610,000	38,440,000	-	-
$u_{\max}(1/2, z) \times 10^2$	3.21370	3.20798	3.20618	3.20511	3.21875	0.42%
z	0.927	0.9274	0.9277	0.928	0.928	0.00%
$w_{\max}(x, 1/2) \times 10$	2.21793	2.21861	2.21890	2.21902	2.22239	0.15%
x	0.012	0.012	0.012	0.012	0.012	0.00%
Nu_o	30.239	30.234	30.234	30.236	30.225	0.04%
$Nu_{1/2}$	26.686	26.675	26.686	26.690	30.225	11.69%
Nu_{\max}	87.8780	87.5122	87.3958	87.3268	87.2355	0.10%
z	0.008	0.008	0.008	0.008	0.008	0.00%
Nu_{\min}	0.95828	0.95938	0.95980	0.95953	1.91907	50.00%
z	1	1	1	1	1	0.00%

Πίνακας 2.5: Χαρακτηριστικές τιμές για $Ra=10^8$.

2.1.3 Συμπεράσματα

Μέσα από τη σύγκριση των τριών προσομοιώσεων με τις χαρακτηριστικές τιμές της δημοσίευσης, αντιλαμβανόμαστε ότι τα αποτελέσματα που προκύπτουν από τις προσομοιώσεις είναι αρκετά κοντά με αυτά της δημοσίευσης. Μάλιστα, οι τιμές των ταχυτήτων, ο μέγιστος και ο μέσος αριθμός Nusselt, όπως επίσης και οι θέσεις στις οποίες εντοπίζονται οι αντίστοιχες χαρακτηριστικές τιμές, σχεδόν εξισώνονται σε κάθε περίπτωση. Παρόλα αυτά ο αριθμός Nusselt στο κέντρο του τοιχώματος έχει μία αποδεκτή απόκλιση του 5-10% ενώ ο ελάχιστος αριθμός Nusselt παρουσιάζει την εξαιρετικά υψηλή απόκλιση του 50% και στις τρεις περιπτώσεις.

Αξιοσημείωτο είναι το γεγονός ότι σε κάθε προσομοίωση πυκνώναμε το πλέγμα όλο και περισσότερο ούτως ώστε να συγκλίνουν οι αριθμοί, χωρίς όμως να υπάρχει κάποια ουσιαστική μεταβολή στις αποκλίσεις που προκύπτουν. Επομένως, λαμβάνοντας υπόψη τα παραπάνω, θεωρείται ότι οι παράμετροι που εισήχθησαν στο πρόγραμμα είναι ορθοί, καθώς τα αποτελέσματα κρίνονται αποδεκτά, ενώ τυχόν αποκλίσεις ίσως οφείλονται στην αρκετά υψηλή τιμή ορισμού της διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ τοίχου και θερμοκρασίας αναφοράς όσον αφορά την προσέγγιση Boussinesq. Έτσι, προχωράμε στη μοντελοποίηση του επόμενου προβλήματος.

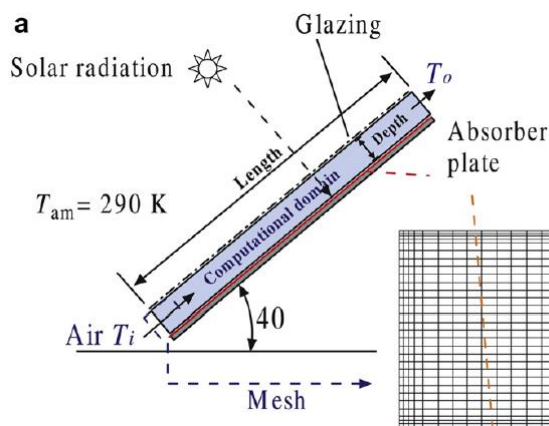


Σχήμα 2.2: Πεδίο θερμοκρασιών προσομοίωσης για $Ra=10^8$.

2.2 2-Δ Ηλιακός Συλλέκτης Αέρα

Η συγκεκριμένη διάταξη είναι πολύ παρόμοια με αυτή του πραγματικού ηλιακού συλλέκτη αέρα, εάν εξαιρέσει κανείς ότι είναι σε δύο διαστάσεις, καθώς οι οριακές συνθήκες που χρησιμοποιούνται είναι σχεδόν οι ίδιες. Γι' αυτό το λόγο, μέσα από τη σύγκριση των αποτελεσμάτων μας με αυτά της δημοσίευσης, θα είμαστε σε θέση, εάν τα αποτελέσματα συμφωνούν, να προχωρήσουμε στην μοντελοποίηση του πραγματικού συλλέκτη.

Στο συγκεκριμένο πρόβλημα γίνεται μια μελέτη υπολογισμού της προσφερόμενης θερμότητας στο ρευστό ανά παροχή μάζας, μεταβάλλοντας το διάκενο μεταξύ της διαπερατής από την ηλιακή ακτινοβολία επιφάνειας (γυαλί) και του απορροφητή και προκύπτουν τα αντίστοιχα διαγράμματα. Επομένως, για να γίνει η κατάλληλη σύγκριση, θα σχεδιαστούν σε ANSYS οι συγκεκριμένες διατάξεις με τα στοιχεία που δίνει η δημοσίευση και θα γίνει η σύγκριση των διαγραμμάτων που θα προκύψουν. Στην παρακάτω εικόνα φαίνεται η διάταξη του προβλήματος (Σχήμα 2.3).



Σχήμα 2.3: Διάταξη 2-Δ ηλιακού συλλέκτη αέρα [24].

2.2.1 Περιγραφή και Σχεδιασμός Προβλήματος

Παρατηρώντας και το Σχήμα 2.3, ο ηλιακός συλλέκτης αποτελείται από μια διαπερατή επιφάνεια και μια απορροφητική επιφάνεια, η απόσταση των οποίων αποτελεί το διάκενο μέσα στο οποίο κινείται ο αέρας. Ο αέρας εισέρχεται από το κάτω μέρος του συλλέκτη εξαναγκασμένα με παροχές μάζας $\dot{m}=0,01-0,06 \text{ kg/s}$ και εξέρχεται από το πάνω μέρος. Η εξωτερική θερμοκρασία ορίζεται στους $T_a=290\text{K}$ και, επομένως, τα στοιχεία του αέρα που εισάγονται στο πρόγραμμα έχουν ως εξής (Πίνακας 2.6) [26]:

Πυκνότητα $\rho \text{ (kg/m}^3\text{)}$	Ειδική Θερμοχωρητικότητα $C_p \text{ (J/kg/K)}$	Συντ. Θερμ. Αγωγιμότητας $K \text{ (W/m/K)}$	Δυναμικό Ιξώδες $\mu \text{ (Ns/m}^2\text{)}$	Συντ. Θερμ. Διαστολής $\beta \text{ (1/K)}$
1,218	1006,7	0,0254	$1,805 \times 10^{-5}$	$3,45 \times 10^{-3}$

Πίνακας 2.6: Χαρακτηριστικά ατμοσφαιρικού αέρα για $T=290\text{K}$.

Το ύψος του συλλέκτη ορίζεται στα $L=2\text{m}$ και το διάκενο παίρνει τιμές μεταξύ $G=5-37,5\text{mm}$, ενώ είναι τοποθετημένος σε κλίση 40° . Για τη μοντελοποίηση της ηλιακής ακτινοβολίας η απορροφητική επιφάνεια ορίζεται να παράγει θερμότητα με ρυθμό $q=500\text{W/m}^2$. Με συνολικό μήκος απορροφητή τα 2m , ο συλλέκτης παρέχει στο διάκενο 1000W συνολικά, εφόσον το πρόβλημα είναι δυδιάστατο. Ο συντελεστής εκπομπής του ορίζεται ως $\varepsilon=0,9$, στην περίπτωση που είναι επικαλυμμένος με μαύρη μπογιά, και $\varepsilon=0,05$, στην περίπτωση που είναι επικαλυμμένος με επιλεγμένη επικάλυψη. Όσον αφορά τη διαπερατή επιφάνεια, ορίζεται ως μικτή οριακή συνθήκη ανταλλάσσοντας θερμότητα με το περιβάλλον μέσω ακτινοβολίας και μέσω συναγωγής. Ο συντελεστής θερμικής συναγωγής στην εξωτερική πλευρά της επιφάνειας ορίζεται ως σταθερός στα $h=10 \text{ W/m}^2/\text{K}$ [24].

Για την αριθμητική επίλυση του προβλήματος επιλύονται οι εξισώσεις της συνέχειας, ενέργειας και ορμής για αέρα εντός του μοντέλου. Η ροή εντός του συλλέκτη μπορεί να είναι είτε στρωτή είτε τυρβώδες και υπολογίζεται με τη χρήση του μοντέλου τυρβώδους ροής k- ω του Wilcox, το οποίο κρίνεται ως καταλληλότερο γι' αυτό το πρόβλημα [24]. Στο ρευστό εφαρμόζεται η επιτάχυνση της βαρύτητας και η επίδραση της άνωσης εξετάζεται με τη χρήση του μοντέλου Boussinesq. Όσον αφορά τη μεταφορά θερμότητας με ακτινοβολία, το μοντέλο Surface to Surface (S2S) χρησιμοποιείται αντί του Discrete Transfer (DTRM) που εφαρμόζεται στη δημοσίευση, λόγω του ότι δεν είναι διαθέσιμο στη FLUENT για το συγκεκριμένο πρόβλημα.

Επομένως, σχεδιάζεται ο ηλιακός συλλέκτης στο πρόγραμμα και εισάγονται οι κατάλληλες παράμετροι για το κάθε διάκενο και παροχή μάζας. Στην κάθε περίπτωση υπολογίζεται από το πρόγραμμα η θερμοκρασία με την οποία εξέρχεται ο αέρας από το συλλέκτη και, εν συνεχεία, υπολογίζεται η προσφερόμενη θερμότητα στο ρευστό ως [24]:

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p(T_{out} - T_{in}) \quad (2.5)$$

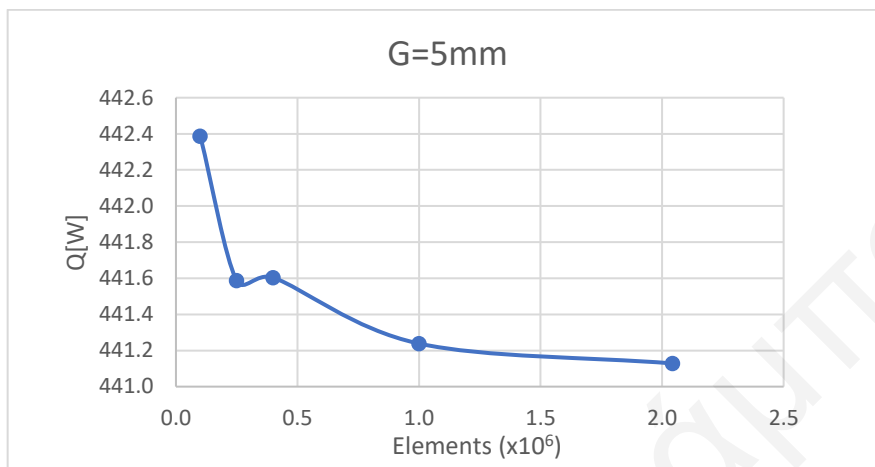
Όπου:

- \dot{Q} : Προσφερόμενη θερμότητα στο ρευστό [W]
- \dot{m} : Παροχή μάζας [kg/sec]
- C_p : Ειδική θερμοχωρητικότητα ρευστού [J/kg/K]
- T_{out} : Θερμοκρασία ρευστού στην έξοδο του συλλέκτη [K]
- T_{in} : Θερμοκρασία ρευστού στην είσοδο του συλλέκτη (θερμοκρασία περιβάλλοντος) [K]

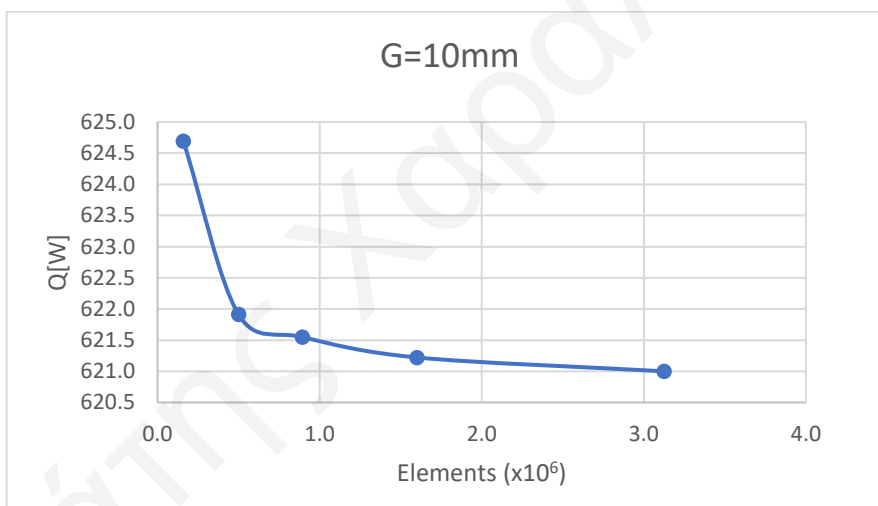
Έτσι, υπολογίζοντας την προσφερόμενη θερμότητα στο ρευστό για όλες τις παραμέτρους, σχεδιάζονται τα διαγράμματα της προσφερόμενης θερμότητας ανά παροχή μάζας για κάθε διάκενο, για τις περιπτώσεις απορροφητή με συντελεστή εκπομπής $\epsilon=0,9$ και $\epsilon=0,05$, και συγκρίνονται με αυτά της δημοσίευσης.

Για την επίτευξη αξιόπιστων αποτελεσμάτων υπήρξε σταδιακή πύκνωση πλέγματος έως ότου η περαιτέρω πύκνωσή του να μην μεταβάλλει ουσιαστικά το αποτέλεσμα. Η πύκνωση εφαρμόστηκε για κάθε τιμή διακένου σε συνθήκες ελάχιστης παροχής μάζας ($\dot{m}=0,01\text{kg/s}$) και ελάχιστου συντελεστή εκπομπής του απορροφητή ($\epsilon=0,05$), εφόσον σε

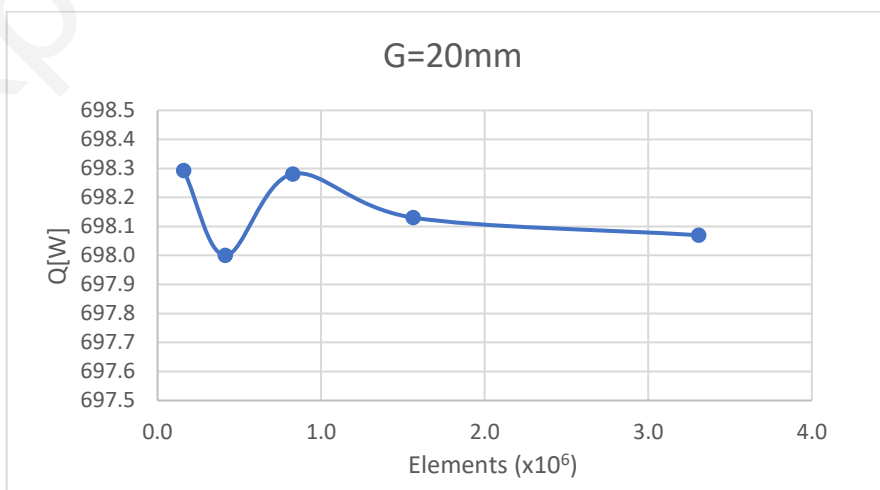
αυτές τις συνθήκες παρατηρήθηκε η μεγαλύτερη μεταβολή των αποτελεσμάτων κατά την πύκνωση. Η παράμετρος που εξετάστηκε είναι η προσφερόμενη θερμότητα στο ρευστό και τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στα πιο κάτω διαγράμματα (Σχήμα 2.4).



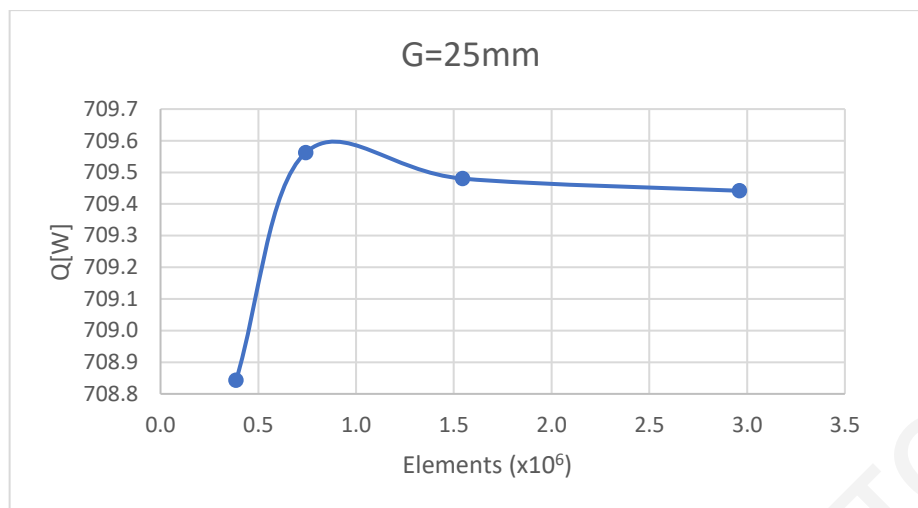
(α)



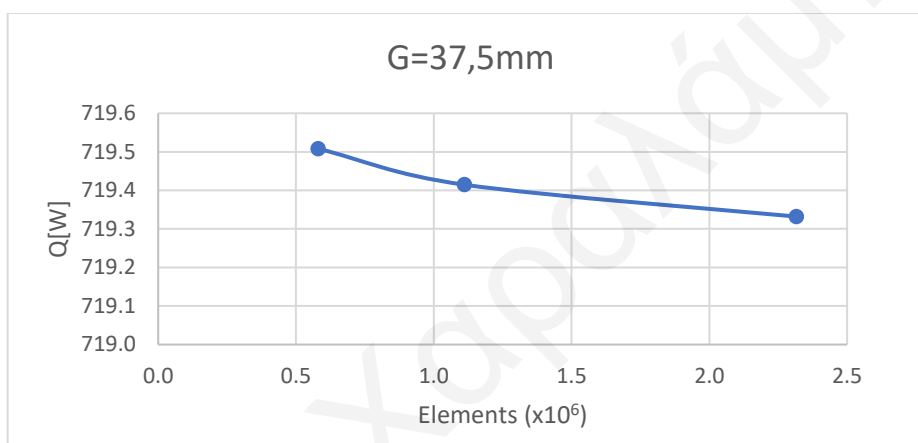
(β)



(γ)



(δ)



(ε)

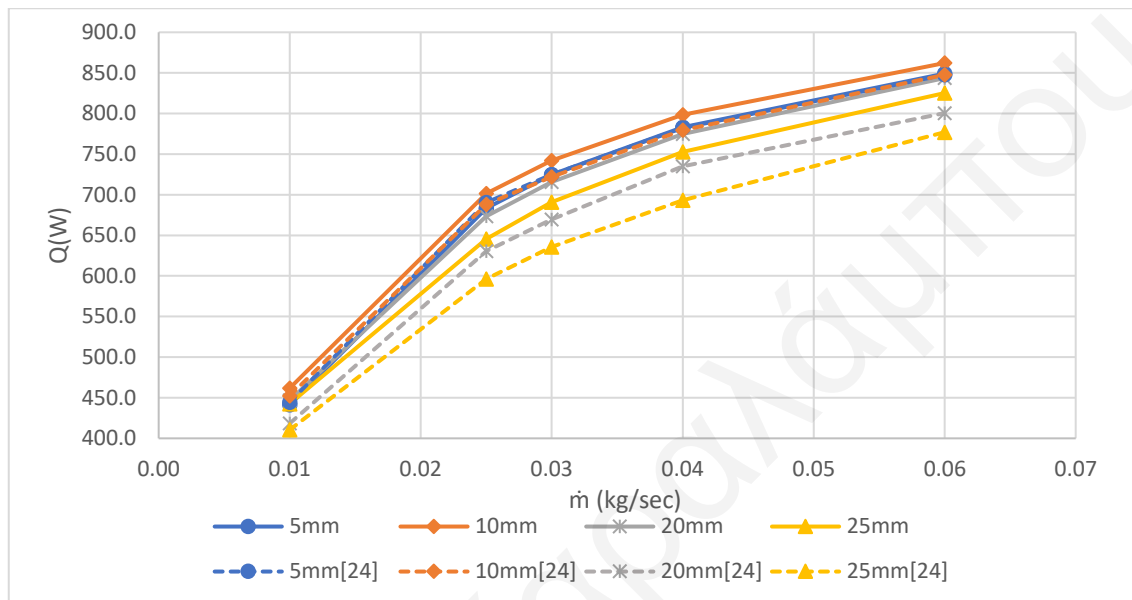
Σχήμα 2.4: Μεταβολή προσφερόμενης θερμότητας στο ρευστό με πύκνωση πλέγματος για διάκενο (α) 5mm, (β) 10mm, (γ) 20mm, (δ) 25mm και (ε) 37,5mm.

Σε όλα τα πιο πάνω διαγράμματα παρατηρείται σύγκλιση της παραμέτρου για πλέγμα με περίπου $1,5 \times 10^6$ κελία, το οποίο θα χρησιμοποιηθεί για τον υπολογισμό των υπόλοιπων αποτελεσμάτων. Σε όλες τις περιπτώσεις η σύγκλιση επιτυγχάνεται με ακρίβεια 0,1-0,2 Watt, τιμή αρκετά ικανοποιητική για τη μελέτη του συγκεκριμένου προβλήματος.

2.2.2 Αποτελέσματα

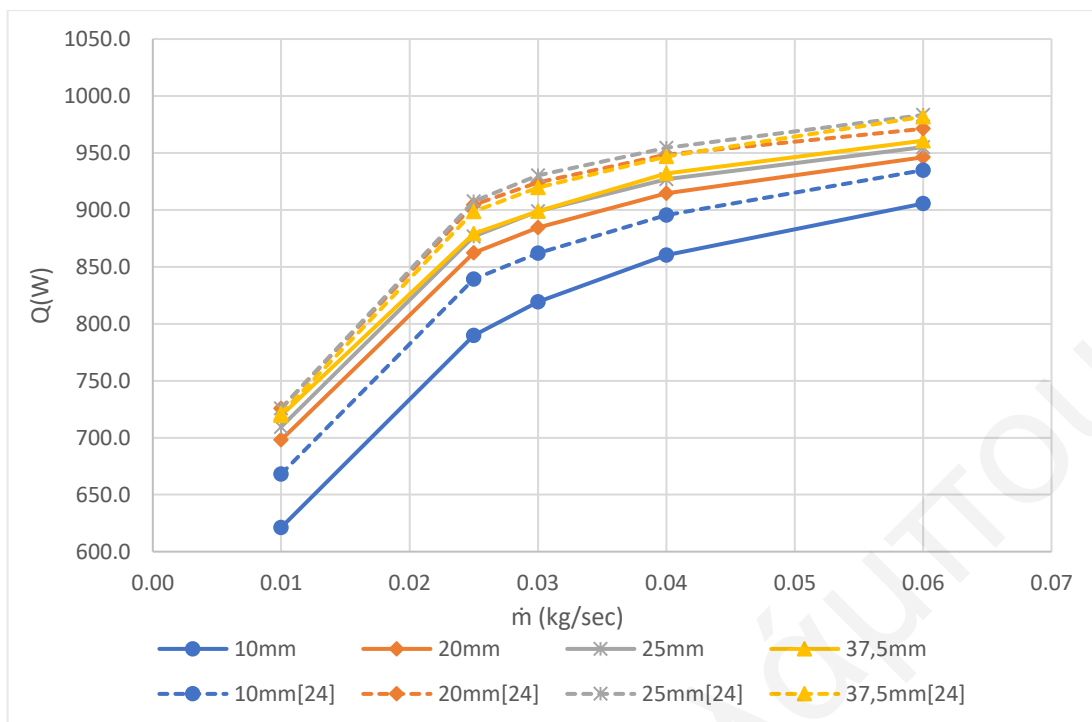
Αρχικά, όσον αφορά την περίπτωση απορροφητή με συντελεστή εκπομπής $\varepsilon=0,9$, σχεδιάζοντας το διάγραμμα (Σχήμα 2.5) και συγκρίνοντας τα αποτελέσματα με αυτά της δημοσίευσης (αντίστοιχα με διακεκομμένες γραμμές) [24], παρατηρούμε, πρωτίστως, ότι τα αποτελέσματά μας είναι αρκετά κοντά σε αυτά της δημοσίευσης. Οι καμπύλες μοιάζουν με αυτές της δημοσίευσης και οι τιμές βρίσκονται πάνω κάτω στο ίδιο εύρος τιμών. Με την περαιτέρω σύγκριση των δύο διαγραμμάτων παρατηρούμε ότι για μικρές

τιμές διακένου η απόκλιση μεταξύ των αντίστοιχων καμπυλών είναι πολύ μικρή, ενώ για μεγαλύτερες τιμές αυξάνεται. Την καλύτερη ταύτιση με καμπύλη της δημοσίευσης παρουσιάζει η καμπύλη με διάκενο 5mm, ενώ με τη μεταβολή της παροχής μάζας η απόκλιση παραμένει σχεδόν σταθερή. Η μεγαλύτερη απόκλιση παρουσιάζεται στη διάταξη με διάκενο 25mm για παροχή μάζας $\dot{m}=0,03\text{kg/s}$ και φτάνει περίπου το 8,7%.



Σχήμα 2.5: Προσφερόμενη θερμότητα στο ρευστό ανά παροχή μάζας για $\varepsilon=0,9$.

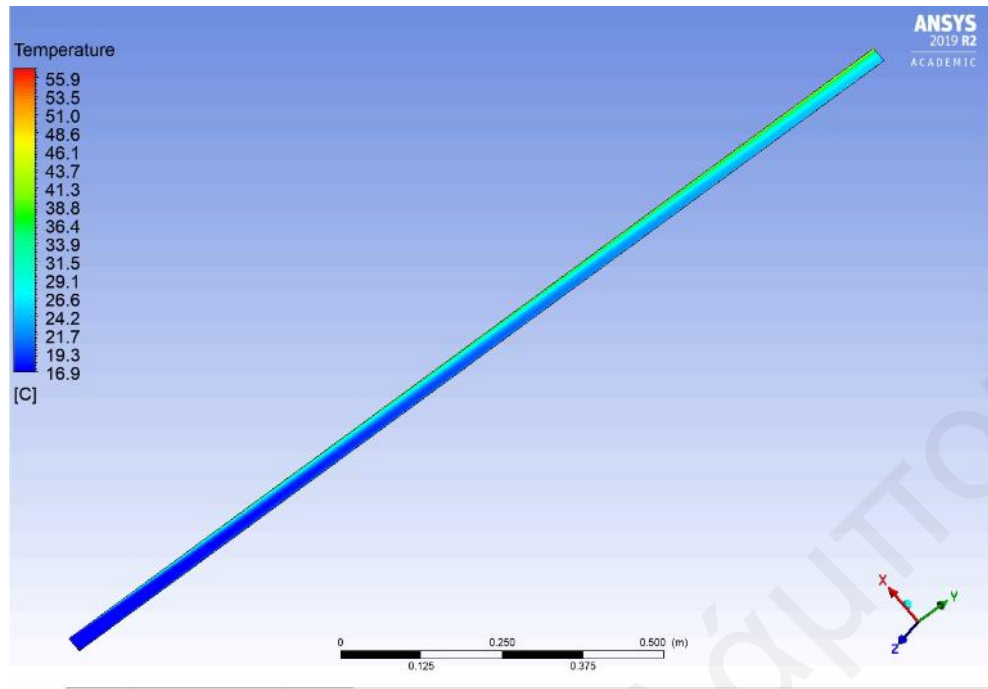
Έπειτα, σχεδιάζεται το διάγραμμα προσφερόμενης θερμότητας στο ρευστό για συντελεστή εκπομπής του απορροφητή $\varepsilon=0,05$ (Σχήμα 2.6). Συγκρίνοντας τα αποτελέσματα μας με τα αντίστοιχα της δημοσίευσης [24] (διακεκομμένες γραμμές), βλέπουμε αρχικά ότι οι καμπύλες έχουν περίπου την ίδια μορφή και κυμαίνονται περίπου στο ίδιο εύρος τιμών. Εν συνεχεία, παρατηρούμε ότι η απόκλιση μειώνεται με την αύξηση του διακένου, ενώ με τη μεταβολή της παροχής μάζας αέρα δεν φαίνεται να υπάρχει κάποια συγκεκριμένη συμπεριφορά όσον αφορά την απόκλιση. Έτσι, καλύτερη ταύτιση με τα αποτελέσματα της δημοσίευσης παρουσιάζει η καμπύλη με διάκενο 37,5mm, ενώ η μεγαλύτερη απόκλιση παρατηρείται για διάκενο 10mm και παροχή μάζας $\dot{m}=0,01\text{kg/s}$ και ανέρχεται στο 7,0%.



Σχήμα 2.6: Προσφερόμενη θερμότητα στο ρευστό ανά παροχή μάζας για $\varepsilon=0,05$.

