



Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο

Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών

Τομέας Ρευστών

Εργαστήριο Τεχνολογικών Καινοτομιών Προστασίας
Περιβάλλοντος

Ανάπτυξη και βελτιστοποίηση συγκεντρωτικού φωτοβολταϊκού/θερμικού συστήματος συνδυασμένης παραγωγής

Διδακτορική διατριβή - Εκτενής περίληψη

Ιωάννης Κ. Καραθανάσης
Μηχανολόγος Μηχανικός, M.Sc.

Συμβουλευτική επιτροπή:

Γ. Μπεργελές, Ομ. Καθηγητής ΕΜΠ
Ε. Κακαράς, Καθηγητής ΕΜΠ
Ε. Παπανικολάου, Ερευνητής Α' ΕΚΕΦΕ
“Δημόκριτος”

Εξεταστική επιτροπή:

Γ. Μπεργελές, Ομ. Καθηγητής ΕΜΠ
Ε. Κακαράς, Καθηγητής ΕΜΠ
Δ. Παπαντώνης, Καθηγητής ΕΜΠ
Σ. Τσαγγάρης, Καθηγητής ΕΜΠ
Δ. Μπούρης, Επίκουρος Καθηγητής ΕΜΠ
Β. Μπελεσιώτης, Ερευνητής Α' ΕΚΕΦΕ
“Δημόκριτος”
Ε. Παπανικολάου, Ερευνητής Α' ΕΚΕΦΕ
“Δημόκριτος”

Αθήνα, Απρίλιος 2015

Η έγκριση της διδακτορικής διατριβής από την Ανώτατη Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών Ε.Μ.Πολυτεχνείου δεν υποδηλώνει αποδοχή των γνώμων του συγγραφέα (Ν. 5343/1932, Άρθρο202).

Η διδακτορική διατριβή εκπονήθηκε με χρηματοδότηση από τον ειδικό λογαριασμό έρευνας Ε.Μ.Π.

Πίνακας συμβόλων

a	λόγος πάχους πτερυγίου προς πλάτος καναλιού
A	επιφάνεια, m ²
Ar	αριθμός Αρχιμήδη $Ar = \frac{Gr}{Re^2}$
Be	αριθμός Bejan $Be = \frac{\dot{S}'_{gen,\Delta T}}{\dot{S}'_{gen}}$
C _p	συντελεστής πίεσης
C _p	ειδική θερμότητα, J/kgK
CR	δείκτης συγκέντρωσης
De	αριθμός Dean $De = Re \sqrt{\delta}$
D	διάμετρος σωλήνα, m
D _h	υδραυλική διάμετρος καναλιού $D_h = \frac{2W_{ch} H_{ch}}{(W_{ch} + H_{ch})}$, m
Ẋ	ρυθμός εξέργειας, W
f	εστιακό μήκος, m
f	συντελεστής τριβής $f = \Delta p D_i / (2\rho L \bar{w}^2)$
g	επιτάχυνση της βαρύτητας, m/s ²
G	ροή ηλιακής ακτινοβολίας, W/m ²
H	ύψος, m
h	συντελεστής μεταφοράς θερμότητας $h = \frac{-k(\partial T / \partial n)_w}{(T_w - T_{f,m})}$, W/m ² K
I	ηλεκτρικό ρεύμα, A
k	σταθερά Boltzmann, J/K
k	θερμική αγωγιμότητα, W/mK
k	τυρβώδης κινητική ενέργεια $k = \frac{1}{2} \left(\overline{(u')^2} + \overline{(v')^2} + \overline{(w')^2} \right)$, m ² /s ²
k*	αδιάστατη τυρβώδης κινητική ενέργεια $k^* = k / k_{FD}$
K	συντελεστής γωνίας πρόσπτωσης $K(\theta_{long}) = \frac{\eta_0 _{\theta_{long}=0}}{\eta_0 _{\theta_{long}}}$
L	μήκος, m
M	μάζα, kg