2.2.3 Συμπεράσματα

Μέσα από τις συγκρίσεις των αποτελεσμάτων για τις περιπτώσεις απορροφητή με συντελεστή εκπομπής $\varepsilon=0,9$ και $\varepsilon=0,05$ αντιλαμβανόμαστε ότι τα αποτελέσματά μας είναι αρκετά κοντά με αυτά της δημοσίευσης, αφού η μέγιστη απόκλιση φτάνει το 8,7%. Μάλιστα, στο μεγαλύτερο εύρος τιμών η απόκλιση μεταξύ των αποτελεσμάτων είναι κάτω από 5%. Αξιοσημείωτο είναι το γεγονός ότι για συντελεστή εκπομπής απορροφητή $\varepsilon=0,9$ η απόκλιση αυξάνεται με την αύξηση του διακένου, ενώ για $\varepsilon=0,05$ παρατηρείται η αντίθετη συμπεριφορά. Τέλος, η απόκλιση που προκύπτει θεωρούμε ότι οφείλεται στη χρήση διαφορετικού μοντέλου υπολογισμού των απωλειών θερμότητας με ακτινοβολία και στην απροσδιοριστία του πάχους και του ακριβές συντελεστή εκπομπής της διαπερατής επιφάνειας, εφόσον όλα τα υπόλοιπα δεδομένα που εισήχθησαν στο πρόγραμμα συμφωνούσαν με αυτά της δημοσίευσης.



Σχήμα 2.7: Πεδίο θερμοκρασιών προσομοίωσης για διάκενο 25mm, παροχή μάζας $\dot{m}=0,06$ kg/s και συντελεστή εκπομπής $\epsilon=0,9$.

Κεφάλαιο 3

3 ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΗΛΙΑΚΟΥ ΣΥΛΛΕΚΤΗ ΑΕΡΑ

Στο κεφάλαιο αυτό γίνεται αρχικά μια αναφορά της πειραματικής διάταξης του ηλιακού συλλέκτη αέρα. Έπειτα ακολουθεί η μοντελοποίηση του SAC στην ANSYS και η παραμετρική μελέτη του βάσει της παροχής μάζας και της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας. Στο τέλος του κεφαλαίου παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που προκύπτουν από την ανάλυση και κατασκευάζονται τα διαγράμματα θερμικών απωλειών και λειτουργίας του συλλέκτη.

3.1 Πειραματική Διάταξη

Ο πειραματικός ηλιακός συλλέκτης αποτελείται από ένα διαπερατό από την ηλιακή ακτινοβολία γυαλί στο μπροστινό μέρος του, ξύλινο περίβλημα, μόνωση από πετροβάμβακα στο πίσω μέρος και μεταλλικό απορροφητή μεταξύ μόνωσης και διακένου. Στο κάτω και πάνω μέρος του απορροφητή υπάρχουν ανοίγματα σχηματίζοντας έτσι τους αγωγούς εισόδου και εξόδου του αέρα εντός του συλλέκτη. Η διάταξη του συλλέκτη παρουσιάζεται στο Σχήμα 3.1.



Σχήμα 3.1: Πρόσωση πειραματικού SAC.

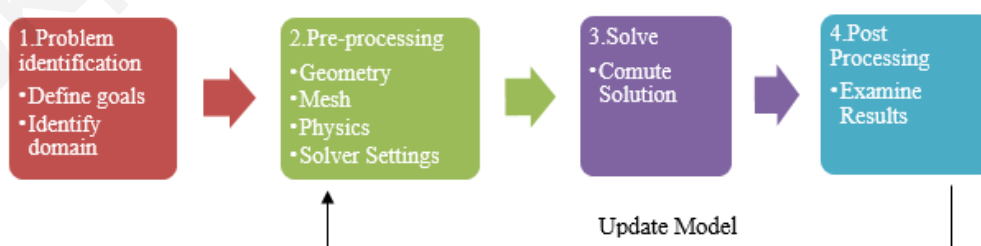
Σε προηγούμενη μελέτη [29] για τη διερεύνηση των παραμέτρων λειτουργίας του συλλέκτη, πραγματοποιήθηκαν πειράματα για φυσική συναγωγή με διάκενο 2 και 5cm και για εξαναγκασμένη συναγωγή με ογκομετρικές παροχές 37.2, 42.6, 56.8 και 63.1cfm

και διάκενο 2cm. Η θερμοκρασία περιβάλλοντος κατά την εκτέλεση των πειραμάτων κυμάνθηκε γύρω στους 23-25°C, ενώ η προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία μετρήθηκε στα 128-877 W/m². Η μέση απόδοση του συλλέκτη με φυσική συναγωγή υπολογίστηκε γύρω στο ~27,1%, ενώ σε εξαναγκασμένη συναγωγή με ογκομετρική παροχή 63,1 cfm γύρω στο ~46,1%.

3.2 Προσομοίωση Ηλιακού Συλλέκτη

Όπως προαναφέρθηκε, για την προσομοίωση του ηλιακού συλλέκτη χρησιμοποιήθηκε το υπολογιστικό πρόγραμμα ANSYS. Εμπορικά προγράμματα όπως το ANSYS δίνουν τη δυνατότητα μοντελοποίησης και επίλυσης προβλημάτων των οποίων οι εξισώσεις που τα διέπουν είναι συνήθως πεπλεγμένες και μη γραμμικές και δεν μπορούν να λυθούν με την αναλυτική μέθοδο. Τέτοια προγράμματα χρησιμοποιούνται για τη μελέτη προβλημάτων σε διάφορες εφαρμογές, όπως στην αεροπλοΐα, την αυτοκινητοβιομηχανία, τη βιομηχανική, σε μηχανικές εφαρμογές, στην κατασκευή κτηρίων κ.α., με χαμηλότερο κόστος και σε μικρότερο χρονικό διάστημα απ' ότι η κατασκευή και η πραγματοποίηση πειραμάτων [30].

Το ANSYS εμπεριέχει κάποια εργαλεία όπως το Design Modeler, το Mesh Modeler, τη Fluent και το CFD-Post, τα οποία χρησιμοποιούνται για τη σχεδίαση και πλεγματοποίηση της γεωμετρίας από το Design Modeler και το Mesh Modeler αντίστοιχα, ενώ η μοντελοποίηση της φύσης του προβλήματος και η αριθμητική επίλυση των εξισώσεων που διέπουν το πρόβλημα γίνονται μέσω της Fluent (σε περίπτωση προβλημάτων με ρευστά). Τέλος, το CFD-Post χρησιμοποιείται για καλύτερη ανάλυση των αποτελεσμάτων. Η διαδικασία προσομοίωσης ενός προβλήματος περιγράφεται στο Σχήμα 3.2.



Σχήμα 3.2: Διαδικασία προσομοίωσης προβλήματος [30].

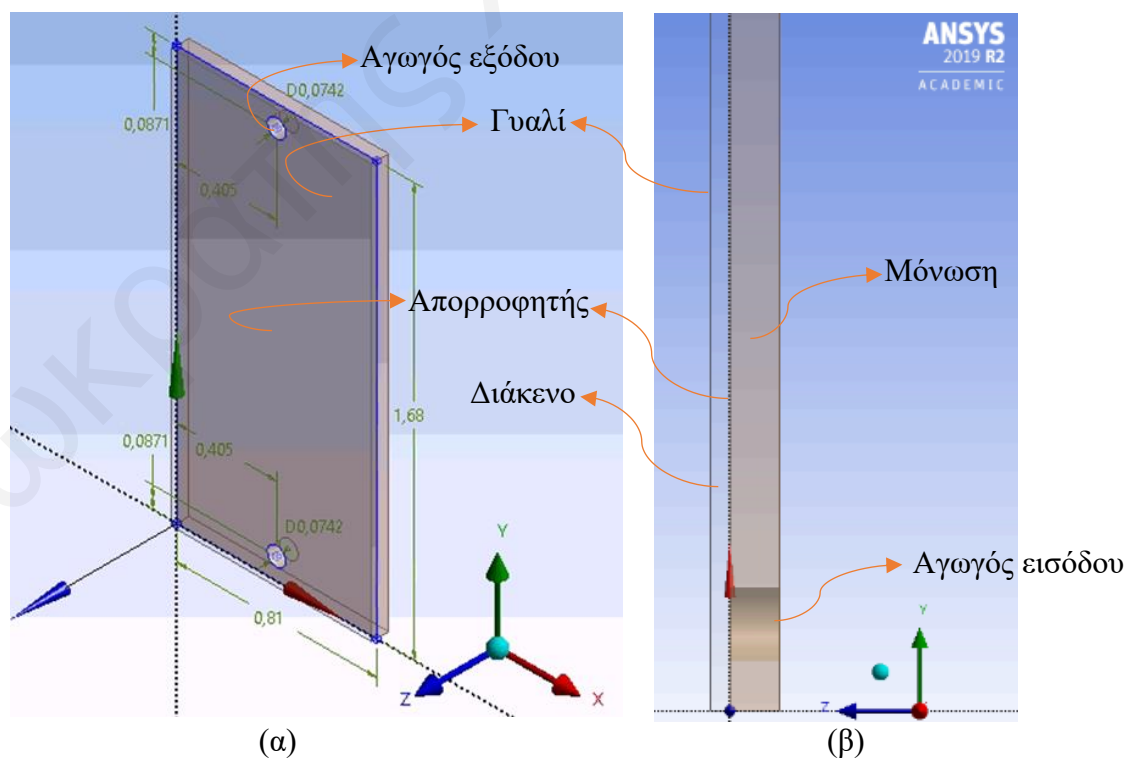
3.2.1 Σχεδίαση Γεωμετρίας

Αρχικά, το σχέδιο του ηλιακού συλλέκτη κατασκευάζεται στο Design Modeler λαμβάνοντας υπόψη τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά της πειραματικής διάταξης, τα οποία

παρουσιάζονται στον πιο κάτω πίνακα (Πίνακας 3.1). Για την επίτευξη της σωστής σχεδίασης καθορίζονται τα σημεία μέσα από τα οποία ρέει το ρευστό (Διάκενο μεταξύ γυαλιού-απορροφητή, αγωγοί εισόδου-εξόδου, «air domain») ενώ το πίσω μέρος του συλλέκτη όπου βρίσκεται η μόνωση ορίζεται ως στερεό. Οι επιφάνειες του γυαλιού, του ξύλινου περιβλήματος και του απορροφητή θεωρούνται ως μικρού πάχους και εισάγονται κατευθείαν στη Fluent, όπου λαμβάνονται υπόψη εισάγοντας μόνο το πάχος και το είδος της επιφάνειας. Έτσι εξοικονομείται χρόνος κατά τη σχεδίαση και τη δημιουργία πλέγματος. Επιπλέον, για να βοηθηθεί η διαδικασία κατασκευής ομοιόμορφου και συνεχούς πλέγματος, ο συλλέκτης, με όλα τα επιμέρους τμήματα που τον αποτελούν, ορίζεται ως ένα εξάρτημα («single part»). Το σχέδιο του συλλέκτη παρουσιάζεται στο Σχήμα 3.3.

Διαστάσεις Συλλέκτη (m)	
Ύψος (H)	1,68
Πλάτος (w)	0,81
Διάκενο (s)	0,02
Διάμετρος Αγωγών (D)	0,0742
Πάχος Μόνωσης (d_{ins})	0,05

Πίνακας 3.1: Διαστάσεις ηλιακού συλλέκτη.

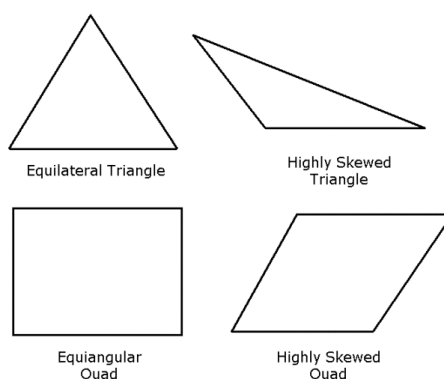


Σχήμα 3.3: Σχέδιο ηλιακού συλλέκτη (α) σε ισομετρική προβολή και (β) σε πλάγια όψη εστιασμένο στον αγωγό εισόδου.

3.2.2 Κατασκευή Πλέγματος

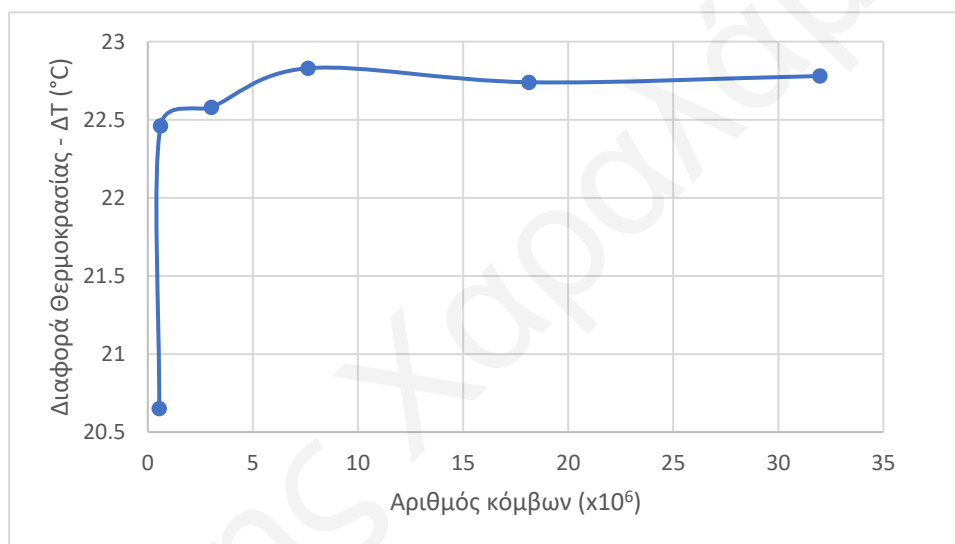
Όταν πλέον έχει ολοκληρωθεί η σχεδίαση της γεωμετρίας, επόμενο βήμα είναι η κατασκευή του πλέγματος. Το πλέγμα («mesh») αποτελεί ουσιαστικά το διαχωρισμό της γεωμετρίας σε πολύ μικρούς διακριτούς όγκους, τα λεγόμενα κελιά («cells»), σε κάθε ένα από τα οποία λύνονται στη συνέχεια οι εξισώσεις που διέπουν το πρόβλημα. Υπάρχουν διάφορα σχήματα με τα οποία γίνεται η πλεγματοποίηση με τα κύρια να αποτελούν τα εξάεδρα, τετράεδρα, πρίσματα και πυραμίδες. Επιπλέον, υπάρχουν δύο τύποι πλέγματος ανάλογα με το αν το μοτίβο στο οποίο παρατάσσονται οι κόμβοι («nodes») των κελιών είναι κανονικό ή ακανόνιστο, το λεγόμενο δομημένο («structured») και αδόμητο («unstructured») πλέγμα. Στο δομημένο πλέγμα χρησιμοποιούνται κυρίως εξάεδρα ενώ στο αδόμητο πλέγμα κυρίως τετράεδρα. Όπου είναι εφικτό προτιμάται η κατασκευή δομημένου πλέγματος, το οποίο οδηγεί σε γρηγορότερη και ακριβέστερη λύση σε σύγκριση με το αδόμητο πλέγμα.

Η ποιότητα του πλέγματος παίζει πολύ σημαντικό ρόλο στην ακρίβεια της λύσης και το ρυθμό σύγκλισης του προβλήματος. Γι' αυτό το λόγο σε πολλές περιπτώσεις μη σύγκλισης του προβλήματος αποτελεί το πρώτο πράγμα που εξετάζουμε. Στο Mesh Modeler, το οποίο θα χρησιμοποιηθεί για την κατασκευή του πλέγματος του συλλέκτη, υπάρχουν αρκετοί δείκτες της ποιότητας του πλέγματος όπως η παραμόρφωση των κελιών («skewness»), ο λόγος πλάτους προς ύψους («aspect ratio») και η ποιότητα των κελιών («element quality»). Οι δείκτες αυτοί μπορούν να ελεγχθούν μετά από την κατασκευή κάθε πλέγματος. Πιο σημαντικός δείκτης της ποιότητας του πλέγματος αποτελεί η παραμόρφωση των κελιών, η οποία δείχνει πόσο κοντά στο ιδανικό σχήμα βρίσκεται το κελί (Σχήμα 3.4). Οι τιμές που παίρνει ο δείκτης αυτός είναι από 0, που αντιπροσωπεύει ένα ισόπλευρο κελί, μέχρι και 1, που αντιπροσωπεύει ένα εκφυλισμένο κελί. Ένα πλέγμα με τιμές παραμόρφωσης μέχρι 0,5 αποτελείται από πολύ καλής ποιότητας κελιά, ενώ τιμές άνω του 0,9 είναι απαγορευτικές [31].



Σχήμα 3.4: Ιδανικά και παραμορφωμένα τρίγωνα και τετράπλευρα [31].

Όπως φαίνεται και στο Σχήμα 3.2, η διαδικασία προσομοίωσης ενός προβλήματος είναι μία επαναλαμβανόμενη διαδικασία μοντελοποίησης, επίλυσης του προβλήματος, ανάλυσης των αποτελεσμάτων και επανακαθορισμός των παραμέτρων μοντελοποίησης μέχρι την επίτευξη του βέλτιστου αποτελέσματος. Η διαδικασία αυτή ακολουθείται για τον προσδιορισμό του πλέγματος που θα χρησιμοποιηθεί εν τέλει για την παραμετρική μελέτη του συλλέκτη. Σχεδιάζεται αρχικά ένα σχετικά αραιό πλέγμα, λαμβάνονται τα αποτελέσματα και ακολούθως πυκνώνεται κάθε φορά μέχρι να έχουμε σύγκλιση των αποτελεσμάτων. Η παράμετρος που ελέγχεται σε κάθε επανάληψη είναι η διαφορά θερμοκρασίας εισόδου-εξόδου του αέρα στο συλλέκτη, η οποία απεικονίζεται στο σχήμα που ακολουθεί συναρτήσει του αριθμού των κόμβων (Σχήμα 3.5).

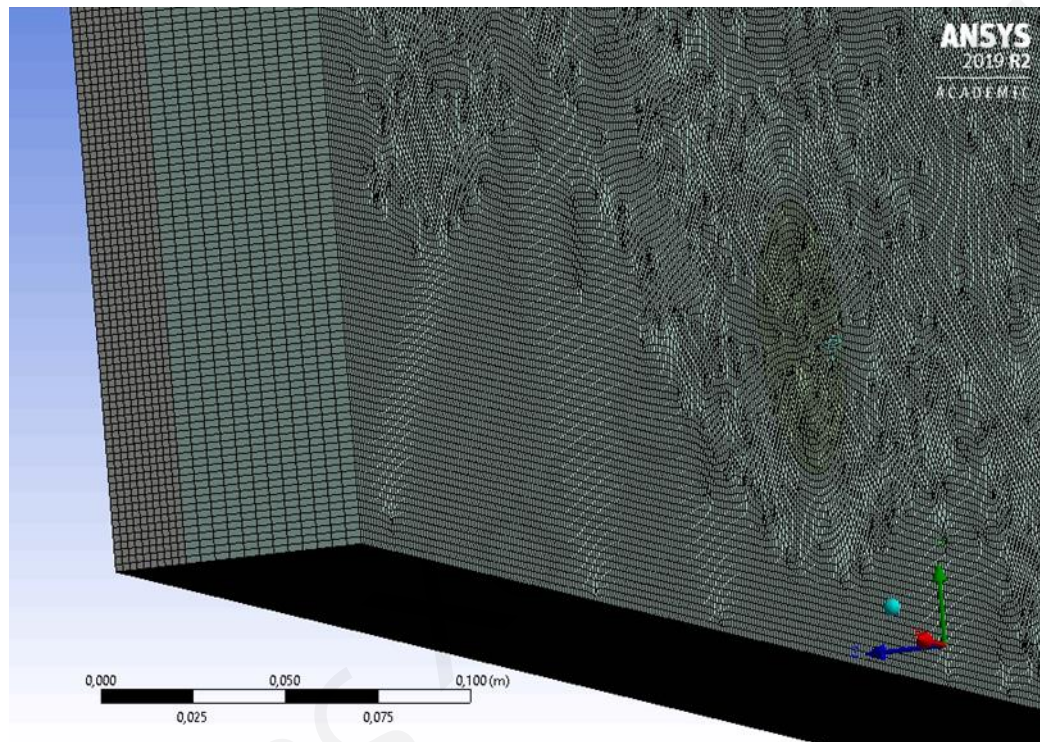


Σχήμα 3.5: Διαφορά θερμοκρασίας εισόδου-εξόδου συναρτήσει αριθμού κόμβων πλέγματος.

Από τα πιο πάνω διαγράμματα παρατηρούμε ότι για πλέγμα με αριθμό κόμβων μεγαλύτερο από $\sim 7,5 \times 10^6$ τα αποτελέσματα αρχίζουν να συγκλίνουν. Παρόλα αυτά, όσο αυξάνεται ο αριθμός των κόμβων, και κατ' επέκταση ο αριθμός των κελιών εντός του πλέγματος, το κόστος υπολογισμού αυξάνεται ραγδαία. Επομένως, για την παραμετρική μελέτη του συλλέκτη επιλέγεται το πλέγμα με $7,63 \times 10^6$ κόμβους, το οποίο παρέχει μια πολύ καλή λύση με σχετικά χαμηλό χρόνο υπολογισμού (~ 2 ώρες).

Σε περιοχές κοντά στους τοίχους του προβλήματος το πλέγμα πρέπει να πυκνώνει ακόμα περισσότερο για να μπορέσει να συλλάβει με ακρίβεια τις ραγδαίες μεταβολές των μεταβλητών της θερμοκρασίας και της ταχύτητας κάθετα στην επιφάνεια του τοίχου λόγω της ύπαρξης του οριακού στρώματος. Η πυκνωση αυτή, που σημαίνει ταυτόχρονα και ραγδαία αύξηση του κόστους υπολογισμού, μπορεί να αποφευχθεί με την εφαρμογή των λεγόμενων εξισώσεων τοίχων («wall functions»), οι οποίες υιοθετούνται στο

συγκεκριμένο πρόβλημα. Οι εξισώσεις αυτές προσομοιώνουν την αλλαγή της κλίσης της παραμέτρου εντός του κελιού, συλλαμβάνοντας έτσι την απότομη μεταβολή της και παρέχοντας μία αρκετά καλή προσέγγιση της λύσης. Η χρήση τους γίνεται μέσω κατευθείαν δήλωσής τους στη Fluent. Επιπλέον, για διευκόλυνση της διαδικασίας εισαγωγής των οριακών συνθηκών, κάθε επιφάνεια του συλλέκτη θα πρέπει να ονομαστεί πριν τη μετάβαση στη Fluent.



Σχήμα 3.6: Απεικόνιση τελικού πλέγματος στο κάτω μέρος του συλλέκτη.

3.2.3 *Fluent*

Όταν πλέον το πλέγμα είναι έτοιμο, το μοντέλο εισάγεται στη Fluent. Εκεί γίνεται μια σειρά από ορισμούς πριν ξεκινήσει η επίλυση του προβλήματος. Αρχικά, το πρόβλημα ορίζεται ως σταθερής κατάστασης και εισάγεται η επιτάχυνση της βαρύτητας ίση με $g=9,81\text{m/s}^2$ στον αρνητικό ημιάξονα y .

Στη συνέχεια ορίζονται τα μοντέλα των εξισώσεων που θα επιλυθούν στο συγκεκριμένο πρόβλημα. Για όλες τις ροές, το ANSYS Fluent λύνει τις εξισώσεις διατήρησης της μάζας και της ορμής, ενώ στην περίπτωση του συγκεκριμένου προβλήματος, όπου μας ενδιαφέρει και η μετάδοση θερμότητας, ενεργοποιείται και η εξίσωση διατήρησης της ενέργειας. Οι εξισώσεις αυτές παρουσιάζονται πιο κάτω [32].

3.2.3.1 Μοντέλα Εξισώσεων

Διατήρηση της Μάζας:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (3.1)$$

Η εξίσωση διατήρησης της μάζας είναι βασισμένη στην αρχή ότι η μάζα δεν καταστρέφεται ή δημιουργείται, αλλά διατηρείται. Στην εξίσωση 3.1 το ρ αντιπροσωπεύει την πυκνότητα, το \vec{v} το διάνυσμα των τριών συνιστωσών της ταχύτητας και ο όρος S_m τη μάζα που προστίθεται στο σύστημα από διάφορες πηγές [32]. Εφόσον μιλάμε για πρόβλημα σταθερής κατάστασης με σταθερή παροχή μάζας, η μεταβολή της πυκνότητας ως προς το χρόνο, καθώς και ο όρος S_m , είναι ίσοι με 0.

Διατήρηση της Ορμής:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (3.2)$$

Βασισμένη στο 2^ο Νόμο του Νεύτωνα, η εξίσωση διατήρησης της ορμής δηλώνει ότι σε περίπτωση που δεν ασκείται εξωτερική δύναμη στο σύστημα η ορμή του συστήματος διατηρείται. Στην εξίσωση 3.2 το p αντιπροσωπεύει τη στατική πίεση, το \vec{g} το διάνυσμα της βαρύτητας, το \vec{F} τις εξωτερικές δυνάμεις και το τ τον τανυστή των τάσεων, ο οποίος αναλύεται στην εξίσωση 3.3 [32]. Λόγω του ότι το πρόβλημα είναι σταθερής κατάστασης, ο ρυθμός μεταβολής της ορμής είναι 0.

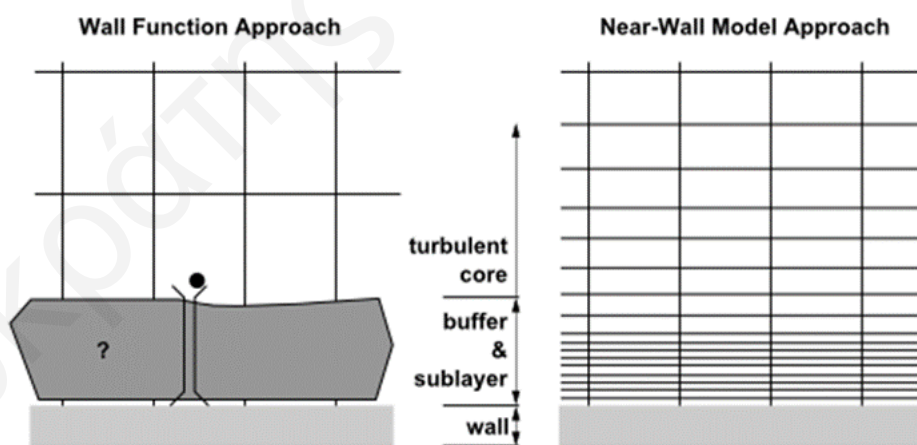
$$\bar{\tau} = \mu \left[(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I \right] \quad (3.3)$$

Στην εξίσωση υπολογισμού του τανυστή των τάσεων (εξίσωση 3.3) το μ αντιπροσωπεύει το δυναμικό ιξώδες και το I το μοναδιαίο πίνακα [32]. Για τη μοντελοποίηση της τύρβης της ροής, η Fluent χρησιμοποιεί τις λεγόμενες Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) εξισώσεις, οι οποίες μετατρέπουν τις μεταβλητές λύσεως των στιγμιαίων εξισώσεων Navier-Stokes (εξισώσεις 3.1 και 3.2) σε μέσες και διακυμαινόμενες συνιστώσες. Στις RANS εξισώσεις εμφανίζονται επιπλέον όροι που αντιπροσωπεύουν τα αποτελέσματα της τύρβης, οι λεγόμενες τάσεις Reynolds («Reynolds Stresses»), οι οποίες πρέπει να μοντελοποιηθούν ούτως ώστε να κλείσουν οι εξισώσεις RANS. Στο μοντέλο τύρβης k-ε, που εφαρμόζεται για τη λύση του

συγκεκριμένου προβλήματος, χρησιμοποιείται η λεγόμενη υπόθεση Boussinesq («Boussinesq Hypothesis»), η οποία παρέχει σχετικά χαμηλό χρόνο υπολογισμού όσον αφορά τον υπολογισμό του τυρβώδους ιξώδους [33].

Στην περίπτωση του μοντέλου k-ε επιλύονται δύο επιπλέον εξισώσεις μεταφοράς, αυτή της κινητικής ενέργειας της τύρβης, k , και αυτή του ρυθμού σκέδασης της τύρβης, ϵ , και το τυρβώδες ιξώδες υπολογίζεται ως συνάρτηση των δύο αυτών εξισώσεων. Το μοντέλο αυτό χρησιμοποιείται ευρέως σε προβλήματα μετάδοσης θερμότητας λόγω της ανθεκτικότητας, της οικονομίας και της λογικής ακρίβειας του για μεγάλο εύρος τυρβώδων ροών. Το Realizable k-ε μοντέλο θεωρείται ότι έχει την καλύτερη επίδοση συγκριτικά με τα υπόλοιπα μοντέλα k-ε [33], γι' αυτό και επιλέχθηκε για το συγκεκριμένο πρόβλημα.

Όπως προαναφέρθηκε, για την προσομοίωση του συλλέκτη γίνεται χρήση wall function ούτως ώστε να μοντελοποιηθεί η ροή στην περιοχή κοντά στα τοιχώματα του μοντέλου. Η σύγκριση προσέγγισης της ροής κοντά στα τοιχώματα με wall function ή με πύκνωση του πλέγματος παρουσιάζεται στο Σχήμα 3.7. Στην περίπτωση του k-ε μοντέλου προτείνεται από τη Fluent η ενεργοποίηση της Enhanced Wall Treatment wall function, η οποία και χρησιμοποιείται στο συγκεκριμένο πρόβλημα [33].



Σχήμα 3.7: Διαφορά προσέγγισης ροής με wall function και πύκνωση πλέγματος [33].

Εξίσωση της Ενέργειας:

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot [\vec{v}(\rho E + p)] = \nabla \cdot \left[k_{eff} \nabla T - \sum_j \dot{h}_j \vec{j}_j + (\bar{\tau}_{eff} \cdot \vec{v}) \right] + S_h \quad (3.4)$$

Βασισμένη στον 1^ο Θερμοδυναμικό Νόμο, η εξίσωση διατήρησης της ενέργειας περιγράφει ότι ο ρυθμός μεταβολής της ενέργειας ισούται με το άθροισμα του ρυθμού προσθήκης θερμότητας και του έργου που πραγματοποιείται στα σωματίδια του ρευστού. Εφόσον το πρόβλημα είναι σταθερής κατάστασης, ο όρος της μεταβολής ενέργειας ως προς το χρόνο απαλείφεται από την εξίσωση 3.4. Το ίδιο ισχύει και για τους όρους της πηγής ενέργειας λόγω διάχυσης ειδών («species diffusion») και του διασκεδασμού ιξώδους («viscous dissipation»), εφόσον βρισκόμαστε σε ασυμπίεστη περιοχή ταχυτήτων και δεν υπάρχει διάχυση ειδών. Η μετάδοση θερμότητας μέσω αγωγής αντιπροσωπεύεται από τον όρο $\nabla \mathbf{k}_{\text{eff}} \nabla \mathbf{T}$, όπου \mathbf{k}_{eff} η ενεργώς αγωγιμότητα ίση με $k+k_i$ (όπου k_i η τυρβώδης θερμική αγωγιμότητα η οποία ορίζεται από το μοντέλο τύρβης που χρησιμοποιείται) και $\nabla \mathbf{T}$ η κλίση της θερμοκρασίας. Ο όρος \mathbf{S}_h περιλαμβάνει την ογκομετρική πηγή θερμότητας, που θα οριστεί στη συνέχεια στον απορροφητή αντιπροσωπεύοντας την παραγωγή θερμότητας λόγω της απορρόφησης ηλιακής ακτινοβολίας, καθώς και τις πηγές λόγω ακτινοβολίας, οι οποίες ενεργοποιούνται με τη χρήση μοντέλου ακτινοβολίας. Ο όρος της ενέργειας, \mathbf{E} , δίνεται από την εξίσωση 3.5, όπου h η αισθητή ενθαλπία («sensible enthalpy») [34].

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (3.5)$$

Για τη μοντελοποίηση της μετάδοσης θερμότητας λόγω ακτινοβολίας χρησιμοποιείται το μοντέλο ακτινοβολίας Surface-to-Surface (S2S), το οποίο σύμφωνα με τη Fluent είναι καλό για περιφραγμένα συστήματα όπως ένας ηλιακός συλλέκτης [34]. Στο μοντέλο αυτό η ροή ενέργειας που φεύγει από μια επιφάνεια αποτελείται από την άμεσα εκπεμπόμενη και ανακλώμενη ενέργεια. Η ανακλώμενη ροή ενέργειας εξαρτάται από την προσπίπτουσα ροή ενέργειας από τον περιβάλλοντα χώρο, η οποία μπορεί να εκφραστεί ως η ροή ενέργειας που φεύγει από όλες τις άλλες επιφάνειες. Η θερμότητα που φεύγει από μια επιφάνεια k ισούται με:

$$q_{out,k} = \varepsilon_k \sigma T_k^4 + \rho_k q_{in,k} \quad (3.6)$$

Όπου ε_k ο συντελεστής εκπομπής της επιφάνειας, σ η σταθερά Stefan-Boltzmann και $q_{in,k}$ η προσπίπτουσα ροή ενέργειας στην επιφάνεια από τον περιβάλλοντα χώρο.

3.2.3.2 Οριακές Συνθήκες

Προτού οριστούν οι οριακές συνθήκες, εισάγονται στη Fluent οι ιδιότητες των υλικών που αποτελούν το συλλέκτη και του εργαζόμενου μέσου, του αέρα. Για τον ορισμό των ιδιοτήτων του αέρα χρησιμοποιούνται οι λεγόμενες User-Defined Functions (UDFs). Οι UDFs είναι εξισώσεις γραμμένες σε γλώσσα προγραμματισμού C, οι οποίες φορτώνονται στη Fluent και υπολογίζουν συνήθως δεδομένα που δεν μπορούν να υπολογιστούν κατευθείαν από τη Fluent. Τέτοια δεδομένα μπορεί να είναι προσαρμοσμένες οριακές συνθήκες, μεταβλητές ιδιότητες υλικού, ακόμα και προσδιορισμός έναρξης μιας επίλυσης και βελτίωση τρόπου επεξεργασίας της τελικής λύσης [35].

Η χρήση των UDFs για τον υπολογισμό των ιδιοτήτων του αέρα γίνεται λόγω του ότι οι ιδιότητες του αέρα μεταβάλλονται αρκετά με τη μεταβολή της θερμοκρασίας του. Ειδικά ο προσδιορισμός της σωστής πυκνότητας αποτελεί πολύ σημαντικό στοιχείο εφόσον η διαφορά πυκνότητας έχει ως αποτέλεσμα τη δημιουργία ανωστικών δυνάμεων εντός του συλλέκτη. Έτσι, εισάγεται η θερμοκρασία του αέρα από κάθε κελί στον κώδικα και γίνονται οι κατάλληλοι υπολογισμοί. Στο Παράρτημα I παρουσιάζονται οι εξισώσεις υπολογισμού των ιδιοτήτων του αέρα βάσει της θερμοκρασίας του για εύρος 200-400K σε 1 ατμόσφαιρα [36], ενώ στο Παράρτημα II οι UDFs που χρησιμοποιήθηκαν στο συγκεκριμένο πρόβλημα. Στο σημείο αυτό αξίζει να σημειωθεί ότι, λόγω προβλήματος που αντιμετωπίστηκε για τη χρήση UDF όσον αφορά τον υπολογισμό της ειδικής θερμοχωρητικότητας του αέρα, εισάχθηκε στο πρόβλημα ειδική θερμοχωρητικότητα ίση με $C_p=1006,24(J/KgK)$. Η τιμή αυτή αντιστοιχεί σε θερμοκρασία αέρα $T=24,27^{\circ}C$, που είναι η θερμοκρασία περιβάλλοντος στο συγκεκριμένο πρόβλημα. Οι ιδιότητες των υπόλοιπων υλικών του συλλέκτη παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα [26].

Υλικό	Πυκνότητα ρ (kg/m ³)	Ειδική Θερμοχωρητικότητα C_p (J/kg/K)	Συντ. Θερμ. Αγωγιμότητας K (W/m/K)
Πετροβάμβακας	50	840	0,040
Γυαλί	2210	840	1,050
Ξύλο	700	2310	0,173

Πίνακας 3.2: Ιδιότητες υλικών συλλέκτη [26].

Εφόσον γίνει ο ορισμός των υλικών του προβλήματος, δηλώνονται οι περιοχές του συλλέκτη που ρέει το ρευστό (διάκενο γυαλιού-απορροφητή, αγωγοί εισόδου-εξόδου) και η περιοχή της μόνωσης δηλώνεται ως στερεό από πετροβάμβακα. Στη συνέχεια,

προχωρούμε με τον ορισμό των οριακών συνθηκών. Σε όλους τους τοίχους του συστήματος ορίζεται η συνθήκη μη ολίσθησης («no slip») και σταθερού τοίχου («stationary wall»), μηδενίζοντας έτσι όλες τις συνιστώσες της ταχύτητας στην περιοχή κοντά στους τοίχους.

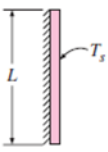
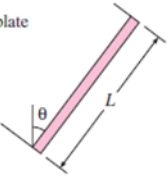
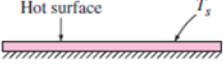

Έπειτα, θέτουμε τις απώλειες από τους τοίχους ως συνδυασμό μετάδοσης θερμότητας μέσω συναγωγής και ακτινοβολίας προς το περιβάλλον. Η θερμοκρασία περιβάλλοντος, όπως προαναφέρθηκε, ορίστηκε στους $T_a=24,27^\circ\text{C}$ ($=297,42\text{K}$) εφόσον οι υπολογισμοί στην πειραματική μελέτη [29] γίνονται σε αυτή τη θερμοκρασία. Στο μπροστινό τοίχο του συστήματος θέτουμε ως υλικό το γυαλί ενώ σε όλους τους υπόλοιπους τοίχους περιμετρικά του συστήματος το ξύλο. Και στις δύο περιπτώσεις υλικών ο συντελεστής εκπομπής είναι ίσος με $\varepsilon=0,9$, ενώ το πάχος τους ορίζεται ίσο με $t=0,005\text{m}$. Για την εισαγωγή του συντελεστή θερμικής συναγωγής στα εξωτερικά τοιχώματα του συλλέκτη, χρησιμοποιούνται και πάλι UDFs. Ο υπολογισμός του συντελεστή σε αυτή την περίπτωση γίνεται αρχικά με την εισαγωγή της θερμοκρασίας κάθε επιφανειακής όψης («face») του κελιού στον κώδικα. Έπειτα, υπολογίζεται ο αριθμός Rayleigh βάσει της εξίσωσης του Παραρτήματος Ι και, μέσω εμπειρικών συσχετισμών του αριθμού Rayleigh με τον αριθμό Nusselt για ελεύθερη συναγωγή [28], υπολογίζεται ο αριθμός Nusselt. Από τον αριθμό Nusselt υπολογίζεται ο συντελεστής θερμικής συναγωγής μέσω της εξίσωσης 2.3 ως ακολούθως:

$$h_{free} = \frac{Nu \cdot k}{L}$$

Το χαρακτηριστικό μήκος L υπολογίζεται κάθε φορά ανάλογα με την επιφάνεια, όπως παρουσιάζεται στον πιο κάτω πίνακα (Πίνακας 3.3), ο οποίος περιλαμβάνει και τους εμπειρικούς συσχετισμούς του αριθμού Ra με τον αριθμό Nu σε κάθε περίπτωση. Το διάγραμμα υπολογισμού του συντελεστή θερμικής συναγωγής στα εξωτερικά τοιχώματα του συλλέκτη παρουσιάζεται στο Σχήμα 3.8.



Σχήμα 3.8: Διάγραμμα υπολογισμού συντελεστή θερμικής συναγωγής [30].

Geometry	Characteristic length L_c	Range of Ra	Nu
Vertical plate 	L	10^4-10^9 10^9-10^{13} Entire range	$Nu = 0.59Ra_L^{1/4}$ (9-19) $Nu = 0.1Ra_L^{1/3}$ (9-20) $Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{1/4}} \right\}^2$ (9-21) (complex but more accurate)
Inclined plate 	L		Use vertical plate equations for the upper surface of a cold plate and the lower surface of a hot plate Replace g by $g \cos\theta$ for $Ra < 10^9$
Horizontal plate (Surface area A and perimeter p) (a) Upper surface of a hot plate (or lower surface of a cold plate)  (b) Lower surface of a hot plate (or upper surface of a cold plate) 	A_s/p	10^4-10^7 10^7-10^{11} 10^5-10^{11}	$Nu = 0.54Ra_L^{1/4}$ (9-22) $Nu = 0.15Ra_L^{1/3}$ (9-23) $Nu = 0.27Ra_L^{1/4}$ (9-24)

Πίνακας 3.3: Εμπειρικοί συσχετισμοί μέσου αριθμού Nu με αριθμό Ra για φυσική συναγωγή πάνω σε επιφάνειες [28].

Στην είσοδο του συλλέκτη θέτουμε την οριακή συνθήκη εισαγωγής παροχής μάζας («mass flow inlet»), εφόσον θα γίνει μελέτη του συλλέκτη για ογκομετρικές παροχές 10-150cfm («cubic foot per minute»). Η θερμοκρασία εισόδου του αέρα στο συλλέκτη είναι η ατμοσφαιρική και η πίεση 1 ατμόσφαιρα (=101325Pa). Η έξοδος του συλλέκτη περιγράφεται από την οριακή συνθήκη «outflow», η οποία χρησιμοποιείται όταν η ταχύτητα και η πίεση στην έξοδο δεν είναι γνωστές, θέτοντας μηδενική τιμή ροής διάχυσης για όλες τις μεταβλητές της ροής και πραγματοποιώντας ολική διόρθωση του ισοζυγίου μάζας. Η μετατροπή της ογκομετρικής παροχής σε παροχή μάζας έχει ως εξής:

$$\dot{m} \left[\frac{kg}{s} \right] = \dot{V} \left[\frac{f^3}{min} \right] \cdot \rho \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot \frac{1}{60} \left[\frac{min}{sec} \right] \cdot \frac{1}{35,315} \left[\frac{m^3}{f^3} \right]$$

Όπου $\rho=1,189kg/m^3$ η πυκνότητα αέρα στην είσοδο του συλλέκτη (ατμοσφαιρική). Στα σημεία όπου υπάρχει επαφή στερεού με ρευστό (επαφή μόνωσης με περιοχές ρευστού) δημιουργούνται από τη Fluent καινούργιες επιφάνειες. Σε αυτές τις επιφάνειες υπάρχει μετάδοση θερμότητας μέσω αγωγής στο στερεό σε συνδυασμό με μετάδοση θερμότητας μέσω συναγωγής από το ρευστό. Αυτός ο συνδυασμός ονομάζεται συζευγμένη μετάδοση θερμότητας («conjugate heat transfer») και για τη μοντελοποίηση του χρησιμοποιείται η οριακή συνθήκη «coupled». Για τα σημεία επαφής της μόνωσης

με τους αγωγούς εφαρμόζεται ως υλικό το ξύλο με πάχος $t_x=0,005\text{m}$ και συντελεστή εκπομπής $\epsilon_x=0,9$, ενώ για την επαφή της μόνωσης με το ρευστό στο διάκενο του συλλέκτη ορίζεται η επιφάνεια του απορροφητή. Το πάχος του απορροφητή θεωρείται $t_a=0,001\text{m}$ και ο συντελεστής εκπομπής $\epsilon_a=0,9$. Για τη μοντελοποίηση της ηλιακής ακτινοβολίας δηλώνεται ογκομετρική πηγή θερμότητας στον απορροφητή ως ποσοστό της συνολικής ηλιακής ακτινοβολίας λόγω των οπτικών απωλειών (διαπερατότητα γυαλιού, απορροφητικότητα απορροφητή). Ο υπολογισμός της ογκομετρικής πηγής θερμότητας γίνεται ως εξής:

$$\dot{e}_{gen} = \frac{q_s \cdot \tau_g \cdot a_a}{t_a} \quad (3.7)$$

Όπου \dot{e}_{gen} η ογκομετρική πηγή θερμότητας που εισάγεται στον απορροφητή σε W/m^3 , q_s η προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία σε W/m^2 και $\tau_g \times a_a$ το ποσοστό της ηλιακής ακτινοβολίας που εν τέλει απορροφάται από τον απορροφητή. Οι οπτικές απώλειες θεωρούνται ίσες με 18% και επομένως:

$$\tau_g \cdot a_a = 0,82$$

3.2.3.3 Solver

Εφόσον τελειώσουμε με τον ορισμό των οριακών συνθηκών προχωράμε με την εισαγωγή των ρυθμίσεων του Solver στη Fluent ούτως ώστε να ξεκινήσουμε την επίλυση του προβλήματος. Αρχικά, όπως προαναφέρθηκε, θα εξεταστεί η επίλυση του προβλήματος στη σταθερή κατάσταση, οπότε ορίζεται ως «steady state». Λόγω του ότι η ροή θεωρείται ασυμπίεστη και σε χαμηλές ταχύτητες χρησιμοποιείται ο Pressure-Based Solver και επιλέγεται ο τύπος υπολογισμού απόλυτης ταχύτητας.

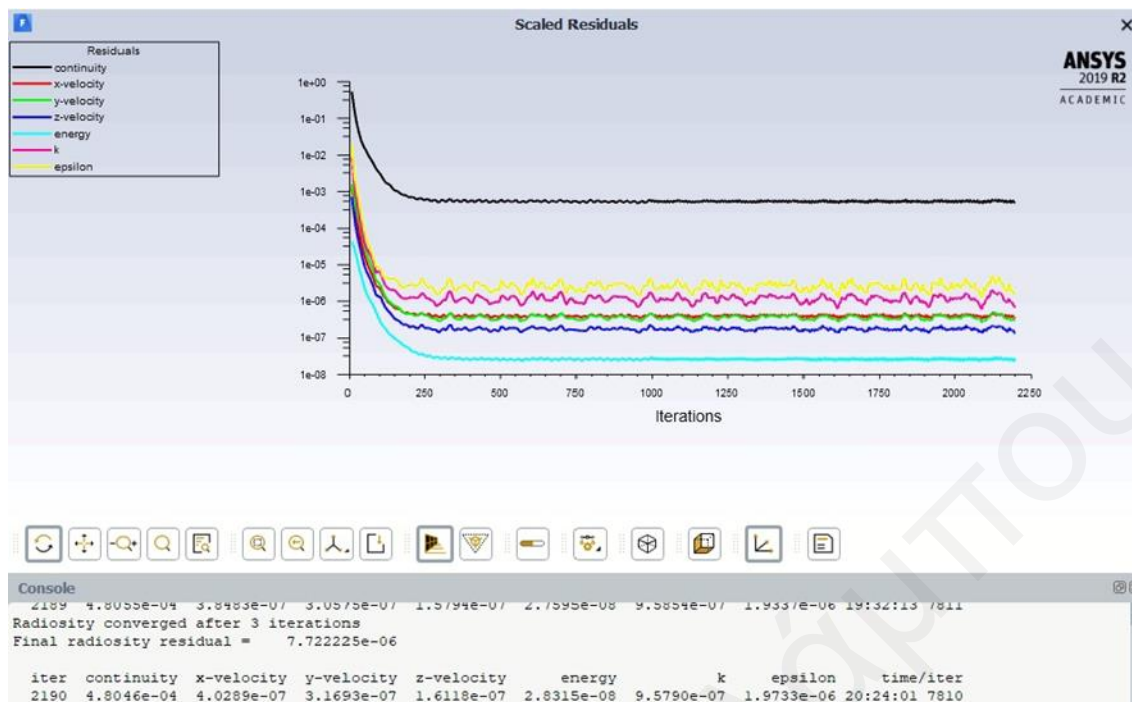
Ως αλγόριθμος επίλυσης επιλέγεται ο «coupled», ο οποίος είναι πιο αποδοτικός για ροές σταθερής κατάστασης, προσφέροντας επίσης και γρηγορότερη λύση συγκριτικά με τους άλλους αλγόριθμους [37]. Για τον υπολογισμό των κλίσεων («gradients») χρησιμοποιείται η Least Squares Cell Based μέθοδος, ενώ για τη χωρική διακριτοποίηση των υπόλοιπων εξισώσεων χρησιμοποιούνται 2^{ου} βαθμού ανάντη σχήματα. Επιπλέον, για τη υποβοήθηση σύγκλισης του προβλήματος ενεργοποιείται η μέθοδος χαλάρωσης Pseudo Transient, η οποία εισάγει στην επίλυση ένα εικονικό χρονικό βήμα [37]. Σε περαιτέρω προβλήματα σύγκλισης μειώνεται ο συντελεστής χαλάρωσης της ορμής

μεταξύ 0,1-0,5 για να επιτευχθεί σύγκλιση, το οποίο έχει ως αντίκτυπο την αύξηση του χρόνου επίλυσης του προβλήματος εφόσον αυξάνεται ο αριθμός επαναλήψεων («iterations»).

Επόμενο βήμα αποτελεί ο ορισμός των κριτηρίων σύγκλισης («convergence criteria»). Για την επίτευξη λύσης, στο τέλος κάθε επανάληψης υπολογίζεται από το πρόγραμμα το άθροισμα των υπολοίπων («residuals») των εξισώσεων που λύνονται και απεικονίζεται σε διάγραμμα από τη Fluent (Σχήμα 3.9). Όταν το υπόλοιπο αυτό πέσει κάτω από μια συγκεκριμένη τιμή, τότε έχουμε σύγκλιση του προβλήματος. Η τιμή αυτή ορίζεται από το χρήστη και, γι' αυτή τη μελέτη, θεωρείται ότι η τιμή υπολοίπου 10^{-3} για την εξίσωση μάζας, 10^{-6} για την εξίσωση ενέργειας και για τις 10^{-5} υπόλοιπες εξισώσεις είναι ικανοποιητική.

Έπειτα, απαιτείται η αρχικοποίηση («initialization») του προβλήματος. Η αρχικοποίηση ορίζει ουσιαστικά κάποιες αρχικές τιμές στις μεταβλητές του προβλήματος παρέχοντας έτσι ένα σημείο εκκίνησης για την επίλυση. Υπάρχουν δύο μέθοδοι αρχικοποίησης, η «hybrid» και η «standard». Στην «standard» μέθοδο ο χρήστης εισάγει τις αρχικές τιμές των μεταβλητών. Στην «hybrid» μέθοδο, η οποία χρησιμοποιείται στη συγκεκριμένη μελέτη, γίνεται μια σύντομη προσέγγιση της λύσης που καθορίζει το πεδίο πίεσης και πυκνότητας χρησιμοποιώντας την εξίσωση Laplace και οι υπόλοιπες μεταβλητές υιοθετούνται βάσει των μέσων τιμών ή τη μέθοδο της παρέμβασης («method of interference») [30]. Στο σημείο αυτό αξίζει να σημειωθεί ότι η αρχικοποίηση του προβλήματος πρέπει να γίνει προτού φορτωθούν οι UDFs στη Fluent και, έτσι, θα πρέπει σε αυτά τα σημεία να συμπληρωθούν κάποιες προσεγγιστικές τιμές ώστε να επιτευχθεί η αρχικοποίηση.

Τέλος, εφόσον γίνει υπολογισμός της λύσης, τα αποτελέσματα μπορούν να προβληθούν στη Fluent σε διάφορες μορφές, όπως περιγράμματα και διανύσματα διαφόρων μεταβλητών, καθώς και σε γραμμές ροής και πολλά άλλα. Καλύτερη ανάλυση και επεξεργασία των αποτελεσμάτων προσφέρεται μέσω του εργαλείου CFD-Post.



Σχήμα 3.9: Διάγραμμα απεικόνισης υπολοίπων εξισώσεων στη Fluent.

3.3 Αποτελέσματα

3.3.1 Υπολογισμός Παραμέτρων

Όπως προαναφέρθηκε, η μελέτη που πραγματοποιήθηκε αφορά τη συμπεριφορά του συλλέκτη κάτω από την επίδραση της μεταβολής της παροχής μάζας αέρα και της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας. Πρωτίστως, μας αφορά ο υπολογισμός του θερμικού βαθμού απόδοσης, ο οποίος για να προσδιοριστεί θα πρέπει αρχικά να υπολογιστεί η προσφερόμενη θερμότητα στο ρευστό. Ο υπολογισμός γίνεται μέσω της εξίσωσης 2.5 ως εξής:

$$\dot{Q}_{air} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{out} - T_{in})$$

Όπου \dot{Q}_{air} η προσφερόμενη θερμότητα στο ρευστό [W], \dot{m} η παροχή μάζας αέρα [kg/s], C_p η ειδική θερμοχωρητικότητα του αέρα [J/kg/K], T_{in} η θερμοκρασία αέρα στην είσοδο του συλλέκτη (ατμοσφαιρική) [K] και T_{out} η θερμοκρασία αέρα στην έξοδο του συλλέκτη [K]. Η T_{out} εξάγεται από τη Fluent με την επιλογή Mass-Weighted Average, η οποία υπολογίζει τη μέση τιμή της θερμοκρασίας στην έξοδο σταθμισμένη βάσει της μάζας αέρα σε κάθε «face» κελιού. Έτσι υπολογίζεται ο θερμικός βαθμός απόδοσης βάσει της εξίσωσης 3.8.

$$n_{th} = \frac{\dot{Q}_{air}}{q_s \cdot A_c} \quad (3.8)$$

Όπου q_s η προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία σε W/m^2 και A_c το εμβαδόν επιφανείας του συλλέκτη σε m^2 που προκύπτει από τις διαστάσεις του ως εξής:

$$A_c = H \cdot w = 1,68 \cdot 0,81 = 1,3608 [m^2]$$

Μια άλλη παράμετρος που μας ενδιαφέρει είναι, επίσης, η πτώση πίεσης εντός του συλλέκτη. Για τον υπολογισμό της εξάγονται από τη Fluent και πάλι με την επιλογή της μέσης σταθμισμένης μάζας η τιμή της στατικής πίεσης στην είσοδο και την έξοδο του συλλέκτη. Η πτώση πίεσης δίνεται από την εξής σχέση:

$$\Delta P = P_{in} - P_{out} [Pa] \quad (3.9)$$

Επιπλέον, έγινε μια προσπάθεια εκτίμησης της αποτελεσματικής απόδοσης του συλλέκτη. Η απόδοση αυτή αποτελεί ένα πιο ουσιαστικό μέτρο αξιολόγησης του συλλέκτη αφού λαμβάνει υπόψη την καθαρή ενέργεια που λαμβάνεται από το σύστημα. Υπολογίζεται ουσιαστικά μέσω της αφαίρεσης της ηλεκτρικής ενέργειας που δαπανάται για την ώθηση του αέρα εντός του συστήματος από την προσφερόμενη θερμότητα στο ρευστό. Η αποτελεσματική απόδοση δίνεται από την πιο κάτω σχέση [38]:

$$n_{eff} = \frac{\dot{Q}_{air} - \frac{W_p}{C}}{q_s \cdot A_c} \quad (3.10)$$

Όπου W_p η απαιτούμενη μηχανική ισχύς [W] και C ο συντελεστής μετατροπής που αντιπροσωπεύει την καθαρή μετατροπή της ηλεκτρικής ενέργειας, που απαιτείται για την κίνηση του μοτέρ, σε απαιτούμενη μηχανική ενέργεια που χρειάζεται για την κίνηση του ρευστού εντός του συστήματος. Η τιμή του λαμβάνεται ως $C=0,2$, η οποία αποτελεί μια τυπική τιμή εάν υπολογίσει κανείς με τυπικές τιμές όλες τις υπόλοιπες αποδόσεις (απόδοση φτερωτής, απόδοση μοτέρ) [38],[39]. Η απαιτούμενη μηχανική ισχύς έχει ως εξής [38]:

$$W_p = \frac{\dot{m} \cdot \Delta P}{\rho} \quad (3.11)$$

Όπου \dot{m} η παροχή μάζας αέρα [kg/s], ΔP η πτώση πίεσης εντός του συλλέκτη [Pa] και ρ η πυκνότητα του αέρα στην είσοδο του συλλέκτη (ατμοσφαιρική) [kg/m³]. Για τον υπολογισμό των θερμικών απωλειών από κάθε επιφάνεια του συλλέκτη, εξάγεται από τη Fluent με τη μέθοδο Area-Weighted Average η θερμοκρασία της επιφάνειας «Wall Temperature (Thin)» και η συνολική ροή θερμότητας από την επιφάνεια. Η επιλογή Area-Weighted Average υπολογίζει τη μέση τιμή σταθμισμένη βάσει της επιφάνειας του «face» κάθε κελιού στην επιφάνεια. Ο υπολογισμός των θερμικών απωλειών γίνεται βάσει της εξίσωσης 3.12.

$$q_w = \underbrace{h_w(T_w - T_a)}_{\text{Συναγωγή}} + \underbrace{\varepsilon_w \sigma (T_w^4 - T_a^4)}_{\text{Ακτινοβολία}} \quad (3.12)$$

Όπου q_w η ροή θερμότητας από την επιφάνεια προς το περιβάλλον [W/m²], h_w ο συντελεστής θερμικής συναγωγής στην επιφάνεια [W/m²/K], T_w η θερμοκρασία της επιφάνειας [K], T_a η θερμοκρασία περιβάλλοντος $T_a=297,42\text{K}$, ε_w ο συντελεστής εκπομπής της επιφάνειας, $\varepsilon_w=0,9$ (για όλα τα υλικά του προβλήματος) και σ η σταθερά Stefan Boltzmann $\sigma=5.670 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$.

Η συνολική ροή θερμότητας από την επιφάνεια και οι απώλειες λόγω ακτινοβολίας μπορούν να υπολογιστούν από τα δεδομένα που εξάγονται από τη Fluent, ενώ οι απώλειες λόγω συναγωγής υπολογίζονται αφαιρώντας τις απώλειες λόγω ακτινοβολίας από τις συνολικές. Η αναγωγή των απωλειών σε Watt γίνεται με τον πολλαπλασιασμό τους με το εμβαδόν της κάθε επιφάνειας, το οποίο προκύπτει από τις διαστάσεις του συλλέκτη (Κεφάλαιο 3.2.1).

Σημαντικό στοιχείο αποτελεί και ο υπολογισμός των αδιάστατων αριθμών Rayleigh, Nusselt και Reynolds για τη σχεδίαση των διαγραμμάτων λειτουργίας του συλλέκτη. Ο αριθμός Ra υπολογίζεται μέσω των εξισώσεων του παραρτήματος I βάσει των στοιχείων του απορροφητή (χαρακτηριστικό μήκος, μέση τιμή θερμοκρασίας). Παρομοίως, ο αριθμός Nu υπολογίζεται στην επιφάνεια του απορροφητή μέσω της εξίσωσης 2.3 ως εξής:

$$Nu = \frac{h_{abs} \cdot L}{k}$$

Όπου h_{abs} ο συντελεστής θερμικής συναγωγής στην επιφάνεια του απορροφητή [$W/m^2/K$], L το χαρακτηριστικό μήκος (ύψος συλλέκτη) [m] και k ο συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας [$W/m/K$], ο οποίος υπολογίζεται μέσω των εξισώσεων του παραρτήματος I. Ο συντελεστής θερμικής συναγωγής προκύπτει από τη σχέση:

$$h_{abs} = \frac{\dot{Q}_{air}}{A_{abs}(T_{abs} - T_a)} \quad (3.13)$$

Όπου Q_{air} η προσφερόμενη θερμότητα στο ρευστό [W], A_{abs} το εμβαδόν επιφάνειας του απορροφητή [m^2] και $(T_{abs}-T_a)$ η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ απορροφητή και θερμοκρασίας αναφοράς (ατμοσφαιρική) [K]. Το εμβαδόν του απορροφητή προκύπτει κατευθείαν από τη Fluent ή μπορεί να υπολογιστεί αφαιρώντας το εμβαδόν των οπών εισαγωγής και εξαγωγής αέρα από το εμβαδόν επιφάνειας του συλλέκτη A_c .