M	αριθμός Maranzana $M = \frac{k_s t_s / L_{hs}}{\rho c_p H_{ch} \bar{w}}$
N_s	αριθμός παραγωγής εντροπίας $N_s = \frac{T_a \dot{S}_{gen}}{A_a G_b}$
m	παράμετρος πτερυγίου $m = \sqrt{\frac{2h}{k_s W_w}}$
\dot{m}	παροχή μάζας, kg/s
Nu	αριθμός Nusselt $Nu = \frac{h \cdot D}{k_f}$
p	πίεση, Pa
PI	συντελεστής απόδοσης $PI = \frac{\overline{Nu_{ove}}}{f}$
P	ισχύς, W
Pr	αριθμός Prandtl $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$
P	περίμετρος, m
q'	θερμική ισχύς ανά μονάδα μήκους, W/m
q''	θερμορροή, W/m ²
R	ακτίνα σωλήνα, m
R_c	ακτίνα καμπυλότητας σωλήνα, m
Re	αριθμός Reynolds για εσωτερική ροή $Re = \frac{\bar{w}D}{\nu}$
R	ηλεκτρική αντίσταση, Ω
R_{th}	θερμική αντίσταση, K/W
s	ανηγμένη μεταβλητή, m
S^*	αδιάστατη ανηγμένη μεταβλητή $S^* = \frac{s}{D_i}$
\dot{S}_{gen}	ρυθμός παραγωγής εντροπίας, W/mK
St	αριθμός Stanton $St = \frac{Nu}{Re Pr}$
t	πάχος, m
t	χρόνος
T	θερμοκρασία, K

T^*	αδιάστατη θερμοκρασία $T^* = \frac{T - T_i}{q''D/k_f}$
t_s	πάχος υποστρώματος, m
U	αβεβαιότητα τιμής
U_0	συντελεστής θερμικών απωλειών
\dot{V}	ογκομετρική παροχή, m ³ /s
V	τάση, V
W	πλάτος, m
u, v, w	συνιστώσες ταχύτητας, m/s
w^*	αδιάστατη αξονική ταχύτητα $w^* = \frac{w}{w}$
x, y, z	συντεταγμένες κατά τις τρεις διευθύνσεις, m
X^*	αδιάστατη συντεταγμένη κατά τη διεύθυνση του πλάτους
Y^*	αδιάστατη συντεταγμένη κατά τη διεύθυνση του ύψους
Z^*	αδιάστατη συντεταγμένη κατά τη διεύθυνση της ροής

Ελληνικά σύμβολα

α	απορροφητικότητα
β	συντελεστής θερμοκρασίας κυψέλης
β	συντελεστής θερμικής διαστολής, K ⁻¹
γ	συντελεστής αποδοχής απορροφητή
δ	λόγος ακτίνων $\delta = \frac{R}{R_c}$
ϵ	εκπεμπιμότητα
η_{el}	ηλεκτρική απόδοση
η_{fin}	απόδοση πτερυγίου
η_0	οπτική απόδοση
η_{th}	θερμική απόδοση
η_{II}	εξεργειακή απόδοση
μ	δυναμική συνεκτικότητα, Pa·s
μ_t	τυρβώδης συνεκτικότητα, Pa·s
ν	κινηματική συνεκτικότητα, m ² /s
ρ	πυκνότητα, kg/m ³
ρ	ανακλαστικότητα
σ	Stefan-Boltzmann constant, W/m ² K ⁴
τ	διαπερατότητα
τ_w	διατμητική τάση τοιχώματος $\tau_w = \mu \left. \frac{\partial u_{\tan g}}{\partial y} \right _{y=0}$, Pa
ω	τυρβώδης συχνότητα
ω	στροβιλότητα $\vec{\omega} = \vec{\nabla} \times \vec{v}$, s ⁻¹
ω^*	αδιάστατη στροβιλότητα $\omega^* = \frac{\omega D}{w}$

Συντομογραφίες

a	παραθύρου, περιβάλλοντος
adh	κολλητικής ουσίας

al	αλουμίνιο
ave	μέσος
b	άμεση
c	συστολή
cal	θερμιδική
ch	καναλιού
cond	αγωγής
conv	συναγωγής
cs	διατομή
d	διάχυτη
d	αναπτυσσόμενη
dest	κατεστραμμένη
dt	χρονικό βήμα
el	ηλεκτρικός
eff	ενεργός
f	ρευστό
FC	εξαναγκασμένη συναγωγή
FD	πλήρως ανεπτυγμένη
gen	παραγόμενος
gl	γαλί
hs	ψύκτρα
hy	υδροδυναμική
HTR	μεταφορά θερμότητας
gen	παραγωγή
i	είσοδος
inc	προσπίπτουσα
init	αρχικός
ins	μόνωση
int	διεπιφάνεια
max	μέγιστος
MC	μεικτή συναγωγή
MPP	σημείο μέγιστης ισχύος
o	έξοδος
OC	ανοιχτού κυκλώματος
opt	οπτικός
ove	συνολικός
pl	πλάκα
proj	προβολή
PV	φωτοβολταϊκό
rec	απορροφήτης
ref	αναφοράς
refl	ανακλαστήρας
res	υπόλοιπο
s	σειράς
s	στερεό, υπόστρωμα, τμήμα
SC	βραχυκυκλώματος
scat	διάχυση
sh	shunt
tang	εφαπτομενική
TC	θερμοστοιχείο
th	θερμικός
tot	συνολικός
w	τοίχωμα
μ	μικρο-κανάλι

Περιεχόμενα

1. Εισαγωγή.....	
1.1 Στόχοι της διατριβής.....	1.1
1.2 Δομή της διατριβής.....	1.2
2. Βασικές αρχές τεχνολογίας φωτοβολταϊκών	
2.1 Αρχή λειτουργίας ηλιακής κυψέλης πυριτίου	2.1
2.2 Συγκεντρωτικά φωτοβολταϊκά/θερμικά (CPVT) συστήματα	2.2
2.3 Τελικές παρατηρήσεις	2.3
3.Υπολογιστική διερεύνηση ψυκτικών διατάξεων	
3.1 Ψυκτικές διατάξεις	3.1
3.2 Κατάστρωση των υπολογιστικών μοντέλων.....	3.1
3.2.1 Διέπουσες εξισώσεις.....	3.1
3.2.2 Οριακές συνθήκες.....	3.3
3.3 Επιλογή των κύριων λειτουργικών και γεωμετρικών παραμέτρων.....	3.3
3.4 Υπολογιστική διερεύνηση των διαφόρων διατάξεων.....	3.4
3.4.1 Ψυκτική διάταξη με κανάλια κλιμακωτά μεταβαλλόμενου πλάτους.....	3.4
3.4.1.1 Γεωμετρία και υπολογιστικό χωρίο	3.4
3.4.1.2 Πεδίο ροής-Συνθήκες εξαναγκασμένης συναγωγής.....	3.4
3.4.1.3 Πεδίο θερμοκρασίας και μεταφορά θερμότητας- Συνθ. εξ. συναγωγής.....	3.5
3.4.1.4 Πεδίο ροής-Συνθήκες μεικτής συναγωγής.....	3.7
3.4.1.5 Πεδίο θερμοκρασίας και μεταφοράς θερμότητας- Συνθ. μεικτ. συναγωγής...3.8	
3.4.2 Ψύκτρα τύπου «σωλήνας σε πλάκα» με οφιοειδή σωλήνα	3.9
3.4.2.1 Γεωμετρία και υπολογιστικό χωρίο	3.9
3.4.2.2 Πεδίο ροής.....	3.9
3.4.2.3 Πεδίο θερμοκρασίας και μεταφοράς θερμότητας.....	3.11
3.5 Συγκριτική αξιολόγηση ψυκτικών διατάξεων.....	3.12
4. Σχεδιασμός, βελτιστοποίηση και αξιολόγηση ψυκτρών	
4.1 Θεωρητικό μοντέλο ψύκτρας.....	4.1
4.2 Διαδικασία βελτιστοποίησης.....	4.1
4.2.1 Καθορισμός των αντικειμενικών συναρτήσεων.....	4.1
4.2.2 Συναρτήσεις υποκατάστασης	4.1
4.2.3 Πολύ-κριτηριακή βελτιστοποίηση με χρήση γενετικού αλγορίθμου.....	4.2
4.3 Βέλτιστες λύσεις.....	4.2
4.4 Αξιολόγηση των ψυκτικών διατάξεων	4.3