Ο αριθμός Reynolds (Re) αποτελεί το λόγο των δυνάμεων αδράνειας σε μια ροή προς τις δυνάμεις ιξώδους, δείχνοντας ουσιαστικά πόσο εύκολα μια διαταραχή μπορεί να αποσβεστεί από τις δυνάμεις ιξώδους του ρευστού. Αποτελεί ένα δείκτη διαχωρισμού της ροής σε στρωτή και τυρβώδη και υπολογίζεται ως εξής:

$$Re = \frac{V_{\infty} \cdot D}{\nu} \quad (3.14)$$

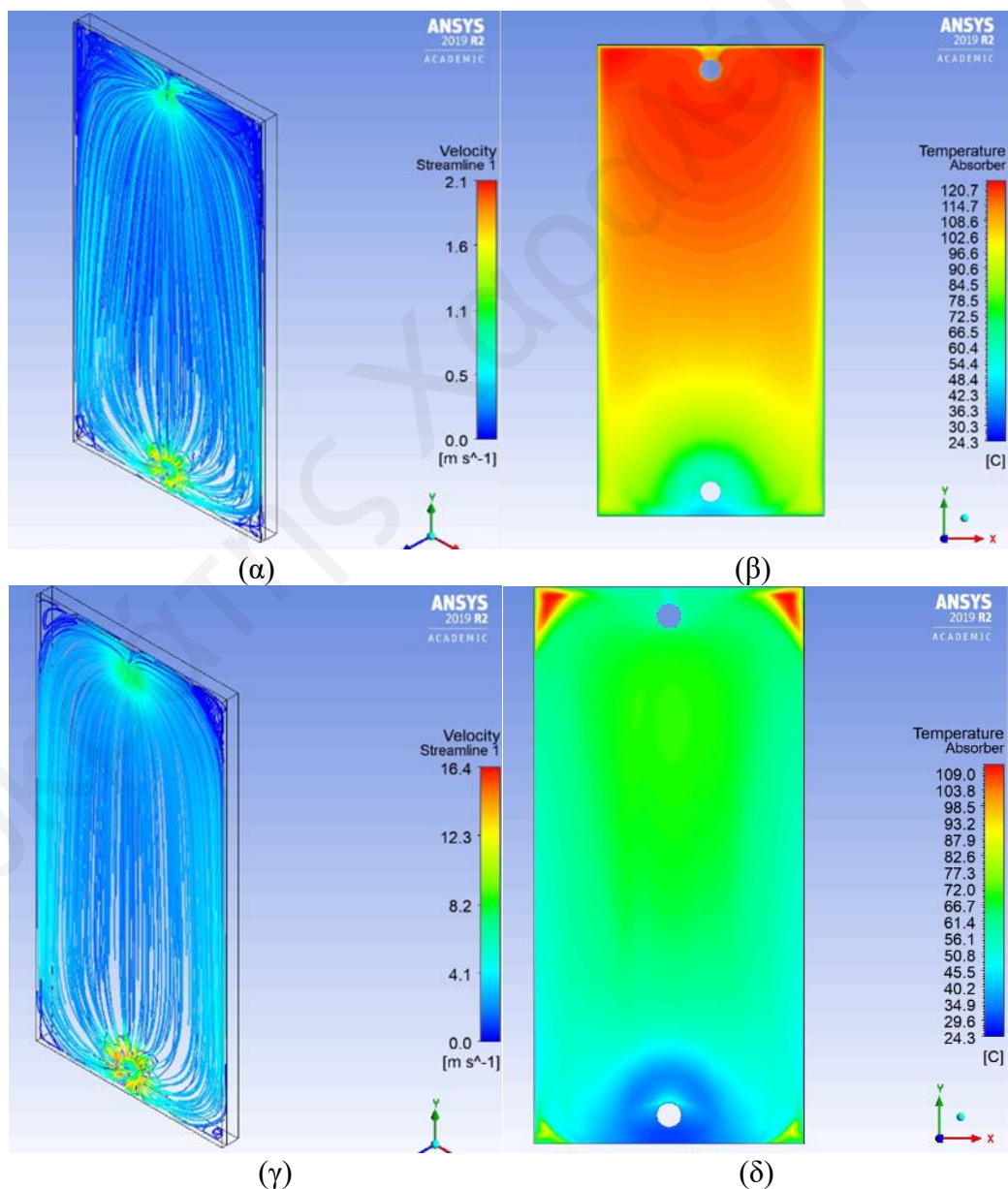
Όπου V_{∞} η ταχύτητα της αδιατάραχτης ροής [m/s], D το χαρακτηριστικό μήκος [m] και ν το κινηματικό ιξώδες του αέρα [m^2/s]. Στο συγκεκριμένο πρόβλημα ταχύτητα της αδιατάραχτης ροής θεωρείται η μέση ταχύτητα εισόδου του αέρα στο συλλέκτη (εξίσωση 3.15), το χαρακτηριστικό μήκος η διάμετρος της εισαγωγής του συλλέκτη και το κινηματικό ιξώδες υπολογίζεται σύμφωνα με την εξίσωση του παραρτήματος I με $T_w=T_{abs}$.

$$V_{\infty} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot \frac{\pi D^2}{4}} \quad (3.15)$$

Στην εξίσωση 3.15 ο όρος \dot{m} αντιπροσωπεύει την παροχή μάζας αέρα [kg/s], ενώ ο όρος ρ την πυκνότητα του αέρα υπολογισμένη βάσει του παραρτήματος I με θερμοκρασία $T_w=T_{abs}$.

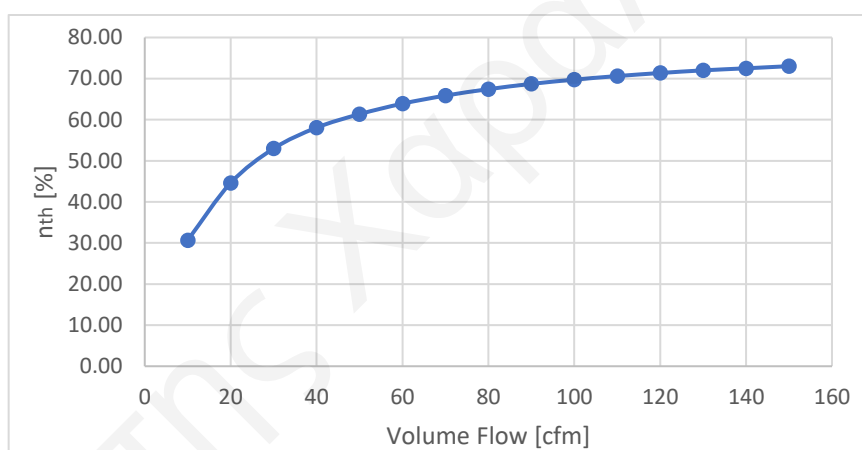
3.3.2 Επίδραση Ογκομετρικής Παροχής

Αρχικά, όπως προαναφέρθηκε, μελετήθηκε η συμπεριφορά του συλλέκτη υπό την επίδραση της ογκομετρικής παροχής αέρα. Η επίλυση του προβλήματος πραγματοποιήθηκε για ογκομετρικές παροχές 10-150cfm, ανά 10cfm, και, μετά των υπολογισμό των ανάλογων παραμέτρων για κάθε παροχή, σχεδιάστηκαν τα διαγράμματα τα οποία περιγράφουν τη συμπεριφορά του συλλέκτη. Οι υπολογισμοί για την επίδραση της ογκομετρικής παροχής πραγματοποιήθηκαν για προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία $q_s=855\text{W/m}^2$, όπως και οι υπολογισμοί στην πειραματική μελέτη του συλλέκτη [29]. Η θερμοκρασιακή κατανομή στην επιφάνεια του απορροφητή για παροχή 10cfm και 80cfm και η ροή ταχύτητας εντός του συλλέκτη παρουσιάζονται στο Σχήμα 3.10.



Σχήμα 3.10: Ροή ταχύτητας εντός του συλλέκτη και θερμοκρασιακή κατανομή στον απορροφητή (α) και (β) για παροχή 10cfm και (γ) και (δ) για παροχή 80cfm.

Με μια πρώτη ματιά στα πιο πάνω σχήματα παρατηρούμε ότι τα αποτελέσματα φαίνονται αρκετά λογικά. Η ταχύτητα του αέρα εντός του συλλέκτη κυμαίνεται σε αρκετά χαμηλά επίπεδα για 10cfm, εξαιτίας της μικρής τιμής παροχής, όπου τα φαινόμενα άνωσης φαίνεται να είναι πιο έντονα. Και στις δύο περιπτώσεις ογκομετρικών παροχών, ο αέρας επιταχύνεται στα σημεία των αγωγών, ενώ στις άκρες του συλλέκτη δημιουργούνται δευτερεύουσες ροές ανακυκλοφορίας. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα στα σημεία αυτά ο αέρας να «παγιδεύεται» εντός του συλλέκτη και ο απορροφητής να μην ψύχεται ικανοποιητικά. Οι επιπτώσεις αυτού του φαινομένου διακρίνονται καλύτερα στο Σχήμα 3.10 (δ), όπου η θερμοκρασία του απορροφητή είναι αρκετά υψηλή στα σημεία αυτά συγκριτικά με την υπόλοιπη επιφάνεια, ενώ σημαντικό ρόλο αναμένεται να έχουν και στην πτώση πίεσης εντός του συλλέκτη. Ο απορροφητής και στις δύο παροχές ψήχεται καλύτερα στο κάτω μέρος της επιφάνειάς του εξαιτίας της χαμηλότερης θερμοκρασίας του αέρα, εφόσον βρισκόμαστε κοντά στον αγωγό εισόδου.

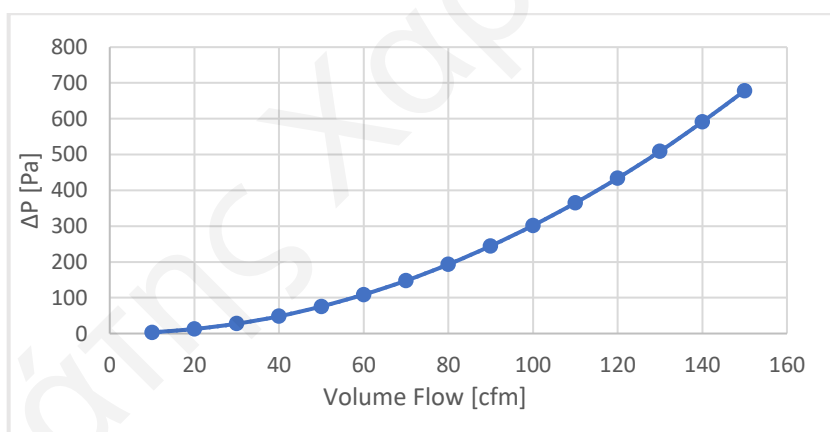


Σχήμα 3.11: Θερμικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει ογκομετρικής παροχής αέρα.

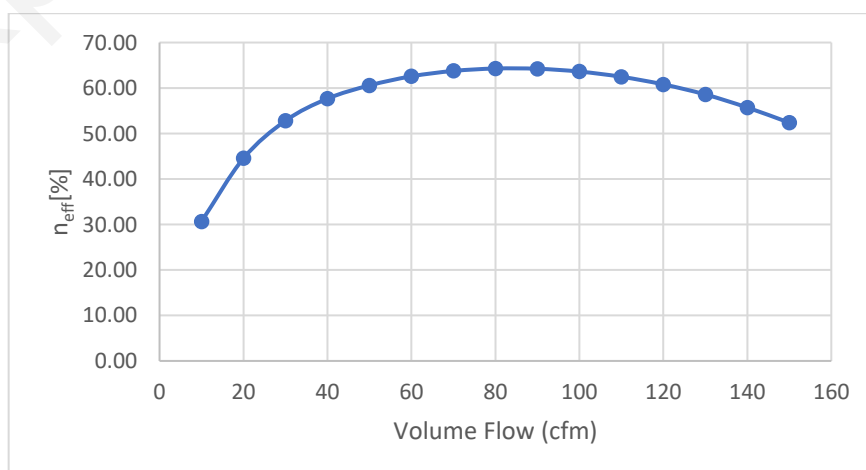
Στο πιο πάνω διάγραμμα απεικονίζεται ο θερμικός βαθμός απόδοσης του συλλέκτη συναρτήσει της ογκομετρικής παροχής. Ως πρώτη παρατήρηση διακρίνουμε ότι ο θερμικός βαθμός απόδοσης αυξάνεται με την αύξηση της ογκομετρικής αέρα, το οποίο συσχετίζεται και με τη σύγκριση των Σχήμα 3.10 (β) και (δ) όπου ο απορροφητής φαίνεται να ψύχεται καλύτερα για παροχή 80cfm, αλλά συμφωνεί και με τα δεδομένα της βιβλιογραφίας [12]. Επιπλέον, τα αποτελέσματα φαίνεται να είναι πολύ καλύτερα απ' αυτά της πειραματικής μελέτης [29]. Στη χαμηλή παροχή των 10cfm ο συλλέκτης παρουσιάζει ένα βαθμό απόδοσης της τάξης του 30%, ο οποίος αρχικά αυξάνεται ραγδαία με την αύξηση της παροχής φτάνοντας σε ένα σημείο κορεσμού για παροχές πάνω από 100cfm. Αυτό συμβαίνει λόγω του ότι ο συλλέκτης προσεγγίζει το σημείο πάνω από το οποίο έχουν οριστεί οι οπτικές απώλειες (82%, βλ. σελ.53), γι' αυτό και η

συνεισφορά πλέον στο θερμικό βαθμό απόδοσης μέσω αύξησης της παροχής αέρα πάνω από 100cfm δεν είναι σημαντική και, σίγουρα, όχι πλέον συμφέρουσα.

Το γεγονός αυτό μπορεί να παρατηρηθεί πιο έντονα στα επόμενα διαγράμματα (Σχήμα 3.12, Σχήμα 3.13) όπου παρουσιάζεται η πτώση πίεσης εντός του συλλέκτη και η αποτελεσματική απόδοσή του συναρτήσει της ογκομετρικής παροχής. Η πτώση πίεσης φαίνεται να αυξάνεται εκθετικά με την αύξηση της ογκομετρικής παροχής, προκαλώντας τη μείωση του αποτελεσματικού βαθμού απόδοσης μετά τα 80cfm. Αυτό οφείλεται στο ότι η απαίτηση σε ισχύ για άντληση του αέρα εντός του συλλέκτη γίνεται πλέον μεγαλύτερη από την επιπλέον προσφορά θερμότητας στο ρευστό. Σε χαμηλές παροχές η απαιτούμενη προωθητική ισχύς είναι αμελητέα, λόγω της πολύ μικρής πτώσης πίεσης εντός του συλλέκτη, γι' αυτό και ο θερμικός με τον αποτελεσματικό βαθμό απόδοσης σχεδόν εξισώνονται. Η μέγιστη τιμή του αποτελεσματικού βαθμού απόδοσης φτάνει περίπου το 65% για ογκομετρική παροχή αέρα 80cfm. Η συμπεριφορά του συλλέκτη και σε αυτή την περίπτωση συμφωνεί με τα δεδομένα της βιβλιογραφίας [12],[38].

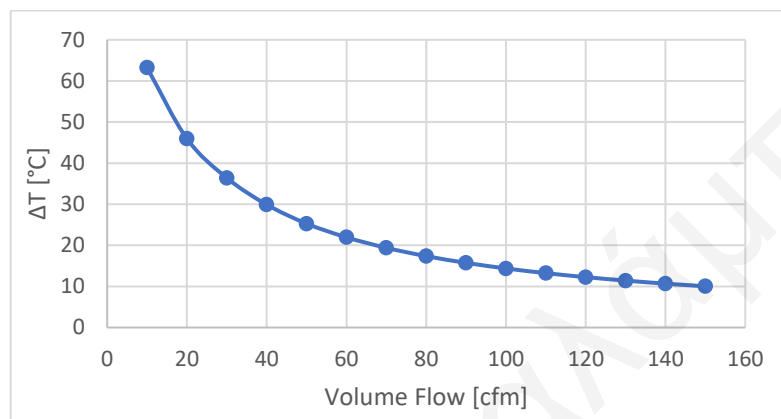


Σχήμα 3.12: Πτώση πίεσης εντός του συλλέκτη συναρτήσει ογκομετρικής παροχής.



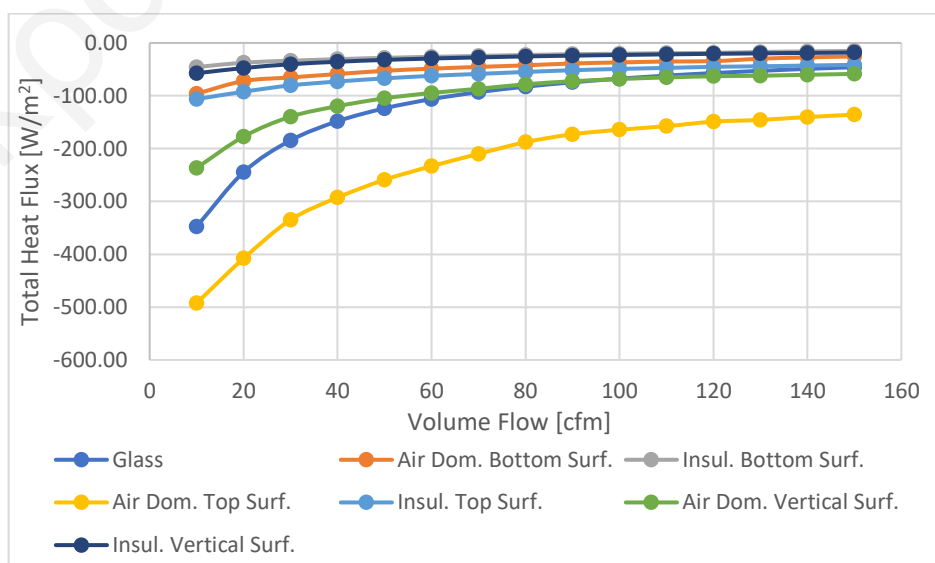
Σχήμα 3.13: Αποτελεσματικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει ογκομετρικής παροχής.

Η παράμετρος της διαφοράς θερμοκρασίας αέρα μεταξύ εισόδου και εξόδου παίζει ιδιαίτερο ρόλο σε κάποιες εφαρμογές, γι' αυτό και παρουσιάζεται στο Σχήμα 3.14. Σε χαμηλές παροχές, όπως είναι αναμενόμενο, η θερμοκρασιακή διαφορά είναι αρκετά υψηλή φτάνοντας μέχρι και τους 64°C για παροχή 10cfm. Αυξανόμενης της ογκομετρικής παροχής, η θερμοκρασιακή διαφορά μειώνεται, όπως και στη βιβλιογραφία [12], φτάνοντας για παροχή 150cfm τους 10°C.



Σχήμα 3.14: Διάγραμμα θερμοκρασιακής διαφοράς εισόδου-εξόδου συναρτήσει ογκομετρικής παροχής αέρα.

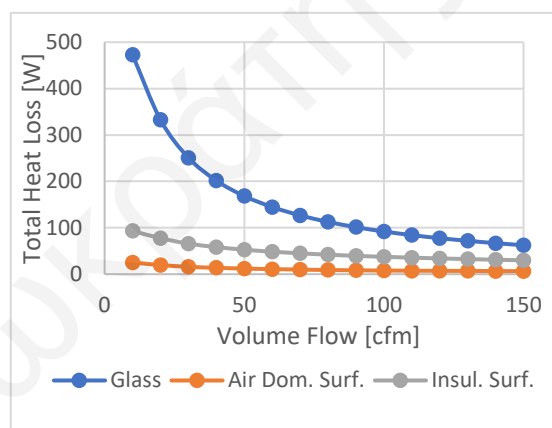
Η απεικόνιση των απωλειών από τα διάφορα μέρη του συλλέκτη αποτελεί, επίσης, μια αρκετά σημαντική πληροφορία. Μέσω του υπολογισμού των θερμικών απωλειών μπορούν να εντοπιστούν τα σημεία από τα οποία υπάρχουν οι μεγαλύτερες απώλειες βοηθώντας έτσι στη μετέπειτα βελτίωση της σχεδίασης του συλλέκτη. Στο πιο κάτω διάγραμμα (Σχήμα 3.15) απεικονίζεται η ροή θερμότητας προς το περιβάλλον από τις διάφορες επιφάνειες περιμετρικά του συλλέκτη.



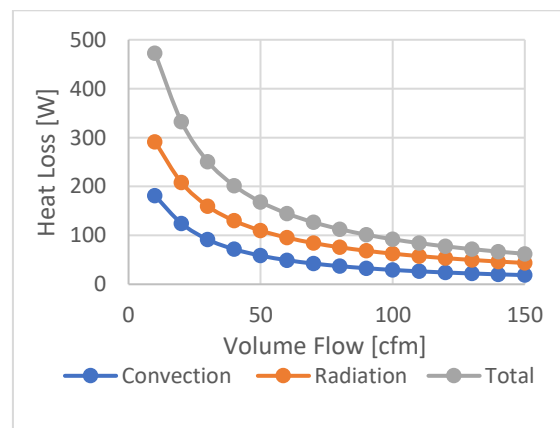
Σχήμα 3.15: Ροή θερμότητας συναρτήσει ογκομετρικής παροχής αέρα.

Στο Σχήμα 3.15 με κίτρινη γραμμή απεικονίζεται η ροή θερμότητας από την επιφάνεια η οποία βρίσκεται πάνω από το διάκενο, με πορτοκαλί χρώμα απ' την κάτω επιφάνεια του διακένου και με πράσινο απ' τις κατακόρυφες επιφάνειες πλευρικά του διακένου. Όσον αφορά τις επιφάνειες περιμετρικά της μόνωσης, με μπλε σκούρο χρώμα παρουσιάζεται η ροή θερμότητας απ' τις κατακόρυφες επιφάνειες της μόνωσης (πλευρικές και πίσω μέρος), ενώ με γκριζο και γαλάζιο η ροή θερμότητας απ' την κάτω και πάνω επιφάνεια περιμετρικά της μόνωσης αντίστοιχα. Η ροή θερμότητας απ' το γυαλί απεικονίζεται με μπλε χρώμα.

Μελετώντας το διάγραμμα (Σχήμα 3.15), παρατηρούμε ότι η θερμική ροή προς το περιβάλλον είναι αρκετά υψηλή για τις επιφάνειες οι οποίες έρχονται σε επαφή με το ρευστό, με εξαίρεση την κάτω επιφάνεια του διακένου. Εντύπωση πραγματοποιεί το γεγονός ότι η ροή θερμότητας από την πάνω επιφάνεια του διακένου είναι μεγαλύτερη απ' ότι στο γυαλί, κι αυτό οφείλεται, όπως προαναφέρθηκε, στην «παγίδευση» του αέρα στις πάνω άκριες του συλλέκτη και την υψηλή θερμοκρασία του αέρα σε αυτά τα σημεία. Οι επιφάνειες γύρω από τη μόνωση παρουσιάζουν αρκετά χαμηλή θερμική ροή εξαιτίας του χαμηλού συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας της μόνωσης και, επομένως, της χαμηλής θερμοκρασίας των επιφανειών. Όπως είναι λογικό, η θερμική ροή μειώνεται για όλες τις επιφάνειες όσο αυξάνεται η παροχή αέρα, με αυτή στην πάνω επιφάνεια του διακένου να παραμένει σε σχετικά υψηλά επίπεδα συγκριτικά με τις υπόλοιπες.



Σχήμα 3.16: Θερμικές απώλειες συλλέκτη συναρτήσει ογκομετρικής παροχής.

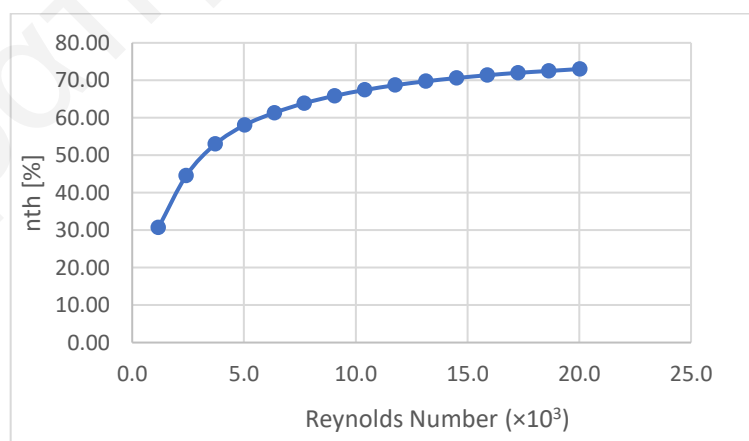


Σχήμα 3.17: Ανάλυση θερμικών απωλειών γυαλιού συναρτήσει ογκομετρικής παροχής.

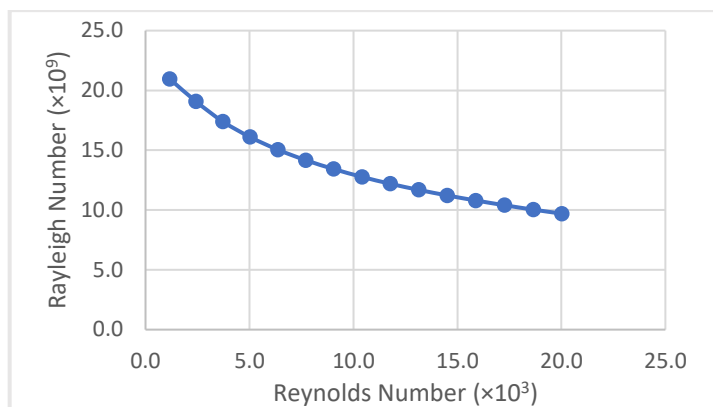
Ανάγοντας τη θερμική ροή σε ολική θερμική απώλεια από τις επιφάνειες (Σχήμα 3.16), παρατηρούμε ότι οι απώλειες από τις επιφάνειες περιμετρικά του διακένου αποκτούν πλέον αμελητέο ρόλο. Αυτό συμβαίνει λόγω του πολύ μικρού εμβαδού

επιφάνειας το οποίο έχουν οι επιφάνειες αυτές. Από την επιφάνεια του γυαλιού, ωστόσο, λόγω του μεγάλου της εμβαδού αλλά και της μεγάλης θερμικής ροής οι θερμικές απώλειες είναι πολύ σημαντικές. Για τις επιφάνειες γύρω απ' τη μόνωση, παρόλης της μεγάλης τους επιφάνειας, οι θερμικές απώλειες είναι αρκετά μικρές συγκριτικά με το γυαλί εξαιτίας της χαμηλής θερμικής τους ροής. Αναλύοντας στο Σχήμα 3.17 τις απώλειες απ' το γυαλί παρατηρούμε ότι το μεγαλύτερο ποσοστό τους οφείλεται σε απώλειες λόγω ακτινοβολίας σε όλο το εύρος ογκομετρικής παροχής, με τις απώλειες λόγω συναγωγής να κατέχουν κι αυτές ένα αρκετά σημαντικό ποσοστό.

Σημαντική αποτελεί και η σχεδίαση των διαγραμμάτων του συλλέκτη όσον αφορά τους αδιάστατους αριθμούς Rayleigh, Reynolds και Nusselt, το οποίο βοηθά στην απόκτηση μιας πιο ολοκληρωμένης εικόνας για τέτοιου είδους προβλήματα και πιο αντικειμενικής σύγκρισης με προβλήματα παρόμοιων διατάξεων. Στα πιο κάτω διαγράμματα παρουσιάζεται η μεταβολή του θερμικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει του αριθμού Re (Σχήμα 3.18) και η μεταβολή του αριθμού Ra συναρτήσει του αριθμού Re (Σχήμα 3.19). Εφόσον ο αριθμός Re σχετίζεται με την ογκομετρική παροχή και ο αριθμός Ra με τη θερμοκρασία του απορροφητή, απ' τη μελέτη των διαγραμμάτων παρατηρούμε ότι ο βαθμός απόδοσης αυξάνεται με τον αριθμό Re ενώ ο αριθμός Ra μειώνεται. Η ροή είναι αρχικά στρωτή για παροχή 10cfm ($Re < 2300$), ενώ στη συνέχεια μεταβαίνει σε τυρβώδη αποκτώντας τυρβώδη χαρακτήρα σε όλο το φάσμα της για παροχές μεγαλύτερες από 40cfm ($Re > 4000$) [28].

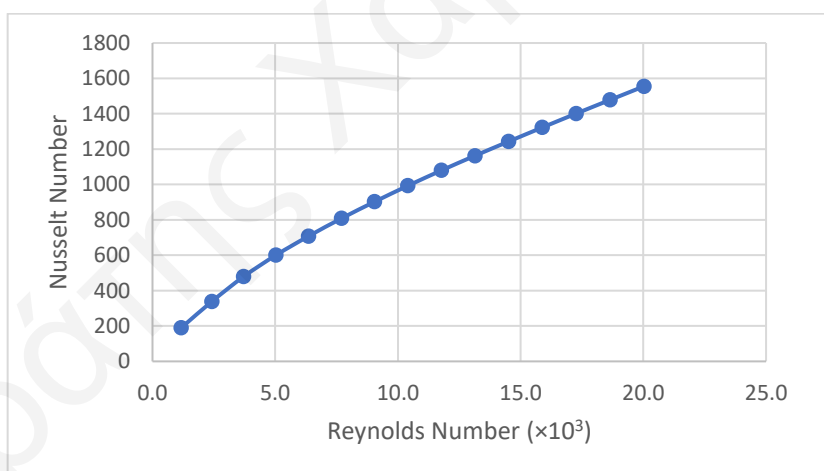


Σχήμα 3.18: Θερμικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει αριθμού Re.



Σχήμα 3.19: Αριθμός Ra στην επιφάνεια του απορροφητή συναρτήσει αριθμού Re.

Το γεγονός ότι η μεταφορά θερμότητας λόγω συναγωγής γίνεται πιο έντονη με την αύξηση του αριθμού Re μπορεί να διαπιστωθεί στο διάγραμμα Nu-Re (Σχήμα 3.20). Παρατηρείται, επίσης, ότι, λόγω του ότι βρισκόμαστε κυρίως σε τυρβώδη ροή στο μεγαλύτερο φάσμα παροχών, ο αριθμός Nu είναι αρκετά μεγαλύτερος της μονάδας υποδηλώνοντας ότι η μεταφορά θερμότητας λόγω συναγωγής είναι πολύ πιο έντονη από τη μεταφορά θερμότητας λόγω αγωγής στον απορροφητή [28]. Αυτό ισχύει και για παροχή 10cfm όπου ο αριθμός Re είναι σχετικά χαμηλός και η ροή θεωρείται στρωτή.



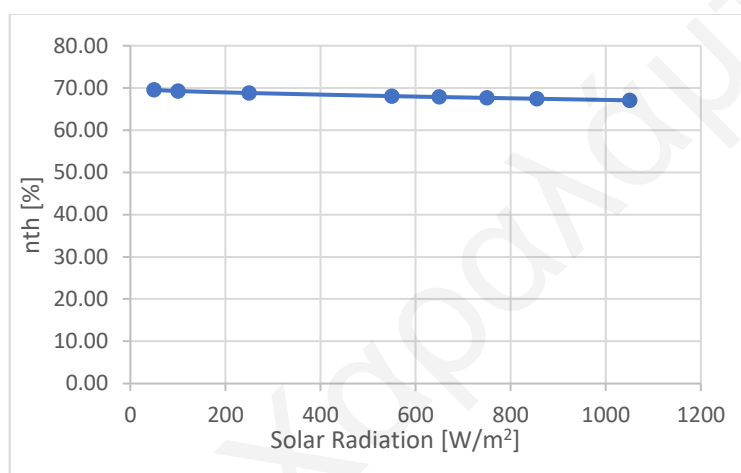
Σχήμα 3.20: Διάγραμμα Nu-Re.

3.3.3 Επίδραση Ηλιακής Ακτινοβολίας

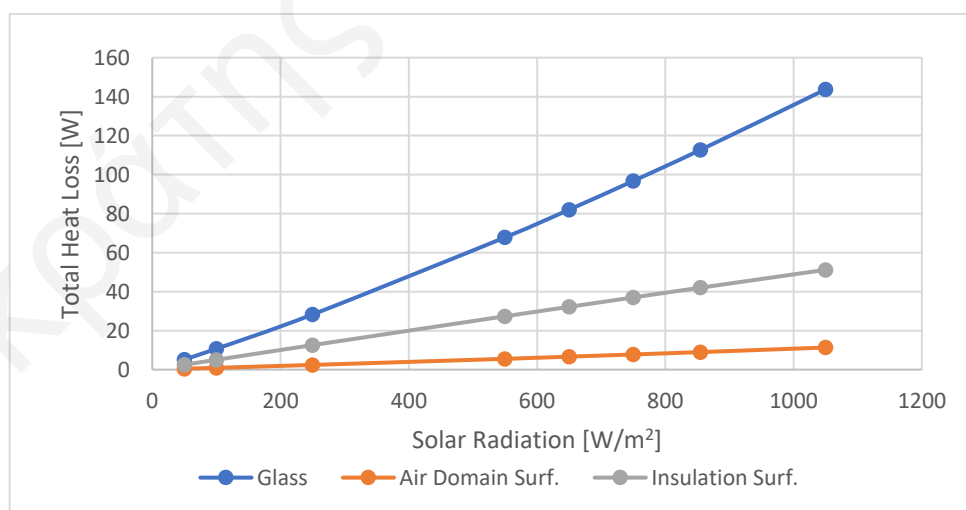
Στη συνέχεια της μελέτης πραγματοποιήθηκε η διερεύνηση της συμπεριφοράς του συλλέκτη υπό την επίδραση της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας. Η ογκομετρική παροχή για την οποία έγινε η μελέτη αποτελούν τα 80cfm, λόγω του ότι στη συγκεκριμένη παροχή ο συλλέκτης παρουσιάζει τη μέγιστη αποτελεσματική απόδοση (Σχήμα 3.13). Η επίδραση της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας πραγματοποιήθηκε

για τιμές 50, 100, 250, 550, 650, 750, 855 και 1050 W/m², στις οποίες έγιναν οι υπολογισμοί των ανάλογων παραμέτρων και κατασκευή των αντίστοιχων διαγραμμάτων.

Αρχικά, αναλύοντας το διάγραμμα του θερμικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της ηλιακής ακτινοβολίας (Σχήμα 3.21) παρατηρούμε ότι ο βαθμός απόδοσης μειώνεται με την αύξηση της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας, χωρίς όμως να πραγματοποιεί ιδιαίτερη μεταβολή. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι οι απώλειες αυξάνονται όσο αυξάνεται και η θερμοκρασία των επιφανειών περιμετρικά του συλλέκτη, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 3.22, αυξάνεται όμως και η πρόσδοση θερμότητας στο ρευστό.



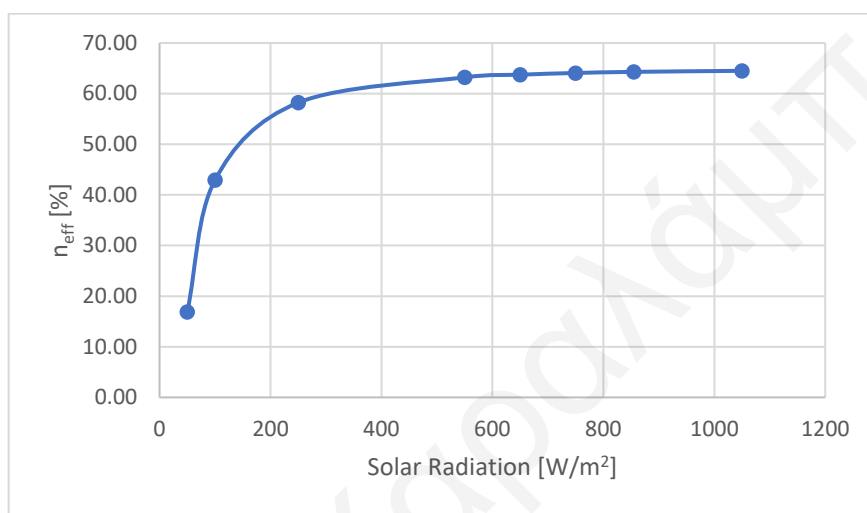
Σχήμα 3.21: Θερμικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει ηλιακής ακτινοβολίας.



Σχήμα 3.22: Διάγραμμα θερμικών απωλειών – προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας.

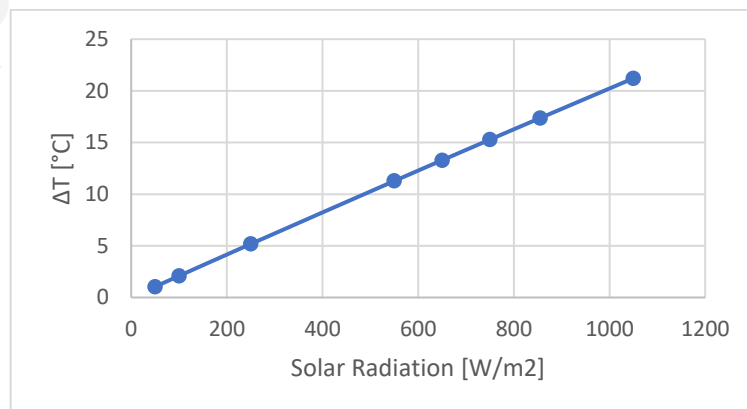
Η μεταβολή στην πτώση πίεσης εντός του συλλέκτη είναι εξίσου πολύ μικρή παρουσιάζοντας μια ελάχιστη αύξηση με την αύξηση της ηλιακής ακτινοβολίας. Η απαίτηση σε προωθητική ισχύ, επομένως, είναι περίπου η ίδια. Παρόλα αυτά, όσο χαμηλότερη είναι η προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία τόσο μεγαλύτερο είναι το

ποσοστό της απαιτούμενης προωθητικής σχετικά με την προσφερόμενη θερμότητα στο ρευστό. Αυτό μπορεί να γίνει αντιληπτό μελετώντας τη συμπεριφορά του αποτελεσματικού βαθμού απόδοσης (Σχήμα 3.23), ο οποίος πέφτει έως και στο 17% για ηλιακή ακτινοβολία 50W/m^2 . Η επίδρασή της προωθητικής ισχύς στο συνολικό βαθμό απόδοσης παύει να είναι ιδιαίτερα αισθητή για ηλιακή ακτινοβολία μεγαλύτερη των 550W/m^2 , ενώ κάτω από αυτή την τιμή η χρήση συστήματος εξαναγκασμένης ροής, τουλάχιστον για παροχή 80cfm , φαίνεται να μην αποτελεί συμφέρουσα.

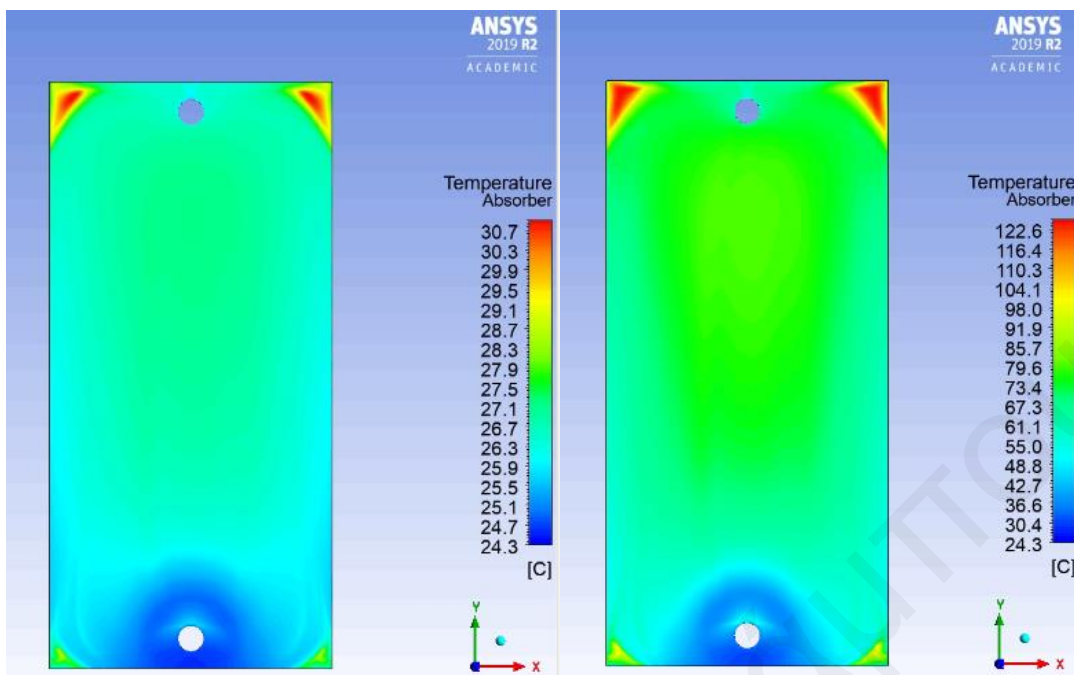


Σχήμα 3.23: Αποτελεσματικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει ηλιακής ακτινοβολίας.

Η επίδραση της συγκεκριμένης παραμετρικής μελέτης στη θερμοκρασιακή διαφορά αέρα μεταξύ εισόδου-εξόδου του συλλέκτη παρουσιάζεται στο Σχήμα 3.24. Η διαφορά θερμοκρασίας φαίνεται να είναι ευθέως ανάλογη της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας και κυμαίνεται από περίπου 1°C για 50W/m^2 μέχρι 21°C για 1050W/m^2 στη συγκεκριμένη παροχή.



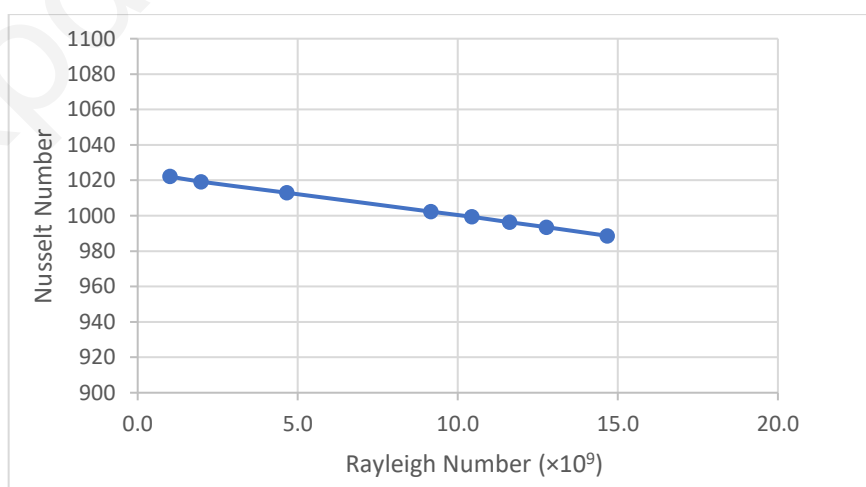
Σχήμα 3.24: Μεταβολή διαφοράς θερμοκρασίας εισόδου-εξόδου με ηλιακή ακτινοβολία.



Σχήμα 3.25: Θερμοκρασιακή κατανομή στον απορροφητή στα 50W/m^2 .

Σχήμα 3.26: Θερμοκρασιακή κατανομή στον απορροφητή στα 1050W/m^2 .

Η θερμοκρασία στον απορροφητή, όπως είναι αναμενόμενο αυξάνεται με την ηλιακή ακτινοβολία. Παρόλα αυτά η κατανομή της θερμοκρασίας φαίνεται να μην επηρεάζεται ιδιαίτερα εφόσον δεν αλλάζει η ογκομετρική παροχή (Σχήμα 3.25, Σχήμα 3.26), ωστόσο σίγουρα για κάθε προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία η βέλτιστη ογκομετρική παροχή είναι διαφορετική. Τέλος, στο διάγραμμα Nu-Ra (Σχήμα 3.27) διακρίνουμε ότι ο αριθμός Nu στην επιφάνεια του απορροφητή μειώνεται ελαφρώς με την αύξηση του αριθμού Ra, ενώ και πάλι η μετάδοση θερμότητας λόγω συναγωγής κυριαρχεί ($\text{Nu} \gg 1$) εξαιτίας του ότι βρισκόμαστε σε υψηλό αριθμό Re ($\text{Re} = 10,4 \times 10^3$).

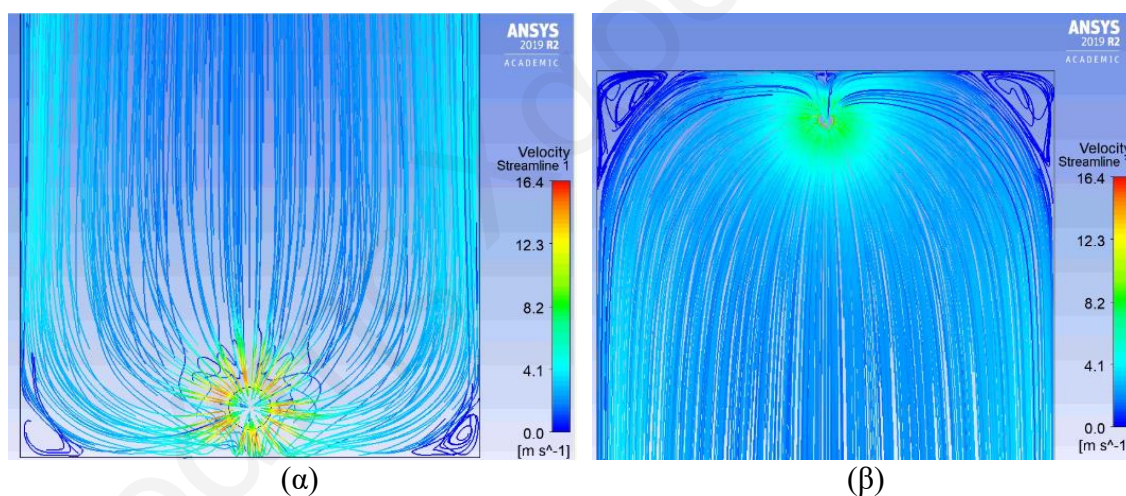


Σχήμα 3.27: Διάγραμμα Nu-Ra.

Κεφάλαιο 4

4 ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΗΛΙΑΚΟΥ ΣΥΛΛΕΚΤΗ ΜΕ ΤΡΟΠΟΠΟΙΗΜΕΝΟΥΣ ΑΓΩΓΟΥΣ ΕΙΣΟΔΟΥ-ΕΞΟΔΟΥ

Μέσα απ' τη μελέτη του προηγούμενου κεφαλαίου, που αφορά τη μοντελοποίηση ενός πρότυπου πειραματικού ηλιακού συλλέκτη αέρα, καταλαβαίνει κανείς ότι ένα κομμάτι του συλλέκτη που χρήζει βελτίωσης είναι οι αγωγοί εισόδου και εξόδου. Η διάταξη τέτοιων αγωγών, όπως παρατηρήθηκε, οδηγεί στη δημιουργία δευτερευουσών ροών ανακυκλοφορίας στις γωνίες του συλλέκτη και «παγιδεύει» τον αέρα σε αυτά τα σημεία εντός του συστήματος. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την αυξημένη θερμοκρασία του απορροφητή σε αυτά τα σημεία, το οποίο οδηγεί σε μεγαλύτερες θερμικές απώλειες, αλλά και σίγουρα αυξημένη πτώση πίεσης εντός του συλλέκτη. Το φαινόμενο αυτό μπορεί να παρατηρηθεί απ' τη μελέτη των Σχήμα 3.10 (γ) και (δ) αλλά και πιο έντονα απ' τα πιο κάτω σχήματα που απεικονίζουν τη ροή κοντά στους αγωγούς εισόδου-εξόδου.



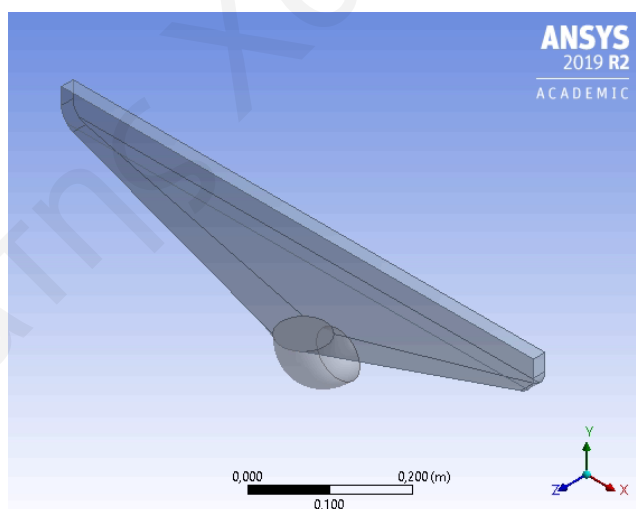
Σχήμα 4.1: Ροή ταχύτητας συλλέκτη για παροχή 80cfm (α) στον αγωγό εισόδου και (β) στον αγωγό εξόδου.

Απ' τις πιο πάνω εικόνες διακρίνουμε καλύτερα, επίσης, ότι η ροή δεν εισέρχεται ομαλά εντός του συστήματος αλλά και στην έξοδο υπάρχει κάποια εμπόδιση της ροής, κάτι που σίγουρα έχει μεγάλη επίπτωση στην πτώση πίεσης στο συλλέκτη. Μέσα απ' τα πιο πάνω συμπεράσματα αποφασίζεται η σχεδίαση διαφορετικού αγωγού εισόδου και εξόδου, με σκοπό την ομαλή εισαγωγή και εξαγωγή του αέρα απ' το σύστημα και την καλύτερη ψύξη του απορροφητή. Αυτό αναμένεται να επιφέρει ελαχιστοποίηση της πτώσης πίεσης εντός του συλλέκτη καθώς και κάποια βελτιστοποίηση στο βαθμό απόδοσής του.

Στο κεφάλαιο αυτό γίνεται αρχικά μια περιγραφή της σχεδίασης του καινούργιου αγωγού και μετέπειτα του νέου συλλέκτη, ενώ στη συνέχεια παρουσιάζονται τα αποτελέσματα από αυτή τη μελέτη.

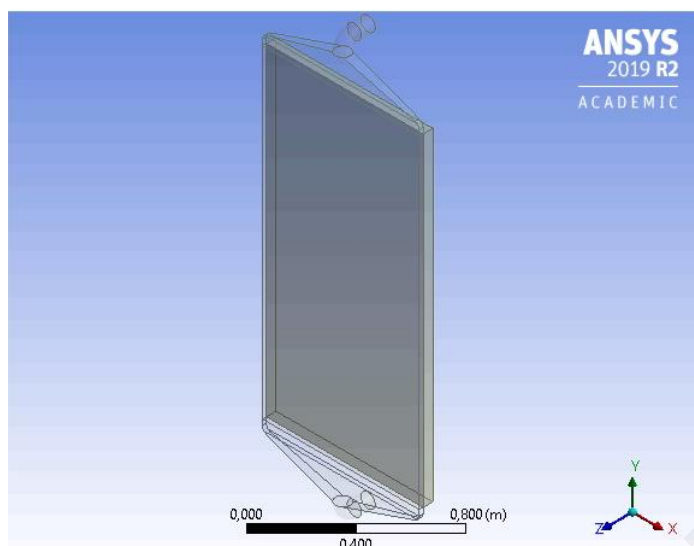
4.1 Μοντελοποίηση Συλλέκτη

Ως πρώτο βήμα της μοντελοποίησης της νέας διάταξης συλλέκτη αποτελεί η σχεδίαση των καινούργιων αγωγών. Η σκέψη που έγινε για τη μορφή των νέων αγωγών είναι η ένωσή τους με το πάνω και κάτω μέρος του διακένου αντίστοιχα, η περιστροφή τους προς τη φορά εισόδου και εξόδου του αέρα όπως και στην πειραματική διάταξη και η ομαλή μετάβαση τους από την ορθογώνια σε κυκλική διατομή. Επομένως, ως δεδομένα από τη διάταξη του 3^{ου} κεφαλαίου λαμβάνονται, για τον αγωγό εισόδου, η διατομή εισόδου του αέρα στον αγωγό, δηλαδή κυκλική διατομή με διάμετρο $D=0,0742\text{m}$, και η διατομή εξόδου, δηλαδή ορθογώνια με μήκος $w=0,81\text{m}$ και πλάτος $s=0,02\text{m}$. Το ακριβώς αντίστροφο ισχύει για τον αγωγό εξόδου του συλλέκτη εφόσον είσοδος του αέρα στον αγωγό αποτελεί η ένωση του με το πάνω μέρος του διακένου. Η μορφή του νέου αγωγού φαίνεται στο πιο κάτω σχήμα.



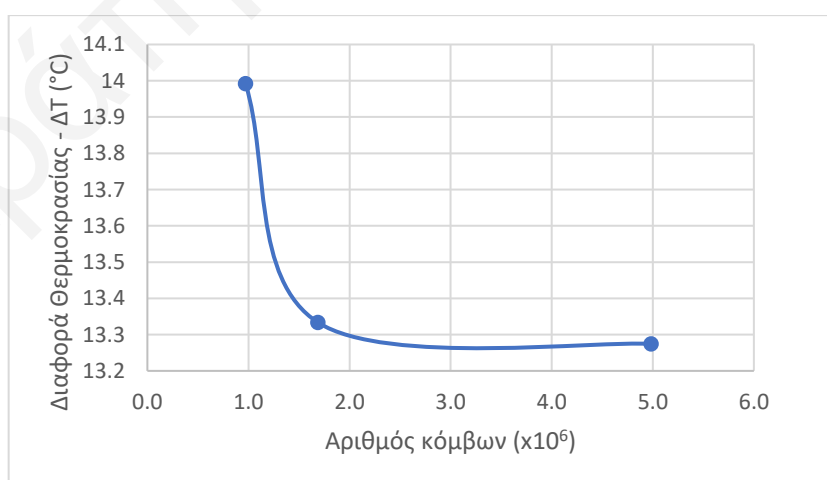
Σχήμα 4.2: Σχέδιο αγωγού εισόδου-εξόδου.

Εν συνεχεία, αφού καταλήξαμε με το τελικό σχέδιο του αγωγού, προχωρήσαμε με τη σχεδίαση ολόκληρου του ηλιακού συλλέκτη. Για να μπορεί να υπάρξει ισοδύναμη σύγκριση μεταξύ των δύο συλλεκτών αέρα, απαραίτητη σχεδιαστική προϋπόθεση αποτελεί οι δύο συλλέκτες να έχουν την ίδια επιφάνεια απορροφητή. Έτσι, το ύψος του απορροφητή στο νέο συλλέκτη μειώνεται ελάχιστα στα $H=1,6693\text{m}$. Το σχέδιο του τροποποιημένου συλλέκτη απεικονίζεται στο Σχήμα 4.3.



Σχήμα 4.3: Σχέδιο νέου ηλιακού συλλέκτη.

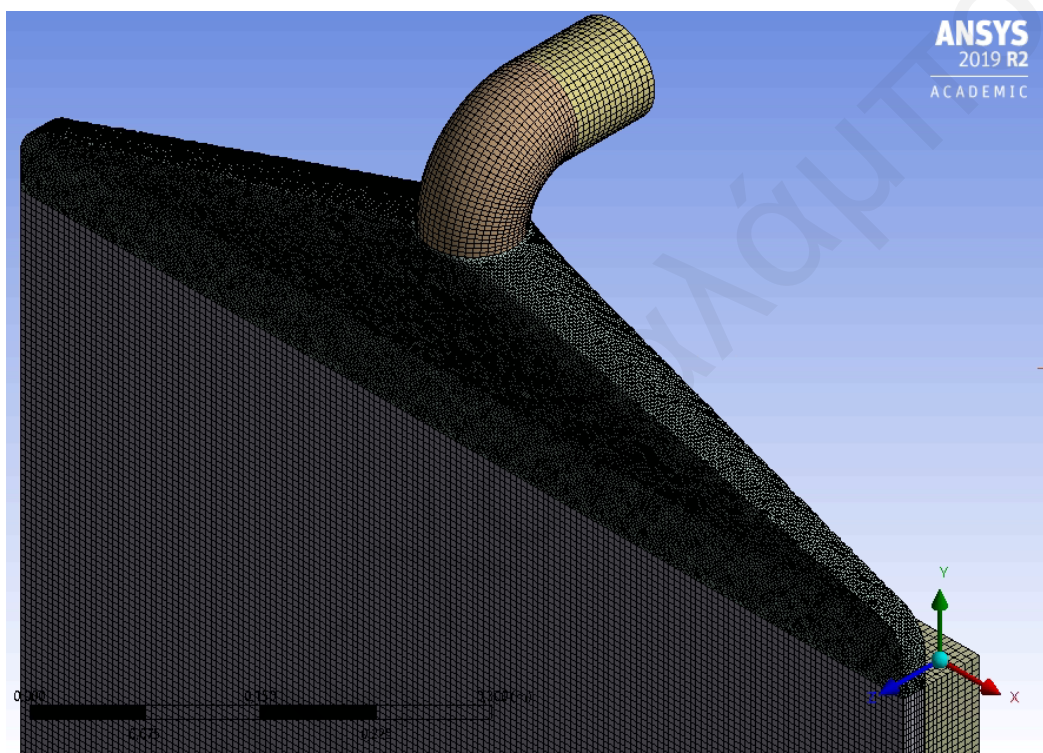
Η κατασκευή του πλέγματος γίνεται και πάλι βάσει της προηγούμενης διάταξης συλλέκτη, ενώ και σε αυτή την περίπτωση θα γίνει χρήση των αντίστοιχων εξισώσεων τοίχων ούτως ώστε να μη χρειαστεί περαιτέρω πύκνωση του πλέγματος στα σημεία κοντά στους τοίχους. Η πλεγματοποίηση έγινε κατά βάση με δομημένο πλέγμα, αν και η χρήση αδόμητου πλέγματος στους αγωγούς ήταν αναπόφευκτη λόγω των καμπυλώσεων της γεωμετρίας. Για την επιλογή του τελικού πλέγματος πραγματοποιείται σύγκριση της διαφοράς θερμοκρασίας αέρα εισόδου-εξόδου σε κάθε επανάληψη της λύσης του προβλήματος με περαιτέρω πύκνωση του πλέγματος. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στο πιο κάτω διάγραμμα.



Σχήμα 4.4: Θερμοκρασιακή διαφορά εισόδου-εξόδου συναρτήσει αριθμού κόμβων.

Με τη μελέτη του πιο πάνω διαγράμματος παρατηρούμε ότι για πλέγμα με αριθμό κόμβων μεγαλύτερο από $\sim 1,6 \times 10^6$ τα αποτελέσματα αρχίζουν να συγκλίνουν. Με περαιτέρω αύξηση του αριθμού κόμβων δεν φαίνεται να υπάρχει ιδιαίτερη μεταβολή στη

διαφορά θερμοκρασίας, ενώ, παρόλο και του αυξανόμενου κόστους υπολογισμού, οι δείκτες ποιότητας του πλέγματος για πιο πυκνά πλέγματα δεν ήταν ικανοποιητικοί. Το γεγονός αυτό δημιουργούσε ιδιαίτερα προβλήματα στη σύγκλιση του προβλήματος, καθώς τα αθροίσματα των υπολοίπων των εξισώσεων ήταν αρκετά ψηλά, πράγμα που δημιουργούσε αμφιβολίες σχετικά με την αξιοπιστία των αποτελεσμάτων. Επομένως, για την παραμετρική μελέτη του συλλέκτη επιλέγεται το πλέγμα με $1,69 \times 10^6$ κόμβους, το οποίο παρέχει μια αρκετά καλή λύση με χρόνο υπολογισμού ~ 4 ώρες.



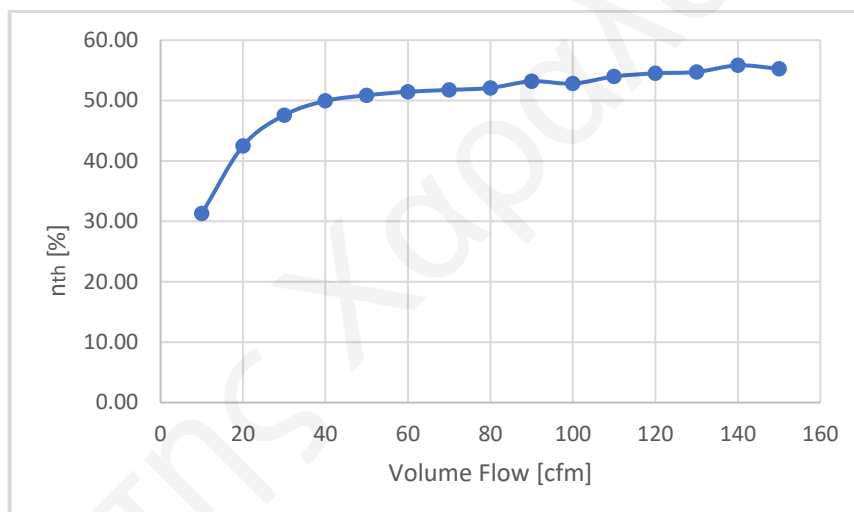
Σχήμα 4.5: Απεικόνιση τελικού πλέγματος στην έξοδο του συλλέκτη.

Με τη μετάβαση στη Fluent, δηλώνονται οι ίδιες παράμετροι και οριακές συνθήκες με την προηγούμενη διάταξη συλλέκτη, για σκοπούς ισοδύναμης σύγκρισης, και επιλέγονται οι ίδιες εξισώσεις επίλυσης. Οι αγωγοί εισόδου και εξόδου ορίζονται ως αδιαβατικοί, ενώ για τον υπολογισμό του συντελεστή θερμικής συναγωγής στα κάθετα εξωτερικά τοιχώματα του συλλέκτη οι UDFs μεταβάλλονται όπως φαίνεται στο παράρτημα II, λόγω της μεταβολής του ύψους του απορροφητή. Έπειτα, προχωράμε με την επίλυση του προβλήματος για ογκομετρικές παροχές 10-150cfm στα 855W/m^2 ηλιακής ακτινοβολίας και για προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία $50-1050\text{W/m}^2$ με παροχή 80cfm, όπως και στην προηγούμενη διάταξη.

4.2 Αποτελέσματα

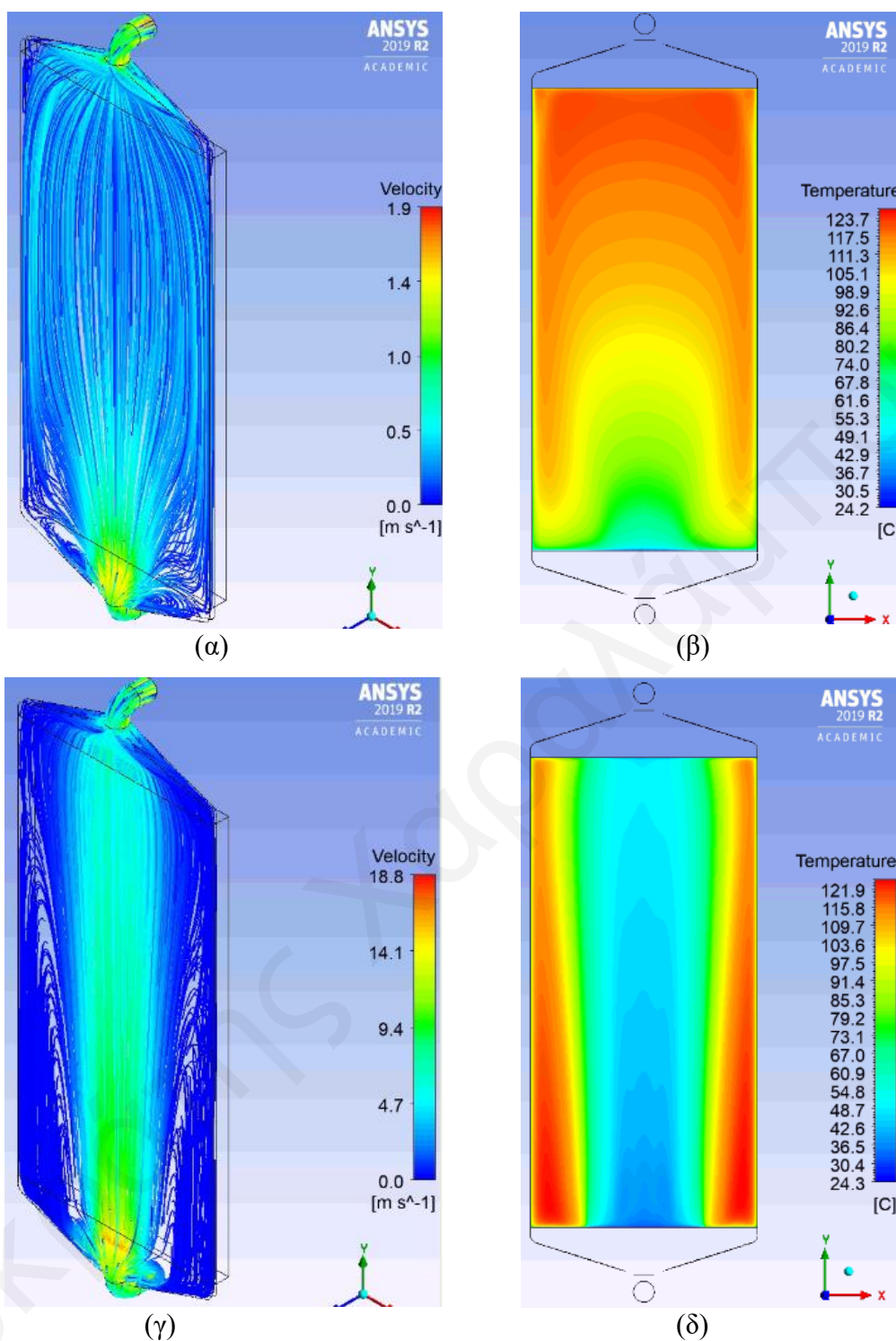
4.2.1 Επίδραση Ογκομετρικής Παροχής

Αφού πραγματοποιηθεί η επίλυση του προβλήματος, υπολογίζονται οι ανάλογες παράμετροι, οι οποίες αναλύονται στο προηγούμενο κεφάλαιο, και σχεδιάζονται τα διαγράμματα που περιγράφουν τη συμπεριφορά του συλλέκτη. Η μελέτη γίνεται, αρχικά, υπό την επίδραση της ογκομετρικής παροχής στο συλλέκτη για ηλιακή ακτινοβολία 855W/m^2 . Η μεταβολή του θερμικού βαθμού απόδοσης παρουσιάζεται στο Σχήμα 4.6, όπου παρατηρούμε ότι αυξάνεται με την αύξηση της ογκομετρικής παροχής παρουσιάζοντας μια περίεργη διακύμανση μετά τα 80cfm. Η τιμή του κυμαίνεται από ~30%, για παροχή 10cfm, μέχρι ~55%, για παροχές 140-150cfm, ενώ μεγάλη κλίση του βαθμού απόδοσης διακρίνεται σε παροχές 10-40cfm.



Σχήμα 4.6: Μεταβολή θερμικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει ογκομετρικής παροχής.

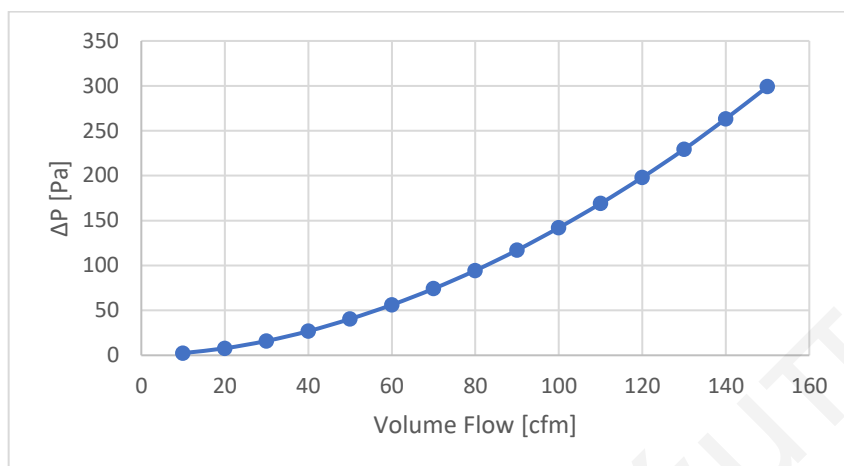
Μελετώντας το Σχήμα 4.7 καταλήγουμε στο συμπέρασμα ότι όσο αυξάνεται η παροχή μάζας τόσο η ροή αδυνατεί να ακολουθήσει τη γεωμετρία του αγωγού εισόδου. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα να δημιουργείται αποκόλληση στο σημείο ανοίγματος του αγωγού και η ταχύτητα της ροής στα πλευρικά τοιχώματα του συλλέκτη να είναι πολύ χαμηλή συγκριτικά με τον κεντρικό τομέα του. Ως επίπτωση αυτού του φαινομένου αποτελεί η μη ικανοποιητική ψύξη του απορροφητή, βάσει της οποίας εκτιμάται ότι οφείλεται και η διακύμανση του θερμικού βαθμού απόδοσης σε υψηλές παροχές μάζας. Παρόλα αυτά, σε χαμηλές παροχές της τάξης των 10cfm η ροή εντός του συλλέκτη φαίνεται να είναι αρκετά καλή, παρέχοντας σχεδόν ομοιόμορφη ψύξη του απορροφητή καθ' όλο το πλάτος του. Όσον αφορά τον αγωγό εξόδου, η σχεδιάσή του φαίνεται να είναι ικανοποιητική οδηγώντας τον αέρα αρκετά ομαλά προς την έξοδο.



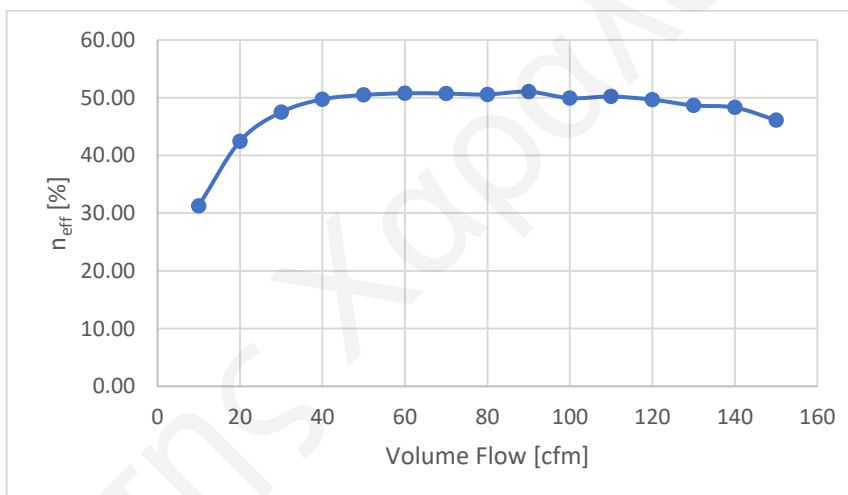
Σχήμα 4.7: Απεικόνιση της ροής ταχύτητας εντός του συλλέκτη (α) για ογκομετρική παροχή 10cfm και (γ) για 100cfm και της θερμοκρασιακής κατανομής στον απορροφητή (β) για παροχή 10cfm και (δ) για 100cfm.

Η πτώση πίεσης εντός του συλλέκτη παρουσιάζει και πάλι μια εκθετική αύξηση με την αύξηση της παροχής αέρα (Σχήμα 4.8). Αυτό έχει ως αποτέλεσμα ο αποτελεσματικός βαθμός απόδοσης να φτάνει στη μέγιστη τιμή του $\sim 51\%$ για παροχή 90cfm, ενώ μετέπειτα να μειώνεται παρουσιάζοντας κι αυτός μια διακύμανση για υψηλές παροχές μάζας (Σχήμα 4.9). Η πτώση αυτή, όπως εξηγήθηκε και στην προηγούμενη διάταξη,

οφείλεται στο ότι η ισχύς που απαιτείται πλέον για άντληση του αέρα εντός του συστήματος είναι μεγαλύτερη από την επιπρόσθετη προσφορά θερμότητας στο ρευστό.



Σχήμα 4.8: Διάγραμμα πτώσης πίεσης συναρτήσει ογκομετρικής παροχής.

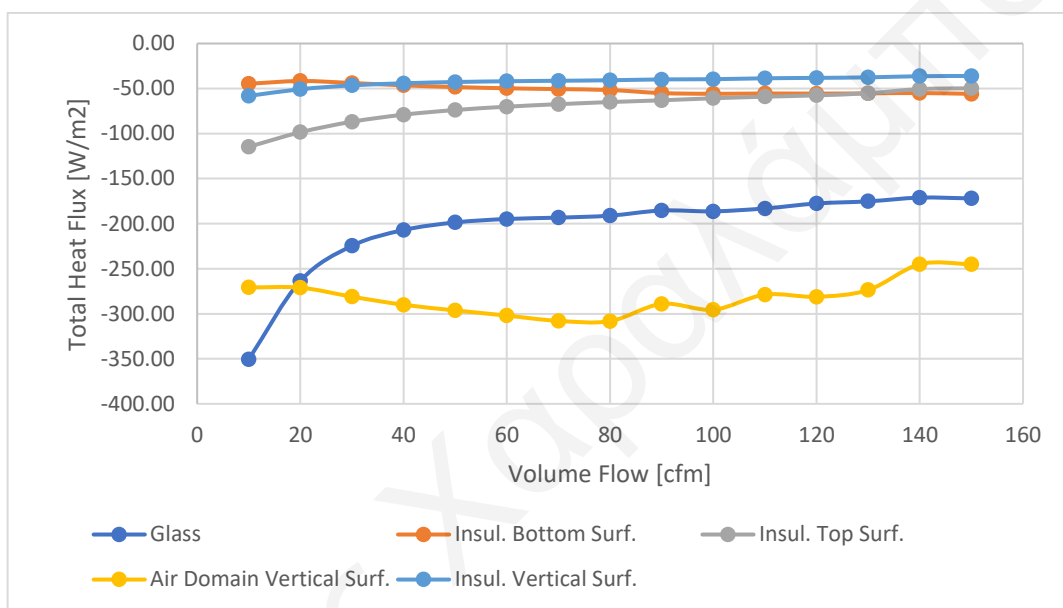


Σχήμα 4.9: Αποτελεσματικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει ογκομετρικής παροχής.

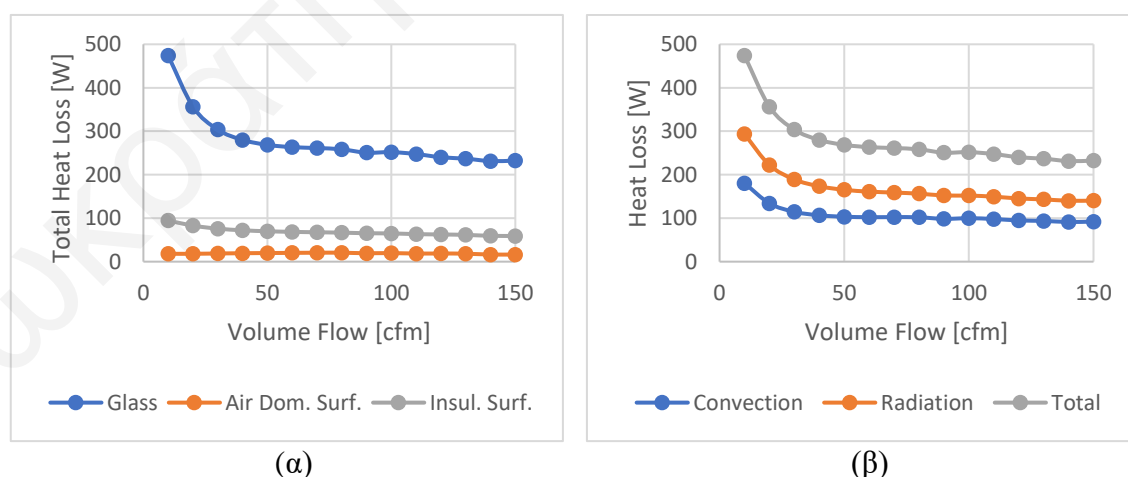
Στο Σχήμα 4.10 παρουσιάζεται η ροή θερμότητας από τις επιφάνειες του συλλέκτη προς το περιβάλλον. Με κίτρινη γραμμή απεικονίζεται η ροή θερμότητας από τις κατακόρυφες επιφάνειες πλευρικά του διακένου και με μπλε χρώμα απ' το γυαλί. Όσον αφορά τις επιφάνειες περιμετρικά της μόνωσης, με γαλάζιο χρώμα παρουσιάζεται η ροή θερμότητας απ' τις κατακόρυφες επιφάνειες της μόνωσης (πλευρικές και πίσω μέρος), ενώ με πορτοκαλί και γκρίζο η ροή θερμότητας απ' την κάτω και πάνω επιφάνεια περιμετρικά της μόνωσης αντίστοιχα.

Μελετώντας το διάγραμμα (Σχήμα 4.10), μπορεί να καταλάβει κανείς το λόγο για τον οποίο παρατηρούνται οι διακυμάνσεις στους βαθμούς απόδοσης για παροχή μεγαλύτερη των 80cfm. Η μη ικανοποιητική ψύξη στα πλευρικά σημεία του συλλέκτη

έχει ως αποτέλεσμα την υψηλή θερμοκρασία των πλευρικών επιφανειών που περικλείουν την περιοχή που κινείται ο αέρας και, έτσι, τη μεγάλη ροή θερμότητας προς το περιβάλλον από τις επιφάνειες αυτές. Επίσης, παρατηρούμε ότι η ροή θερμότητας από αυτές τις επιφάνειες είναι πολύ μεγαλύτερη απ' ό,τι στο γυαλί, απ' το οποίο έχουμε συνήθως τις υψηλότερες απώλειες. Αξιοσημείωτο είναι, επιπλέον, το γεγονός ότι στα 20-80cfm η ροή θερμότητας για τις επιφάνειες αυτές αυξάνεται, ενώ θα έπρεπε λόγω της καλύτερης ψύξης του απορροφητή με την αύξηση της παροχής αέρα να μειώνεται, κάτι που τονίζει ακόμα περισσότερο την κακή σχεδίαση του αγωγού εισόδου.



Σχήμα 4.10: Ροή θερμότητας από εξωτερικές επιφάνειες συλλέκτη.

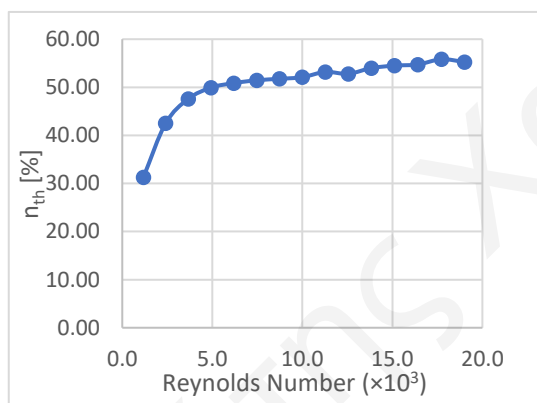


Σχήμα 4.11: Απώλειες θερμότητας (α) από όλες της επιφάνειες του συλλέκτη και (β) απ' το γυαλί.

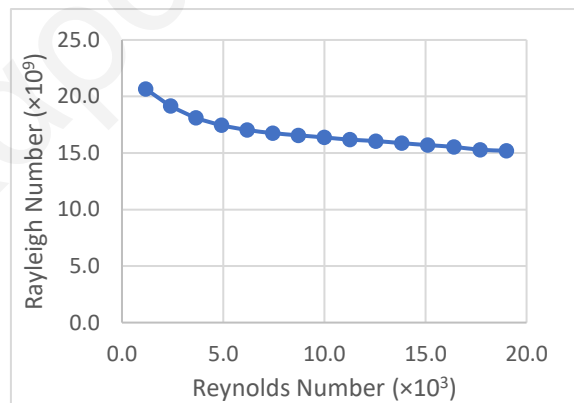
Ανάγοντας τη θερμική ροή σε ολικές θερμικές απώλειες (Σχήμα 4.11) παρατηρούμε ότι, παρόλη την αυξημένη θερμική ροή των πλευρικών επιφανειών του διακένου, οι ολικές απώλειες από αυτές είναι αρκετά μικρές λόγω του μικρού εμβαδού επιφανείας

τους. Το μεγαλύτερο ρόλο στις ολικές θερμικές απώλειες του συλλέκτη παίζει η διαπερατή επιφάνεια (γυαλί), λόγω του συνδυασμού υψηλής θερμικής ροής και μεγάλου εμβαδού επιφανείας. Η ανάλυση των απωλειών στο γυαλί δείχνει ότι οι απώλειες λόγω ακτινοβολίας είναι σημαντικότερες των απωλειών λόγω συναγωγής, ενώ παρατηρείται μια φυσιολογική μείωση των απωλειών με την αύξηση της ογκομετρικής παροχής.

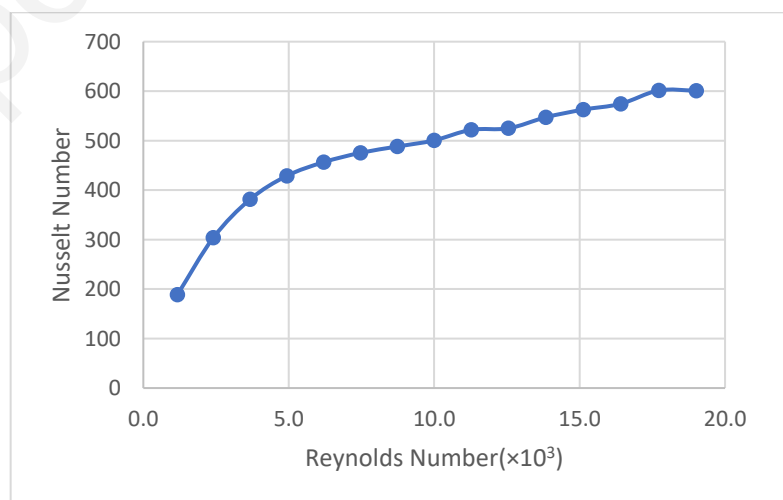
Όσον αφορά τη σχεδίαση των διαγραμμάτων για τους αδιάστατους αριθμούς Ra, Re και Nu, η θερμική απόδοση του συλλέκτη αυξάνεται με την αύξηση του αριθμού Re, εφόσον ο αριθμός Re συνδέεται άμεσα με την παροχή αέρα (Σχήμα 4.13). Ο αριθμός Ra φαίνεται να μειώνεται συναρτήσει του αριθμού Re, αφού η μέση θερμοκρασία της επιφάνειας του απορροφητή πέφτει με την αύξηση της ογκομετρικής παροχής, ενώ ο αριθμός Nusselt αυξάνεται, δηλώνοντας την αύξηση της μεταφοράς θερμότητας λόγω συναγωγής από την απορροφητική επιφάνεια με την αύξηση της παροχής αέρα (Σχήμα 4.12, Σχήμα 4.14).



Σχήμα 4.13: Διάγραμμα n_{th} – Re.



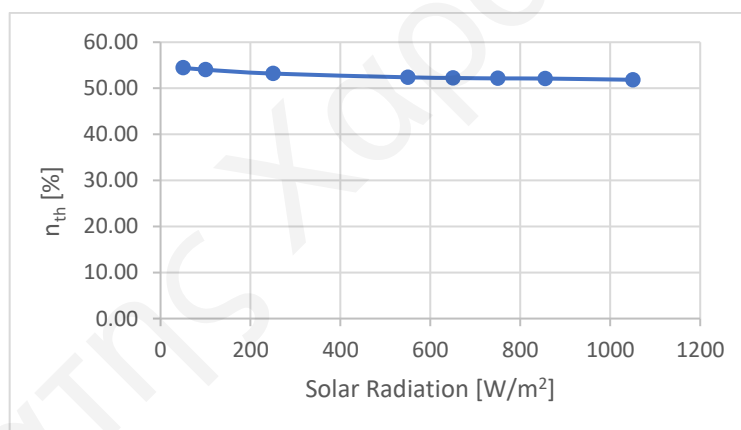
Σχήμα 4.12: Διάγραμμα Ra-Re.



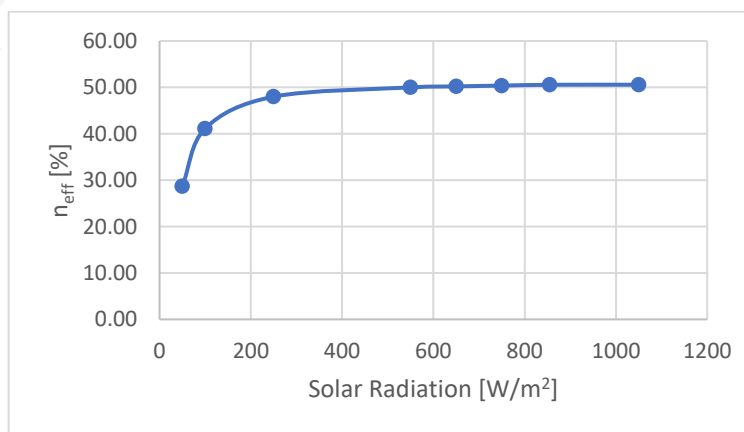
Σχήμα 4.14: Διάγραμμα Nu-Re.

4.2.2 Επίδραση Ηλιακής Ακτινοβολίας

Έπειτα, πραγματοποιήθηκε η μελέτη συμπεριφοράς του συλλέκτη υπό την επίδραση της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας. Η ογκομετρική παροχή που επιλέχθηκε για τη μελέτη, όπως προαναφέρθηκε, είναι τα 80cfm, για να μπορεί να υπάρξει ισοδύναμη σύγκριση με την προηγούμενη διάταξη. Αρχικά, όσον αφορά το θερμικό βαθμό απόδοσης, παρατηρείται και πάλι μια μικρή μείωσή του με την αύξηση της ηλιακής ακτινοβολίας χωρίς ιδιαίτερη μεταβολή (Σχήμα 4.15). Σε αντίθεση, ο αποτελεσματικός βαθμός απόδοσης για χαμηλή ηλιακή ακτινοβολία παρουσιάζει μεγάλη πτώση, εξαιτίας της μεγάλης απαίτησης σε προωθητική ισχύ σε σχέση με την προσφερόμενη θερμότητα στο ρευστό. Το μέγεθος αυτό της προωθητικής ισχύς οφείλεται στο γεγονός ότι η πτώση πίεσης εντός του συλλέκτη παραμένει σχεδόν αμετάβλητη με την αλλαγή της ηλιακής ακτινοβολίας. Ο αποτελεσματικός βαθμός απόδοσης μειώνεται μέχρι και σχεδόν 29% για ηλιακή ακτινοβολία 50W/m^2 ενώ για 550W/m^2 και άνω δεν φαίνεται να μεταβάλλεται ιδιαίτερα (Σχήμα 4.16).

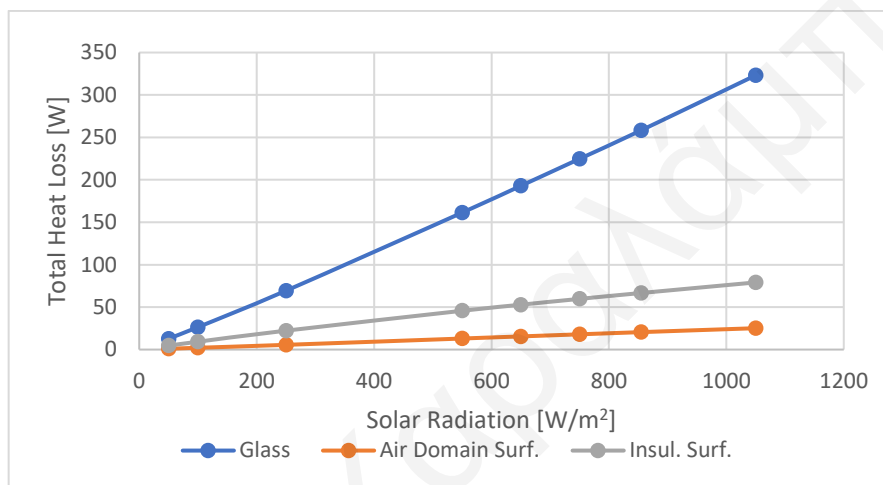


Σχήμα 4.15: Θερμικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας.

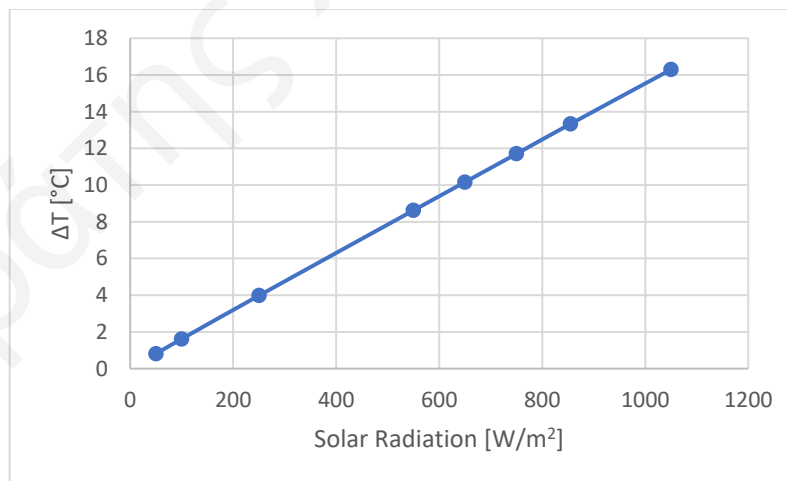


Σχήμα 4.16: Αποτελεσματικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας.

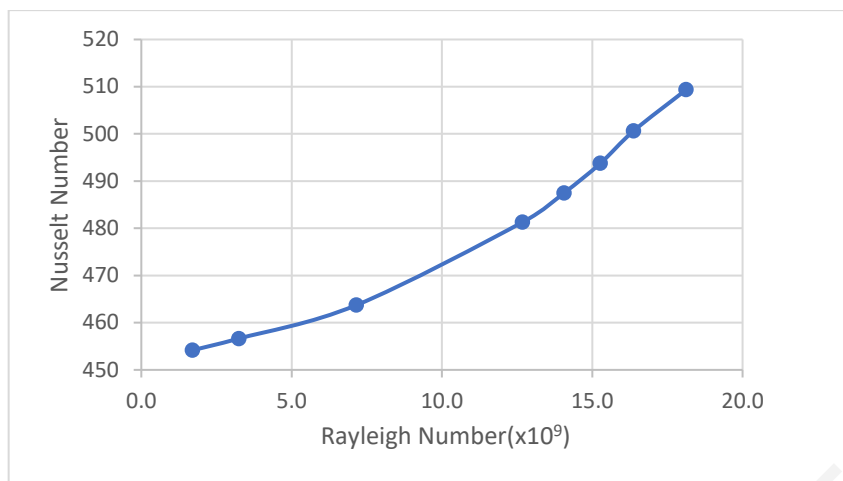
Η ανάλυση των απωλειών από τις εξωτερικές επιφάνειες του συλλέκτη παρουσιάζει και σε αυτή τη διάταξη μια γραμμική αύξηση με την αύξηση της ηλιακής ακτινοβολίας, ενώ την ίδια συμπεριφορά έχει και η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ εισόδου-εξόδου. Η αύξηση αυτή των απωλειών φαίνεται να είναι ελαφρώς πιο δραστική από την πρόσδοση θερμότητας στο ρευστό εφόσον ο θερμοκός βαθμός απόδοσης παρουσιάζει μικρή μείωση. Τα διαγράμματα των θερμικών απωλειών από τις επιφάνειες του συλλέκτη και της θερμοκρασιακής διαφοράς εισόδου-εξόδου απεικονίζονται στα Σχήμα 4.17 και Σχήμα 4.18.



Σχήμα 4.17: Θερμικές απώλειες συλλέκτη συναρτήσει ηλιακής ακτινοβολίας.

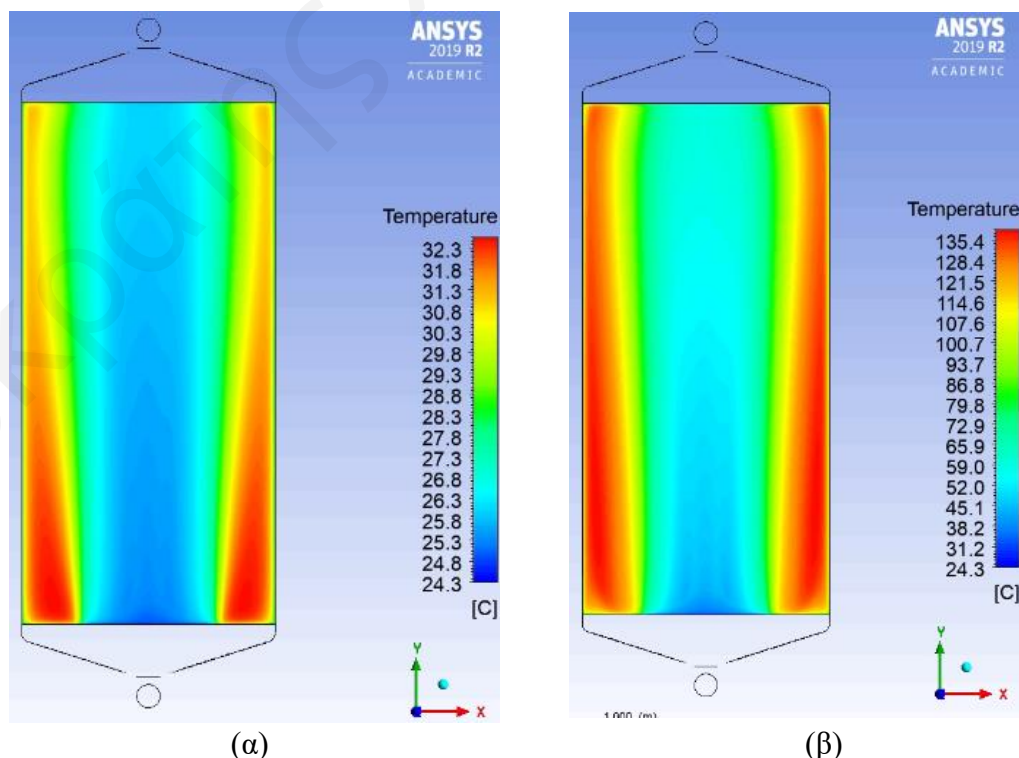


Σχήμα 4.18: Θερμοκρασιακή διαφορά εισόδου-εξόδου συναρτήσει ηλιακής ακτινοβολίας.



Σχήμα 4.19: Διάγραμμα Nu-Ra.

Στο διάγραμμα Nu-Ra (Σχήμα 4.19) φαίνεται ο αριθμός Nu να αυξάνεται με την αύξηση του αριθμού Ra. Η μεταβολή αυτή είναι φυσιολογική εφόσον με την αύξηση της θερμοκρασίας στον απορροφητή η φυσική συναγωγή αυξάνεται λόγω των μεγαλύτερων ανωστικών δυνάμεων. Το φαινόμενο αυτό είναι πιο έντονο σε αυτή τη διαμόρφωση αφού οι πλευρικές επιφάνειες του απορροφητή ανταλλάζουν θερμότητα με το ρευστό κυρίως μέσω φυσικής αντί εξαναγκασμένης συναγωγής, εφόσον η ταχύτητα της ροής σε αυτά τα σημεία είναι πολύ χαμηλή ειδικά για την αρκετά μεγάλη παροχή των 80cfm. Έτσι, τα ανωστικά φαινόμενα στα σημεία αυτά είναι πιο έντονα.



Σχήμα 4.20: Θερμοκρασιακή κατανομή στον απορροφητή για προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία (α) 50W/m^2 και (β) 1050W/m^2 .

Τέλος, συγκρίνοντας την κατανομή θερμοκρασίας στον απορροφητή για ηλιακή ακτινοβολία $50\text{W}/\text{m}^2$ και $1050\text{W}/\text{m}^2$, συμπεραίνουμε ότι τα πάνω πλευρικά σημεία του για ακτινοβολία $50\text{W}/\text{m}^2$ ψύχονται πιο δραστικά απ' ό τι για $1050\text{W}/\text{m}^2$. Τα κάτω πλευρικά σημεία του απορροφητή και στις δύο περιπτώσεις έχουν μεγάλη συγκέντρωση θερμοκρασίας εξαιτίας των δινών που δημιουργούνται στα σημεία αυτά, παγιδεύοντας κατά κάποιο τρόπο τον αέρα εντός του συστήματος.

Κεφάλαιο 5

5 ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ

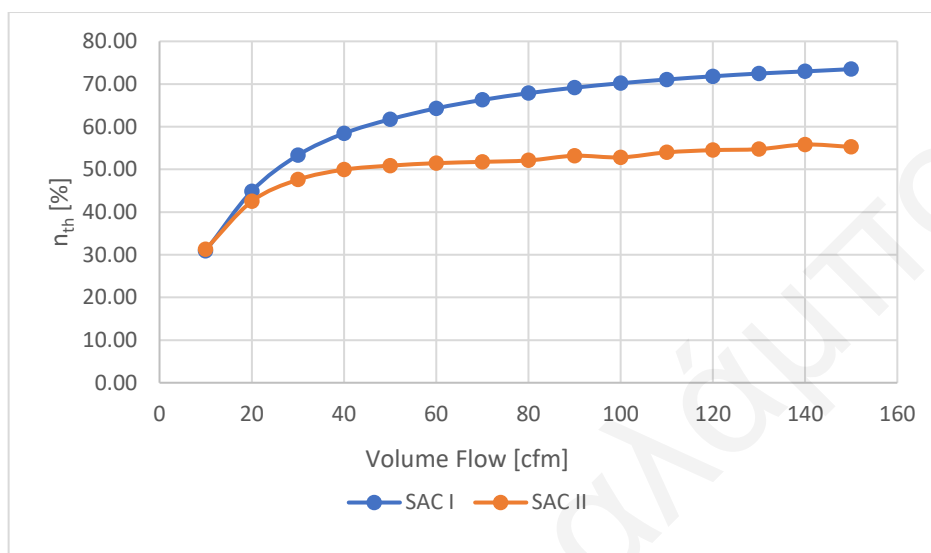
Μέσα από τη σχεδίαση και την ανάλυση των αποτελεσμάτων των δύο συλλεκτών αέρα, καταλαβαίνουμε ότι και οι δύο ηλιακοί συλλέκτες έχουν κάποια πλεονεκτήματα και κάποια μειονεκτήματα. Το γεγονός αυτό οδηγεί στο να υπερτερεί ο ένας έναντι του άλλου σε κάποια σημεία και σε κάποια άλλα να είναι υποδεέστερος. Για να μπορούν να εντοπιστούν, λοιπόν, αυτά τα σημεία και να προσδιοριστεί μια πιθανή βέλτιστη σχεδίαση για επόμενες μελέτες, θα πρέπει να γίνει σύγκριση των αποτελεσμάτων των δύο συλλεκτών. Η σύγκριση αυτή παρουσιάζεται σε αυτό το κεφάλαιο, αρχικά όσον αφορά τη μεταβολή της ογκομετρικής παροχής και μετέπειτα όσον αφορά τη μεταβολή της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας.

5.1 Σύγκριση Αποτελεσμάτων για Μεταβολή Ογκομετρικής Παροχής

Πρωτίστως, πραγματοποιείται σύγκριση του θερμικού βαθμού απόδοσης των δύο συλλεκτών, της οποίας το διάγραμμα απεικονίζεται στο Σχήμα 5.1. Μελετώντας το διάγραμμα, παρατηρούμε ότι ο βαθμός απόδοσης του τροποποιημένου συλλέκτη είναι αρκετά μικρότερος απ' την πρώτη διαμόρφωση σχεδόν σε όλο το φάσμα ογκομετρικών παροχών αέρα. Η διαφορά τους αυτή φαίνεται να αυξάνεται με την αύξηση της ογκομετρικής παροχής, φτάνοντας για παροχή 150cfm περίπου το 18%, αφού ο βαθμός απόδοσης της αρχικής διαμόρφωσης είναι περίπου 73% και της τροποποιημένης διαμόρφωσης 55%. Αυτό οφείλεται στο ότι, όπως προαναφέρθηκε για τον τροποποιημένο συλλέκτη, η ροή του αέρα με την αύξηση της παροχής δεν ακολουθεί τη γεωμετρία του αγωγού εισόδου με αποτέλεσμα ο απορροφητής να μην ψύχεται ικανοποιητικά σε όλο το πλάτος του (Σχήμα 4.7 (δ)).

Στη χαμηλότερη παροχή των 10cfm, ο βαθμός απόδοσης της τροποποιημένης διαμόρφωσης ξεπερνά ελάχιστα αυτόν της αρχικής, εφόσον παίρνει τιμή ~31,3% έναντι ~32,8% του άλλου συλλέκτη. Το γεγονός αυτό, σε συνδυασμό με την τάση των δύο βαθμών απόδοσης, δείχνει ότι για χαμηλότερες παροχές μάζας και σε συνθήκες φυσικής συναγωγής ο τροποποιημένος συλλέκτης παρουσιάζει καλύτερη θερμική απόδοση. Αυτό συμβαίνει λόγω της πλέον καλύτερης ροής του αέρα εντός του διαμορφωμένου συλλέκτη, με τη ροή να ακολουθεί τη γεωμετρία του αγωγού εισόδου εξαιτίας της

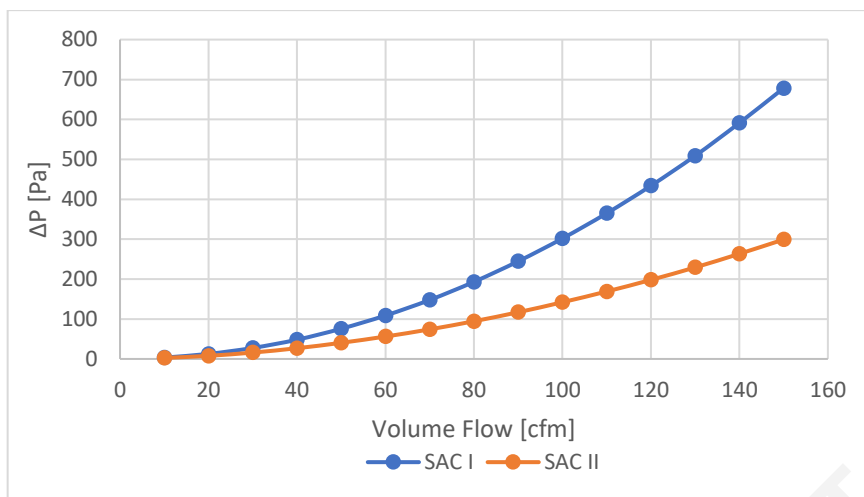
χαμηλής της ταχύτητας, χωρίς να δημιουργεί δευτερεύουσες ροές στα πλευρικά σημεία του συλλέκτη που έχουν ως αποτέλεσμα την αύξηση της θερμοκρασίας του απορροφητή. Έτσι, ο απορροφητής του τροποποιημένου συλλέκτη ψύχεται καλύτερα συγκριτικά με την αρχική διαμόρφωση για αυτές τις συνθήκες.



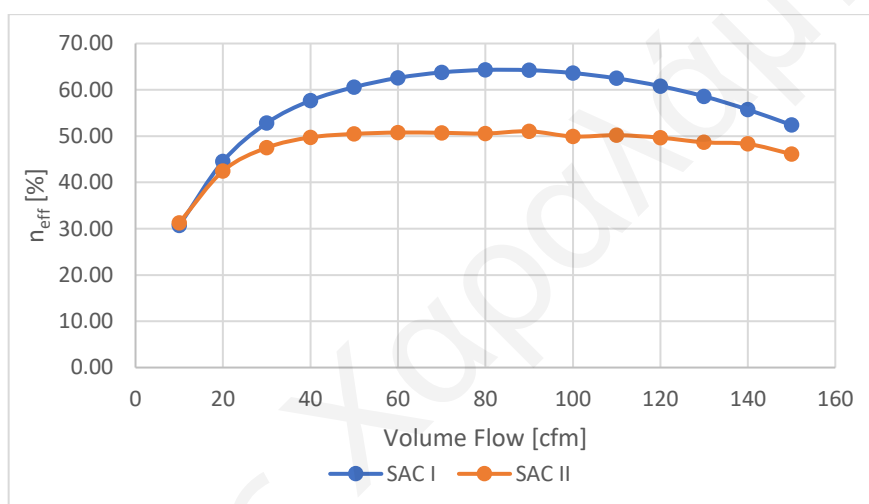
Σχήμα 5.1: Σύγκριση θερμικού βαθμού απόδοσης.

Σχεδιάζοντας το διάγραμμα της πτώσης πίεσης εντός των δύο συλλεκτών (Σχήμα 5.2), παρατηρούμε ότι για την τροποποιημένη διάταξη η πτώση πίεσης παρουσιάζει πολύ καλύτερα αποτελέσματα. Το γεγονός αυτό ήταν αρκετά αναμενόμενο, εφόσον αποτελούσε και τον κύριο λόγο σχεδίασης της δεύτερης διαμόρφωσης, αφού στην αρχική διάταξη η κίνηση του αέρα εμποδίζεται ιδιαίτερα από τη διαμόρφωση του συλλέκτη (Σχήμα 4.1). Οι δύο καμπύλες έχουν την ίδια μορφή, αυξανόμενες εκθετικά με την ογκομετρική παροχή, με του τροποποιημένου συλλέκτη να έχει πολύ μικρότερη κλίση. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα όσο αυξάνεται η ογκομετρική παροχή η διαφορά της πτώσης πίεσης μεταξύ των δύο συλλεκτών να γίνεται ακόμα μεγαλύτερη.

Παρόλα αυτά, ο αποτελεσματικός βαθμός απόδοσης για τον αρχικό συλλέκτη εξακολουθεί να είναι μεγαλύτερος. Αν και από την πρώτη διαμόρφωση απαιτείται πολύ μεγαλύτερη προωθητική ισχύς για την άντληση του αέρα εντός του συστήματος αυξανόμενης της παροχής αέρα, ωστόσο φτάνει μια μέγιστη τιμή της τάξης του 64% για 80cfm. Απ' την άλλη πλευρά, ο τροποποιημένος συλλέκτης φτάνει τη μέγιστη τιμή του 51% για παροχή 90cfm. Το διάγραμμα του αποτελεσματικού βαθμού απόδοσης απεικονίζεται στο Σχήμα 5.3.



Σχήμα 5.2: Πτώση πίεσης εντός των δύο συλλεκτών.

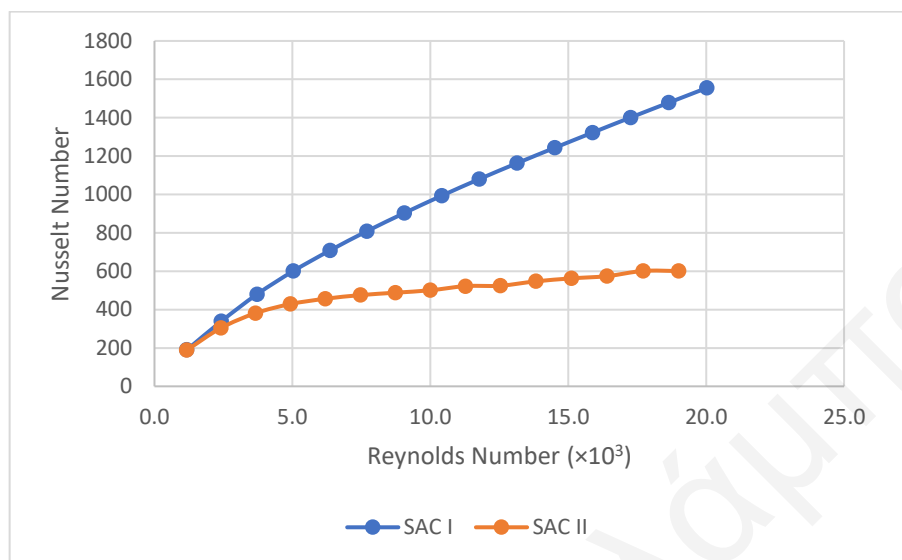


Σχήμα 5.3: Σύγκριση αποτελεσματικού βαθμού απόδοσης.

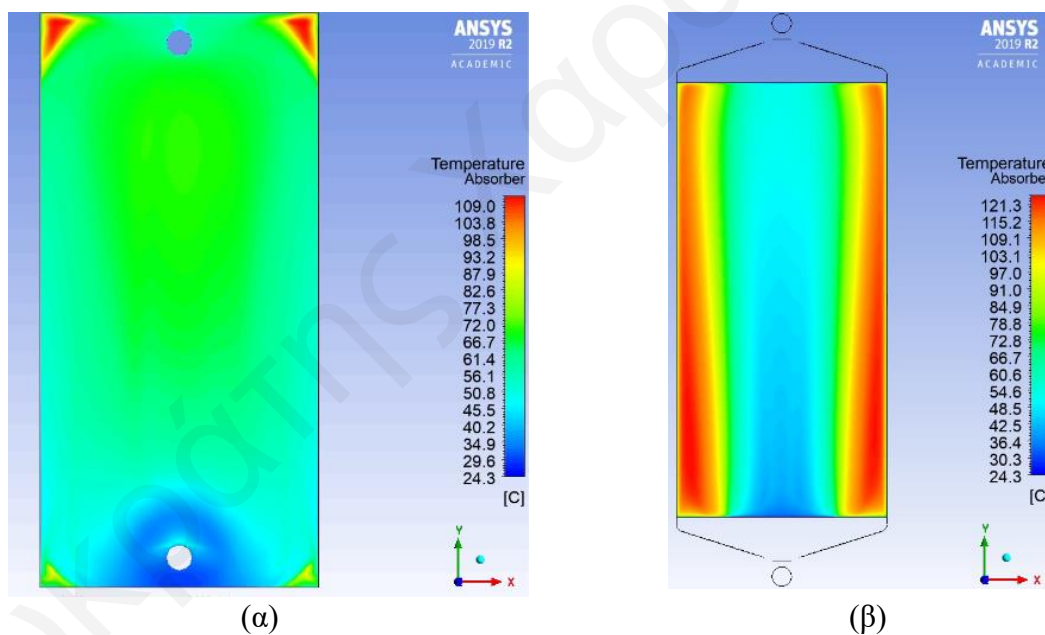
Η σύγκριση των διαγραμμάτων $Nu-Re$ των δύο συλλεκτών παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.4. Μελετώντας το διάγραμμα, παρατηρούμε ότι η κλίση της καμπύλης για την τροποποιημένη διαμόρφωση είναι πολύ μικρότερη. Αυτό δηλώνει ότι ο συντελεστής θερμικής συναγωγής της αρχικής διαμόρφωσης στον απορροφητή είναι πολύ μεγαλύτερος και αυξάνεται με πολύ μεγαλύτερο ρυθμό με την αύξηση της ταχύτητας της ροής απ' ό,τι στον δεύτερο συλλέκτη. Το αποτέλεσμα αυτό είναι πολύ φυσιολογικό, εφόσον η ροή εντός του πρώτου συλλέκτη εκτείνεται σχεδόν σε όλο το φάσμα του απορροφητή, αποσπώντας πολύ μεγαλύτερα ποσά θερμότητας απ' ό,τι η δεύτερη διαμόρφωση.

Αυτό μπορεί να διαπιστωθεί και μέσα από τη σύγκριση της θερμοκρασιακής κατανομής στους απορροφητές των δύο διατάξεων, η οποία παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.5. Απ' τη σύγκριση αυτή διακρίνουμε πόση περισσότερη θερμότητα παράγεται από την

επιφάνεια του απορροφητή της αρχικής διαμόρφωσης μέσω του ρευστού, οδηγώντας σε πολύ μεγαλύτερους θερμικούς βαθμούς απόδοσης.



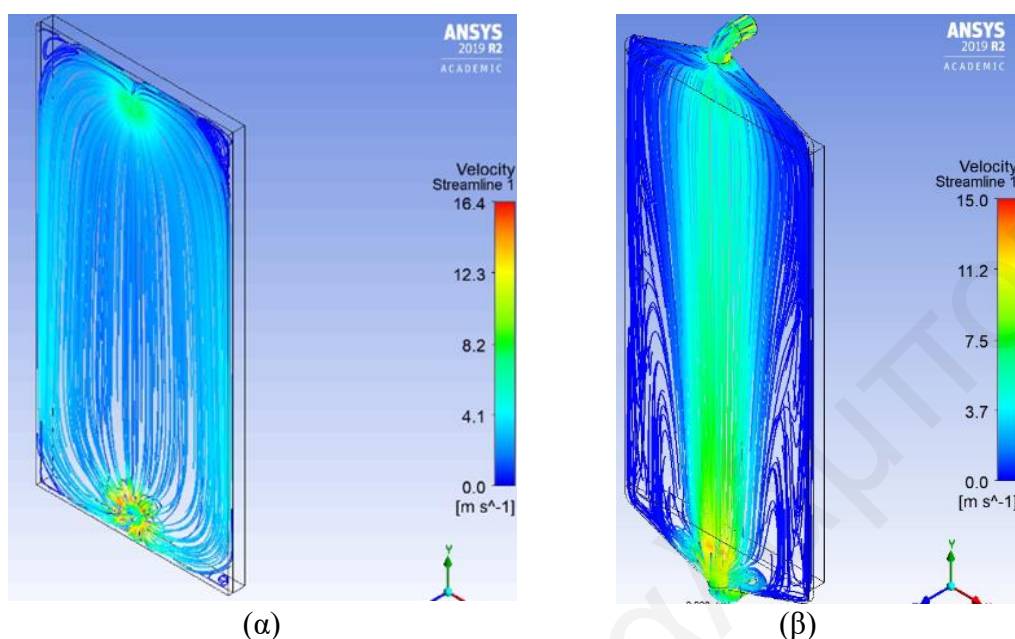
Σχήμα 5.4: Σύγκριση διαγραμμάτων Nu-Re.



Σχήμα 5.5: Θερμοκρασιακή κατανομή απορροφητή για παροχή 80cfm (α) αρχικής διαμόρφωσης και (β) τροποποιημένης διαμόρφωσης.

Η θερμοκρασιακή κατανομή συνδέεται άμεσα με την ταχύτητα της ροής στην επιφάνεια του απορροφητή, εφόσον στα σημεία όπου η ταχύτητα της ροής είναι χαμηλή η θερμοκρασία του απορροφητή είναι αρκετά υψηλή (Σχήμα 5.6). Επιπλέον, μέσω της σύγκρισης της ταχύτητας της ροής εντός των δύο συλλεκτών, μπορούμε να διακρίνουμε πόσο καλύτερη είναι η ροή εντός του πρώτου συλλέκτη. Η ροή φαίνεται να έχει αρκετά

υψηλή ταχύτητα στα περισσότερα σημεία στον απορροφητή, πράγμα που δεν ισχύει στην περίπτωση του τροποποιημένου συλλέκτη.



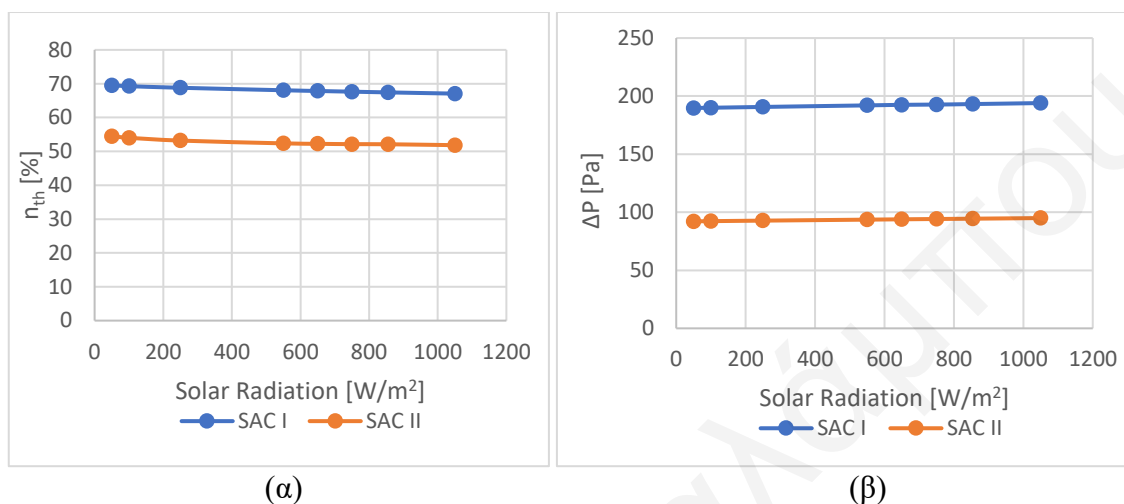
Σχήμα 5.6: Ταχύτητα ροής εντός του συλλέκτη για παροχή 80cfm (α) αρχικής διαμόρφωσης και (β) τροποποιημένης διαμόρφωσης.

5.2 Σύγκριση Αποτελεσμάτων για Μεταβολή Προσπίπτουσας Ηλιακής Ακτινοβολίας

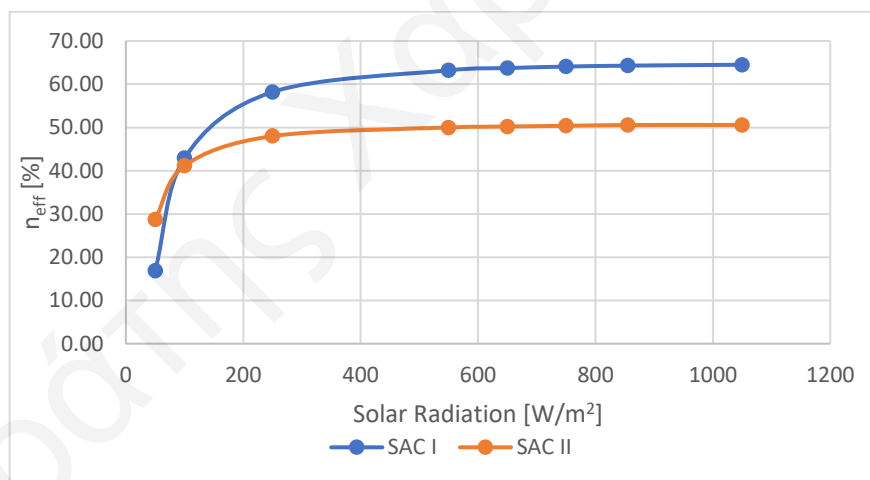
Όσον αφορά τη σύγκριση των αποτελεσμάτων που προκύπτουν από τη μεταβολή της ηλιακής ακτινοβολίας, οι δύο συλλέκτες παρουσιάζουν την ίδια συμπεριφορά και για την πτώση πίεσης εντός του συλλέκτη και για το θερμικό βαθμό απόδοσης. Η τροποποιημένη διαμόρφωση βρίσκεται περίπου σταθερά 15% κάτω από την πρώτη διάταξη συλλέκτη, σε ότι έχει να κάνει με το θερμικό βαθμό απόδοσης, και έχει περίπου 98Pa χαμηλότερη πτώση πίεσης καθ' όλο το εύρος τιμών ηλιακής ακτινοβολίας. Τα δεδομένα αυτά μπορούν να παρατηρηθούν στο Σχήμα 5.7.

Η ίδια συμπεριφορά δεν διακρίνεται όσον αφορά τον αποτελεσματικό βαθμό απόδοσης (Σχήμα 5.8). Αν και για ηλιακή ακτινοβολία μεγαλύτερη των 550W/m^2 η διαφορά βαθμού απόδοσης μεταξύ των δύο συλλεκτών είναι περίπου σταθερή και ίση με ~13%, με την αρχική διαμόρφωση να παρουσιάζει καλύτερη απόδοση, ωστόσο τα δεδομένα για πιο χαμηλές τιμές ανατρέπονται. Η διαφορά μεταξύ των βαθμών απόδοσης μειώνεται και εξισώνεται στο ~40% για ηλιακή ακτινοβολία περίπου 80W/m^2 , ενώ για χαμηλότερες τιμές ηλιακής ακτινοβολίας ο τροποποιημένος συλλέκτης υπερτερεί του αρχικού, φτάνοντας για 50W/m^2 σε ~12% καλύτερο αποτελεσματικό βαθμό απόδοσης.

Το γεγονός αυτό οφείλεται στην πολύ χαμηλότερη πτώση πίεσης εντός του δεύτερου συλλέκτη, η οποία, όσο χαμηλώνει η προσφερόμενη θερμότητα στο ρευστό λόγω της μειωμένης ηλιακής ακτινοβολίας, γίνεται όλο και πιο σημαντική όσον αφορά το κομμάτι του αποτελεσματικού βαθμού απόδοσης.

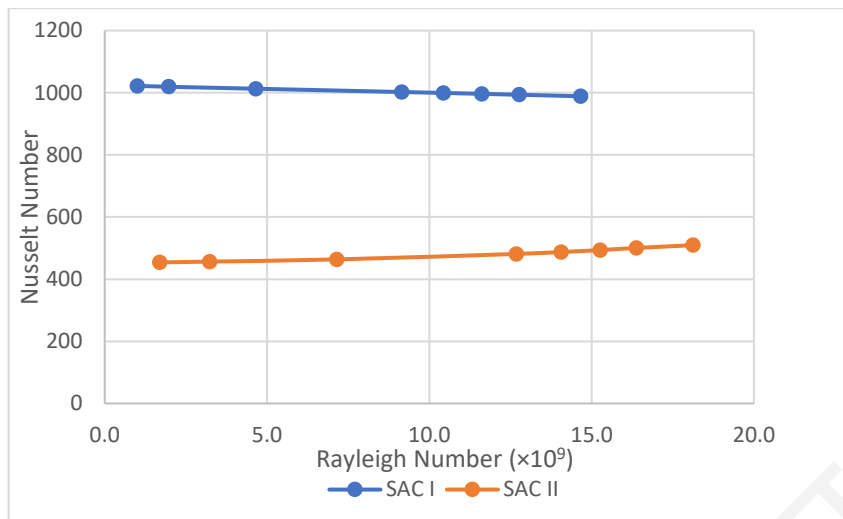


Σχήμα 5.7: Σύγκριση (α) θερμικού βαθμού απόδοσης μεταξύ των δύο συλλεκτών και (β) της πτώσης πίεσης εντός του συλλέκτη.



Σχήμα 5.8: Σύγκριση αποτελεσματικού βαθμού απόδοσης.

Τέλος, από τη σύγκριση του διαγράμματος Nu-Ra των δύο διαμορφώσεων αντιλαμβάνεται κανείς το πόσο μεγαλύτερος είναι ο συντελεστής θερμικής συναγωγής του απορροφητή της πρώτης διάταξης, σε όλο το φάσμα τιμών της ηλιακής ακτινοβολίας. Παρατηρείται, επίσης, ότι η δεύτερη διαμόρφωση εκτείνεται σε μεγαλύτερους αριθμούς Ra σχετικά με την πρώτη, εφόσον η θερμοκρασία στον απορροφητή της φτάνει σε υψηλότερες τιμές. Το διάγραμμα Nu-Ra απεικονίζεται στο Σχήμα 5.9.



Σχήμα 5.9: Σύγκριση διαγράμματος Nu-Ra.

Κεφάλαιο 6

6 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ & ΕΙΣΗΓΗΣΕΙΣ

Όπως προαναφέρθηκε, κύριος στόχος της παρούσας μελέτης είναι η αριθμητική παραμετρική μοντελοποίηση ενός πρότυπου πειραματικού αέρα ηλιακού συλλέκτη με σκοπό τη βελτιστοποίηση της θερμικής του απόδοσης. Για την επίτευξη του σκοπού αυτού, πραγματοποιήθηκε αρχικά η ανάλυση των αποτελεσμάτων από τη μοντελοποίηση του πειραματικού ηλιακού συλλέκτη υπό την επίδραση της ογκομετρικής παροχής αέρα και της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας.

Έπειτα, εφόσον έγιναν αντιληπτά τα μειονεκτήματα της αρχικής διαμόρφωσης, έγινε μια προσπάθεια βελτίωσης του βαθμού απόδοσης μέσω της τροποποίησης των αγωγών εισόδου-εξόδου και της ανάλυσης των αποτελεσμάτων για τις ίδιες παραμέτρους. Μέσα από τη σύγκριση των δύο διαμορφώσεων, κατανοήθηκε ακόμα περισσότερο το σύστημα και ο τρόπος επηρεασμού του από τις διάφορες παραμέτρους, ενώ παρατηρήθηκαν τα σημεία στα οποία ο ένας συλλέκτης υπερτερεί του άλλου.

Τα συμπεράσματα που προέκυψαν απ' τη μελέτη, καθώς και εισηγήσεις για μελλοντικές μελέτες που αφορούν τους ηλιακούς συλλέκτες και την προσομοίωση παρόμοιων συστημάτων μέσω του ANSYS, αναλύονται πιο κάτω.

6.1 Συμπεράσματα

Σχετικά με την μοντελοποίηση και προσομοίωση προβλημάτων σε ANSYS συμπεραίνουμε τα εξής:

- Η Fluent μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τη μοντελοποίηση προβλημάτων μετάδοσης θερμότητας και επίλυσης ροής σε κοιλότητα παρέχοντας ικανοποιητική ακρίβεια της τάξης του 5-10%, ενώ αξιόπιστα αποτελέσματα παρέχονται και για προβλήματα συζευγμένης μετάδοσης θερμότητας.
- Η ακρίβεια αυτή μπορεί να επιτευχθεί με αρκετά χαμηλό χρόνο υπολογισμού, μέσω του σχετικά αραιού πλέγματος και της χρήσης εξισώσεων τοίχων οι οποίες είναι διαθέσιμες στα μοντέλα της Fluent.
- Ο χρόνος υπολογισμού και η σύγκλιση του προβλήματος επηρεάζονται άμεσα από την ποιότητα και το είδος του πλέγματος.

Συμπεράσματα όσον αφορά τη συμπεριφορά των συλλεκτών αέρα υπό την επίδραση της ογκομετρικής παροχής αποτελούν τα εξής:

- Ο θερμικός βαθμός απόδοσης και η πτώση πίεσης εντός του συλλέκτη αυξάνονται με την αύξηση της ογκομετρικής παροχής, ενώ η θερμοκρασιακή διαφορά εισόδου-εξόδου μειώνεται, όπως προκύπτει και από τα αποτελέσματά μας και από τη βιβλιογραφία [12].
- Όσον αφορά τη διάταξη του πειραματικού συλλέκτη, τα αποτελέσματα της προσομοίωσης είναι αρκετά καλύτερα απ' αυτά της πειραματικής μελέτης [29].
- Ο αποτελεσματικός βαθμός απόδοσης αρχικά αυξάνεται με την ογκομετρική παροχή, φτάνοντας σε μια βέλτιστη τιμή και στη συνέχεια μειώνεται, συμφωνώντας με τα δεδομένα της βιβλιογραφίας [38].
- Η παρατήρηση των βαθμών απόδοσης οδηγεί στο συμπέρασμα ότι η χρήση συστήματος εξαναγκασμένης συναγωγής αποτελεί πολύ πιο συμφέρουσα επιλογή.
- Η ροή θερμότητας από τις διάφορες επιφάνειες προς το περιβάλλον μειώνεται με την αύξηση της παροχής αέρα.
- Ο αριθμός Nu αυξάνεται με την αύξηση του αριθμού Re, ενώ σε όλο το φάσμα παροχών ο αριθμός Nu είναι αρκετά υψηλός και βρισκόμαστε κυρίως σε τυρβώδη ροή.

Σχετικά με την επίδραση των συλλεκτών από τη μεταβολή της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας προκύπτουν τα εξής:

- Ο θερμικός βαθμός απόδοσης αλλά και η πτώση πίεσης εντός του συλλέκτη δεν παρουσιάζουν ιδιαίτερη μεταβολή με την αλλαγή της ηλιακής ακτινοβολίας. Αντίθετα ο αποτελεσματικός βαθμός απόδοσης μειώνεται ραγδαία σε τιμές χαμηλής ηλιακής ακτινοβολίας.
- Το σύστημα ηλιακού συλλέκτη αποδίδει γενικά καλύτερα σε υψηλές τιμές προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας.
- Ο αριθμός Nu δεν παρουσιάζει ιδιαίτερη μεταβολή συγκριτικά με τον αριθμό Ra, ενώ βρισκόμαστε σε αριθμούς Ra της τάξης του 10^9 σε όλο το φάσμα τιμών ηλιακής ακτινοβολίας.

Μέσα από την παρατήρηση και τη σύγκριση των δύο συλλεκτών καταλήγουμε στα εξής συμπεράσματα:

- Παρόλης της σχεδίασης του τροποποιημένου ηλιακού συλλέκτη για τη βελτίωση της θερμικής απόδοσης, η πειραματική διαμόρφωση παρουσιάζει πολύ καλύτερα αποτελέσματα. Το ίδιο ισχύει και για τον αποτελεσματικό βαθμό απόδοσης παρά το γεγονός ότι η πτώση πίεσης εντός της τροποποιημένης διαμόρφωσης είναι αρκετά μικρότερη.
- Σε χαμηλές παροχές αέρα και υπό συνθήκες φυσικής συναγωγής ο τροποποιημένος συλλέκτης φαίνεται να έχει καλύτερα αποτελέσματα, καθώς και για χαμηλές τιμές προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας.
- Η μέγιστη ολική απόδοση του συλλέκτη κυμαίνεται σε ογκομετρικές παροχές 80-90cfm.
- Υπάρχει υψηλή ροή θερμότητας από τις επιφάνειες παραμετρικά του διακένου, ενώ οι μεγαλύτερες θερμικές απώλειες είναι απ' το γυαλί υπό μορφή ακτινοβολίας.
- Η σχεδίαση του τροποποιημένου αγωγού εξόδου φαίνεται να είναι ικανοποιητική, ενώ σε αντίθεση ο αγωγός εισόδου χρήζει μεγάλης βελτίωσης ούτως ώστε να ψύχει ικανοποιητικά ολόκληρη την επιφάνεια του απορροφητή.
- Μια καλή σχεδίαση του ηλιακού συλλέκτη μπορεί να οδηγήσει σε θερμική απόδοση πολύ κοντά στο σημείο πέρα του οποίου είναι οι οπτικές απώλειες, για υψηλές τιμές ογκομετρικής παροχής, ενώ η ολική απόδοση του συλλέκτη μπορεί να φτάσει μέχρι και το ~70%.
- Οι ψηλές αποδόσεις της διαμόρφωσης την κάνουν μια πολύ υποσχόμενη εφαρμογή που μπορεί να καλύψει μεγάλο μέρος των ενεργειακών αναγκών για θέρμανση χώρου, ενώ έχει χαμηλό κόστος κατασκευής και λειτουργίας.

6.2 Εισηγήσεις

Εισηγήσεις όσον αφορά τη μοντελοποίηση στη Fluent αποτελούν οι εξής:

- Χρήση της παράλληλης επεξεργασίας αντί της σειριακής, ούτως ώστε ο χρόνος επίλυσης να μειωθεί στο ελάχιστο, καθώς και χρήση όσο το δυνατόν δομημένου πλέγματος.
- Σύγκριση αποτελεσμάτων με χρήση εξισώσεων τοίχων σε σχέση με πύκνωση πλέγματος κοντά στους τοίχους, έτσι ώστε να ελεγχθεί η αξιοπιστία της μεθόδου.

Σχετικά με τους ηλιακούς συλλέκτες εισηγούμαστε τα κάτωθι:

- Μελέτη συμπεριφοράς του συλλέκτη μέσω αριθμητικών προσομοιώσεων με τον αγωγό εισόδου της πειραματικής διάταξης και τον αγωγό εξόδου της τροποποιημένης διάταξης. Με αυτό τον τρόπο θα ελεγχθεί η αποδοτικότητα του αγωγού εξόδου και θα προκύψει πιθανόν καλύτερη σχεδίαση από της πειραματικής.
- Βελτιστοποίηση των αγωγών του τροποποιημένου συλλέκτη μέσω της χρήσης του Adjoint Solver της Fluent, με βασική παράμετρο βελτίωσης την επίτευξη ομοιόμορφης ταχύτητας στην έξοδο του αγωγού εισόδου και με δευτερεύουσα παράμετρο την πτώση πίεσης εντός των αγωγών.
- Μελέτη χρήσης μόνωσης και στην περιφέρεια του συλλέκτη γύρω απ' το διάκενο, εκεί όπου παρατηρήθηκε να υπάρχουν μεγάλα ποσά θερμικής ροής προς το περιβάλλον.
- Μελέτη συμπεριφοράς του συλλέκτη υπό διάφορες γωνίες κλίσης αλλά και υπό την επίδραση διαφόρων άλλων παραμέτρων, όπως αλλαγή γεωμετρίας, υλικών, μελέτη σε συνθήκες φυσικής συναγωγής κ.α.

Βιβλιογραφία

- [1] V.V. Tyagi, N.L. Panwar, N.A. Rahim, Richa Kothari, “Review on solar air heating system with and without thermal energy storage system”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 2289-2303, 2012.
- [2] Global Energy Statistical Yearbook, <https://yearbook.enerdata.net>, Retrieved 10 Sep 20.
- [3] Solargis, <https://solargis.com>, Retrieved 23 Sep 20.
- [4] Τμήμα Μετεωρολογίας, <http://www.moa.gov.cy>, Retrieved 23 Sep 20.
- [5] U.S. Energy Information Administration, <https://www.eia.gov>, Retrieved 23 Sep 20.
- [6] Στατιστική Υπηρεσία, <https://www.mof.gov.cy>, Retrieved 23 Sep 20.
- [7] J. M. Mendaza, “Solar Collectors for Air Heating, Profitability Analysis”, Master’s Thesis, FACULTY OF ENGINEERING AND SUSTAINABLE DEVELOPMENT, University of Gävle, Sweden, 2014.
- [8] S. Jaisankara, J. Ananthb, S. Thulasic, S.T. Jayasuthakarc, K.N. Sheebad, “A comprehensive review on solar water heaters”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 3045-3050, 2011.
- [9] Zhongting Hua, Wei Heb, Jie Jia, Shengyao Zhangc, “A review on the application of Trombe wall system in buildings”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 976-987, 2017.
- [10] Rakesh Khanal, Chengwang Lei, “Solar chimney—A passive strategy for natural ventilation”, *Energy and Buildings*, pp.1811-1819, 2011.
- [11] Nima Monghasemi, Amir Vadiee, “A review of solar chimney integrated systems for space heating and cooling application”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp.2714-2730, 2018.
- [12] Elumalai Vengadesan, Ramalingam Senthil, “A review on recent developments in thermal performance enhancement methods of flat plate solar air collector”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2020.
- [13] Chang W, Wang Y, Li M, Luo X, Ruan Y, Hong Y, Zhang S, “The Theoretical and experimental research on thermal performance of solar air collector with finned absorber”, *Energy Procedia* 70, pp.13–22, 2015.
- [14] Qasem NAA, Arnous MN, Zubair SM, “A comprehensive thermal-hydraulic assessment of solar flat-plate air heaters”, *Energy Conversion and Management*, v.215, 2020.

- [15] Singh S, Chander S, Saini JS, “Thermo-hydraulic performance due to relative roughness pitch in V-down rib with gap in solar air heater duct - comparison with similar rib roughness geometries”, *Renew Sustain Energy*, pp.1159-1166, 43, 2015.
- [16] El Khadraoui A, Bouadila S, Kooli S, Farhat A, Guizani A, “Thermal behavior of indirect solar dryer: nocturnal usage of solar air collector with PCM”, *J Clean Prod*, pp.37-48, 2017.
- [17] El Khadraoui A, Bouadila S, Kooli S, Guizani A, Farhat A, “Solar air heater with phase change material: an energy analysis and a comparative study”, *Appl Therm Eng*, pp.1057-1064, v.107, 2016.
- [18] Kabeel AE, Khalil A, Shalaby SM, Zayed ME, “Experimental investigation of thermal performance of flat and v-corrugated plate solar air heaters with and without PCM as thermal energy storage”, *Energy Convers Manag*, pp.264-272, v.113, 2016.
- [19] Wadhawan A, Dhoble AS, Gawande VB, “Analysis of the effects of use of thermal energy storage device (TESD) in solar air heater”, *Alexandria Eng J*, pp.1173-1183, 2018.
- [20] Vijayan S, Arjunan TV, Kumar A, “Exergo-environmental analysis of an indirect forced convection solar dryer for drying bitter gourd slices”, *Renew Energy*, pp.2210-2223, v.146, 2020.
- [21] Murali G, Rama Krishna Reddy K, Trinath Sai Kumar M, SaiManikanta J, Nitish, Kumar Reddy V, “Performance of solar aluminium can air heater using sensible heat storage”, *Mater Today Proc*, pp.169-174, v.21, 2020.
- [22] Werner Weiss, Monika Spörk-Dür, “Solar Heat Worldwide”, 2020 Edition.
- [23] P. Le Quere, “Accurate Solutions to the Square Thermally Driven Cavity at High Rayleigh Number”, *Computer Fluids*, vol. 20, No. 1, pp. 29-41, 1991.
- [24] Wei Sun, Jie Ji, Wei He, “Influence of channel depth on the performance of solar air heaters”, Department of Thermal Science and Energy Engineering, University of Science and Technology of China, 2010.
- [25] ANSYS, “The Boussinesq Model”, *Fluent User’s Guide*, Fluent 2019R2 Edition.
- [26] The Engineering ToolBox, <https://www.engineeringtoolbox.com>, Retrieved 20 Oct 19.
- [27] Donald D. Gray, Aldo Giorcini, “THE VALIDITY OF THE BOUSSINESQ APPROXIMATION FOR LIQUIDS AND GASES”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, pp. 545-551, 1976.
- [28] Yunus A. Çengel, “Heat and Mass Transfer: A Practical Approach”, 3rd Edition, pg. 23, 356-363, 454, 511, 2006.

- [29] Άριστος Χρίστου, «Πειραματική Διερεύνηση Ηλιακών Συλλεκτών Αέρα», Διπλωματική Εργασία, Τμήμα Μηχανικών Μηχανολογίας και Κατασκευαστικής, Πανεπιστήμιο Κύπρου, 2017.
- [30] Katsamis C., “THERMAL MANAGEMENT OF HIGH CONCENTRATED PHOTOVOLTAIC”, Master Thesis, Department of Mechanical and Manufacturing Engineering, University of Cyprus, 2017.
- [31] ANSYS, “Skewness”, *Meshing User’s Guide*, 2019R2 Edition.
- [32] ANSYS, “Continuity and Momentum Equations”, *Fluent Theory Guide*, Fluent 2019R2 Edition.
- [33] ANSYS, “Turbulence”, *Fluent Theory Guide*, Fluent 2019R2 Edition.
- [34] ANSYS, “Heat Transfer”, *Fluent Theory Guide*, Fluent 2019R2 Edition.
- [35] ANSYS, “Creating and Using User Defined Functions”, *Fluent Customization Manual*, Fluent 2019R2 Edition.
- [36] F.J. McQuillan, J.R. Culham and M.M. Yovanovich, “PROPERTIES OF DRY AIR AT ONE ATMOSPHERE”, *Microelectronics Heat Transfer Lab, University of Waterloo, Ontario*, June 1984.
- [37] ANSYS, “Using the Solver”, *Fluent User’s Guide*, Fluent 2019R2 Edition.
- [38] Ranchan Chauhan a, N.S. Thakur, “Investigation of the thermohydraulic performance of impinging jet solar air heater”, *Energy*, pp.255-261, 2014.
- [39] Nigel D. Strike, “Fan Efficiency - An Increasingly Important Selection Criteria”, *NMB Technologies Corporation*.

Παραρτήματα

Παράρτημα Ι – Υπολογισμός Ιδιοτήτων Αέρα

Μέση Θερμοκρασία [36]:

$$T_f = (T_a + T_w)/2 \quad (\text{Π.1})$$

Πυκνότητα:

$$\rho = \frac{351.99}{T_\alpha} + \frac{344.84}{T_\alpha^2} \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (\text{Π.2})$$

Δυναμικό ιξώδες:

$$\mu = \left(\frac{1.4592 T_\alpha^{3/2}}{109.1 + T_\alpha} \right) \cdot 10^{-6} \left[\frac{N s}{m^2} \right] \quad (\text{Π.3})$$

Ειδική θερμοχωρητικότητα:

$$C_p = 1030.5 - 0.19975 (T_\alpha) + 3.9734 \cdot 10^{-4} (T_\alpha^2) \left[\frac{J}{Kg \cdot K} \right] \quad (\text{Π.4})$$

Θερμική Αγωγιμότητα:

$$k = \frac{2.334 \cdot 10^{-3} \cdot T_\alpha^{3/2}}{164.54 + T_\alpha} \left[\frac{J}{s m \text{ } ^\circ K} \right] \quad (\text{Π.5})$$

Αριθμός Rayleigh:

$$Ra = \frac{g\beta}{\nu\alpha} \cdot (T_w - T_a) \cdot L^3 \quad (\text{Π.6})$$

$$\frac{g\beta}{\nu\alpha} = \frac{10^6}{(6.8568 \cdot 10^{-3} - 1.5079 \cdot 10^{-4} \cdot T_f + 1.5715 \cdot 10^{-6} \cdot T_f^2)^2} [K^{-1}m^{-3}] \quad (\text{Π.7})$$

Παράρτημα II – User-Defined Functions (UDFs)

UDFs για τον υπολογισμό των ιδιοτήτων του αέρα. Οι υπολογισμοί γίνονται βάσει των εξισώσεων του Παραρτήματος I.

```
#include "udf.h"
#include "mem.h"

/*Density Calculation*/
DEFINE_PROPERTY(user_density, c, t)
{
  real Ts, dens;
  Ts = C_T(c,t);
  dens = 351.99/Ts + 344.84/(Ts*Ts);
  return dens;
}

/*Viscosity Calculation*/
DEFINE_PROPERTY(user_viscosity, c, t)
{
  real Ts, visc;
  Ts = C_T(c,t);
  visc = ((1.4592*pow(Ts,3./2))/(109.1+Ts))*pow(10,-6);
  return visc;
}

/*Thermal Conductivity Calculation*/
DEFINE_PROPERTY(user_conductivity, c, t)
{
  real Ts, k;
  Ts = C_T(c,t);
  k = (2.334*pow(10,-3)*pow(Ts,3./2))/(164.54+Ts);
  return k;
}
```

UDFs για τον υπολογισμό του συντελεστή θερμικής συναγωγής για κατακόρυφες και οριζόντιες επιφάνειες του SAC I.

```
#include "udf.h"
#include "mem.h"

/*Vertical Heat Transfer Coefficient Calculation*/
DEFINE_PROFILE(h_vertical,t,i)
{
  real Tw,Tf,k,beta,Ra,Nu;
  face_t f;
  begin_f_loop(f,t)
  {
    Tw = F_T(f,t);
    Tf = (Tw+297.42)/2;
    k = (2.334*pow(10,-3)*pow(Tf,3./2))/(164.54+Tf);
```

```

beta = pow(10,6)/pow(6.8568*pow(10,-3)-1.5079*pow(10,-4)*Tf+1.5715*pow(10,-
6)*Tf*Tf,2);
Ra=beta*(Tw-297.42)*pow(1.68,3);
if (Ra < pow(10,9))
{
Nu = 0.59*pow(Ra*Ra,1./8);
}
else
{
Nu = 0.1*pow(Ra,1./3);
}
F_PROFILE(f,t,i) = Nu*k/1.68;
}
end_f_loop(f,t)
}

/*Upper Horizontal Heat Transfer Coefficient Calculation for Air Domain*/
DEFINE_PROFILE(h_up_hor_air,t,i)
{
real Tw,Tf,k,beta,Ra,Nu;
face_t f;
begin_f_loop(f,t)
{
Tw = F_T(f,t);
Tf = (Tw+297.42)/2;
k = (2.334*pow(10,-3)*pow(Tf,3./2))/(164.54+Tf);
beta = pow(10,6)/pow(6.8568*pow(10,-3)-1.5079*pow(10,-4)*Tf+1.5715*pow(10,-
6)*Tf*Tf,2);
Ra=beta*(Tw-297.42)*pow(9.76*pow(10,-3),3);
if (Ra < pow(10,7))
{
Nu = 0.54*pow(Ra*Ra,1./8);
}
else
{
Nu = 0.15*pow(Ra,1./3);
}
F_PROFILE(f,t,i) = Nu*k/(9.76*pow(10,-3));
}
end_f_loop(f,t)
}

/*Upper Horizontal Heat Transfer Coefficient Calculation for Insulation*/
DEFINE_PROFILE(h_up_hor_insu,t,i)
{
real Tw,Tf,k,beta,Ra,Nu;
face_t f;
begin_f_loop(f,t)
{
Tw = F_T(f,t);
Tf = (Tw+297.42)/2;

```

```

k = (2.334*pow(10,-3)*pow(Tf,3./2))/(164.54+Tf);
beta = pow(10,6)/pow(6.8568*pow(10,-3)-1.5079*pow(10,-4)*Tf+1.5715*pow(10,-
6)*Tf*Tf,2);
Ra=beta*(Tw-297.42)*pow(23.55*pow(10,-3),3);
if (Ra < pow(10,7))
{
Nu = 0.54*pow(Ra*Ra,1./8);
}
else
{
Nu = 0.15*pow(Ra,1./3);
}
F_PROFILE(f,t,i) = Nu*k/(23.55*pow(10,-3));
}
end_f_loop(f,t)
}

/*Lower Horizontal Heat Transfer Coefficient Calculation for Air Domain*/
DEFINE_PROFILE(h_low_hor_air,t,i)
{
real Tw,Tf,k,beta,Ra,Nu;
face_t f;
begin_f_loop(f,t)
{
Tw = F_T(f,t);
Tf = (Tw+297.42)/2;
k = (2.334*pow(10,-3)*pow(Tf,3./2))/(164.54+Tf);
beta = pow(10,6)/pow(6.8568*pow(10,-3)-1.5079*pow(10,-4)*Tf+1.5715*pow(10,-
6)*Tf*Tf,2);
Ra=beta*(Tw-297.42)*pow(9.76*pow(10,-3),3);
Nu = 0.27*pow(Ra*Ra,0.125);
F_PROFILE(f,t,i) = Nu*k/(9.76*pow(10,-3));
}
end_f_loop(f,t)
}

/*Lower Horizontal Heat Transfer Coefficient Calculation for Insulation*/
DEFINE_PROFILE(h_low_hor_insu,t,i)
{
real Tw,Tf,k,beta,Ra,Nu;
face_t f;
begin_f_loop(f,t)
{
Tw = F_T(f,t);
Tf = (Tw+297.42)/2;
k = (2.334*pow(10,-3)*pow(Tf,3./2))/(164.54+Tf);
beta = pow(10,6)/pow(6.8568*pow(10,-3)-1.5079*pow(10,-4)*Tf+1.5715*pow(10,-
6)*Tf*Tf,2);
Ra=beta*(Tw-297.42)*pow(23.55*pow(10,-3),3);
Nu = 0.27*pow(Ra*Ra,0.125);
F_PROFILE(f,t,i)=Nu*k/(23.55*pow(10,-3));
}
end_f_loop(f,t)
}

```

```

}
end_f_loop(f,t)
}

```

UDFs για τον υπολογισμό του συντελεστή θερμικής συναγωγής για κατακόρυφες επιφάνειες του SAC II.

```

#include "udf.h"
#include "mem.h"

/*Vertical Heat Transfer Coefficient Calculation*/
DEFINE_PROFILE(h_vertical,t,i)
{
real Tw,Tf,k,beta,Ra,Nu;
face_t f;
begin_f_loop(f,t)
{
Tw = F_T(f,t);
Tf = (Tw+297.42)/2;
k = (2.334*pow(10,-3)*pow(Tf,3./2))/(164.54+Tf);
beta = pow(10,6)/pow(6.8568*pow(10,-3)-1.5079*pow(10,-4)*Tf+1.5715*pow(10,-6)*Tf*Tf,2);
Ra=beta*(Tw-297.42)*pow(1.6693,3);
if (Ra < pow(10,9))
{
Nu = 0.59*pow(Ra*Ra,1./8);
}
else
{
Nu = 0.1*pow(Ra,1./3);
}
F_PROFILE(f,t,i) = Nu*k/1.6693;
}
end_f_loop(f,t)
}

```