4.4.1 Πειραματική αξιολόγηση	4.3
4.4.1.1 Υδραυλικό κύκλωμα και πειραματική διάταξη	4.3
4.4.1.2 Αβεβαιότητα των πειραματικών δεδομένων	4.4
4.4.2 Υπολογιστική ανάλυση	4.4
4.4.2.1 Κατάστρωση του υπολογιστικού μοντέλου	4.4
4.5 Αποτελέσματα	4.4
4.5.1 Πεδίο ροής	4.5
4.5.2 Πεδίο θερμοκρασίας και μεταφορά θερμότητας	4.6
4.5.3 Συγκριτική αξιολόγηση των διατάξεων FW and VW	4.7
5. Σχεδιασμός και κατασκευή του CPVT συστήματος	
5.1 Επιλογή της παραβολής	5.1
5.2 Υποστηρικτικό πλαίσιο	5.1
5.3 Ανακλαστήρας	5.2
5.4 Οπτική ανάλυση συστήματος	5.2
5.4.1 Ηχνηλασία ακτίνων (ray tracing)	5.2
5.4.2 Μέτρηση της ροής ακτινοβολίας στον απορροφητή	5.2
5.4.3 Κατανομή ροής ακτινοβολίας	5.3
5.5 Συστοιχία ηλιακών κυψελών	5.5
6. Πειραματική αξιολόγηση του CPVT συστήματος	
6.1 Πειραματική διάταξη και όργανα	6.1
6.2 Πειραματική αβεβαιότητα	6.1
6.3 Απόδοση συστήματος CPVT	6.2
6.3.1 Απόδοση των φωτοβολταϊκών συστοιχιών	6.2
6.3.2 Επίδραση της θερμοκρασίας στην απόδοση των φωτοβολταϊκών συστοιχιών	6.2
6.3.2 Συνολική απόδοση συστήματος	6.3
7. Δυναμική προσομοίωση του CPVT συστήματος	
7.1 Κατάστρωση του δυναμικού μοντέλου	7.1
7.2 Πρόβλεψη της μακροπρόθεσμης απόδοσης του συστήματος	7.2
7.3 Βελτιστοποίηση συστήματος	7.3
7.3.1 Εξεργειακή ανάλυση	7.3
7.3.2 Επίδραση των παραμέτρων του συστήματος στη συνολική απόδοση	7.4
8. Συμπεράσματα και προτάσεις για μελλοντική έρευνα	
8.1 Συμπεράσματα	8.1
8.2 Στοιχεία καινοτομίας της διατριβής	8.2
8.3 Προτάσεις για μελλοντική έρευνα	8.3

1.1 Στόχοι της διατριβής¹

Ως συμβολή στη συνεχιζόμενη προσπάθεια για την αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας, στην παρούσα διατριβή διεξάγεται μια διερεύνηση που αναλύει όλες τις βασικές πτυχές που σχετίζονται με το σχεδιασμό, την κατασκευή και τη βελτιστοποίηση της λειτουργίας ενός γραμμικού Συγκεντρωτικού Φωτοβολταϊκού/Θερμικού (Concentrating Photovoltaic Thermal-CPVT) συστήματος. Το υπό διερεύνηση σύστημα παράγει ταυτόχρονα ηλεκτρική ισχύ και θερμότητα σε θερμοκρασίες κατάλληλες για ζεστό νερό και θέρμανση χώρων. Η θερμότητα είναι στην πραγματικότητα ένα υποπροϊόν της περιορισμένης αποτελεσματικότητας της άμεσης μετατροπής της ηλιακής ακτινοβολίας σε ηλεκτρική ισχύ, η οποία αξιοποιείται με τη χρήση ενός κατάλληλα σχεδιασμένου συστήματος απαγωγής θερμότητας. Κατά τη διάρκεια της διαδικασίας σχεδιασμού, θα πρέπει να αντιμετωπιστούν διάφορα τεχνικά ζητήματα όσον αφορά τις διάφορες συνιστώσες του συστήματος και να επιλεγούν τα κατάλληλα υλικά, ώστε να διασφαλιστεί μια, όσο το δυνατόν, απρόσκοπτη και αποτελεσματική λειτουργία του πρωτότυπου συστήματος.

Τα τρία κύρια συστατικά του συστήματος CPVT είναι ο ανακλαστήρας, μαζί με το υποστηρικτικό πλαίσιο στο οποίο είναι τοποθετημένος, η συστοιχία ηλιακών κυψελών και η συσκευή ψύξης (ψύκτρα). Ειδικά όσον αφορά την ψύξη των ηλιακών κυψελών, η αντίστοιχη έρευνα είναι σχετικά περιορισμένη παγκοσμίως, διεξάγεται μια διεξοδική ανάλυση διαφόρων ψυκτικών διατάξεων πρωτότυπου σχεδιασμού. Με βάση το τεχνικό υπόβαθρο που αναφέρθηκε παραπάνω, οι κύριοι στόχοι της παρούσας διατριβής είναι οι ακόλουθοι:

- Κατανόηση της φυσικής που σχετίζεται με όλες τις συνιστώσες του συστήματος CPVT, όπως η οπτική ανάλυση συγκεντρωτή, τα χαρακτηριστικά απόδοσης των κυψελών, π.χ. επίδραση της θερμοκρασίας λειτουργίας και έντασης της ακτινοβολίας επί της παραγόμενης ισχύος, και η μεταφορά θερμότητας στο ψυκτικό σύστημα.
- Ανάπτυξη πειραματικών διατάξεων και τροποποίηση των ήδη υπαρχόντων, έτσι ώστε οι διάφορες επιμέρους συνιστώσες του συστήματος να είναι δυνατόν να αξιολογηθούν πειραματικά.
- Διαστασιολόγηση του συστήματος και επιλογή των κατάλληλων υλικών για τις υπο-συνιστώσες του, για παράδειγμα, προσδιορισμός των γεωμετρικών χαρακτηριστικών του παραβολικού κατόπτρου και της συνολικής επιφάνειας παραθύρου, επιλογή υλικού του ανακλαστήρα, χαρακτηριστικά της συστοιχίας ηλιακών κυψελών και ιδιότητες της θερμικά αγωγίμης ρητίνης.
- Συγκριτική αξιολόγηση διαφορετικών ψυκτικών συσκευών με χρήση μοντέλων υπολογιστικής ρευστοδυναμικής. Πρόταση σχεδιασμού νέας ψυκτικής διάταξης κατάλληλης για ενσωμάτωση σε

¹Οι αριθμοί σχημάτων, πινάκων και παραπομπών αναφέρονται στο πλήρες κείμενο με τίτλο: “Development and optimization of a concentrating photovoltaic/thermal cogeneration system”.

γραμμικά CPVT συστήματα. Επιπλέον, σχεδιασμός ενός κατάλληλου συστήματος πολλαπλής εισαγωγής-εξαγωγής του ψυκτικού ρευστού από την ψύκτρα.

- Βελτιστοποίηση της γεωμετρίας των πιο αποτελεσματικών ψυκτικών διατάξεων, οι οποίες θα προκύψουν από την υπολογιστική διερεύνηση, με χρήση αλγορίθμου πολύ-κριτηριακής βελτιστοποίησης. Κατασκευή των βέλτιστων ψυκτικών συσκευών και αξιολόγηση της υδροδυναμικής και θερμική απόδοσής τους.
- Χαρακτηρισμός της οπτικής απόδοσης του συγκεντρωτικού κατόπτρου μέσω πειραματικής μέτρησης του δείκτη συγκέντρωσης και προσομοίωσης με χρήση της μεθόδου ιχνηλασίας ακτίνων (ray tracing).
- Κατασκευή ενός πλήρως ολοκληρωμένου συστήματος CPVT και αξιολόγηση της θερμικής και ηλεκτρικής απόδοσης του. Χαρακτηρισμός των κυρίων μηχανισμών απωλειών ενέργειας.
- Ανάπτυξη ενός δυναμικού μοντέλου για την εκτίμηση του συστήματος μακροπρόθεσμη απόδοση. Εξεργειακή βελτιστοποίηση του ολοκληρωμένου συστήματος.

1.2 Δομή της διατριβής

Το περιεχόμενο της παρούσας διατριβής έχει χωριστεί σε οκτώ κεφάλαια. Μετά από αυτό το εισαγωγικό κεφάλαιο, γενικές πληροφορίες σχετικά με τις βασικές αρχές της λειτουργίας των ηλιακών κυψελών παρέχονται στο **Κεφάλαιο 2**. Διαφορετικές διατάξεις κατάλληλες για την ενεργή ψύξη των ηλιακών κυψελών ενός CPVT συστήματος αξιολογούνται στο **Κεφάλαιο 3**. Ένας αριθμός διαφορετικών σχεδίων ψυκτικών συσκευών με περύγια ή του τύπου "σωλήνας σε πλάκα" διερευνήθηκαν υπολογιστικά με τη χρήση τρισδιάστατων αριθμητικών μοντελών. Η διαδικασία βελτιστοποίησης, κατασκευής και αξιολόγησης των πιο αποτελεσματικών ψυκτικών συσκευών, θεωρώντας ως κριτήρια την πτώση πίεσης που προκαλείται στο ψυκτικό μέσο και τη θερμική αντίσταση της συσκευής, παρουσιάζονται στο **Κεφάλαιο 4**. Το **Κεφάλαιο 5** παρέχει μια ολοκληρωμένη εικόνα της διαδικασίας σχεδιασμού του CPVT συστήματος. Ιδιαίτερη προσοχή δόθηκε στο σχεδιασμό και την κατασκευή του πλαισίου στήριξης και διενεργήθηκε πειραματική και αριθμητική αξιολόγηση προκειμένου να εκτιμηθεί η οπτική απόδοση του συστήματος. Η πειραματική αξιολόγηση της απόδοσης του ολοκληρωμένου συστήματος CPVT συζητείται στο **Κεφάλαιο 6**. Η πειραματική διάταξη που αναπτύχθηκε γι' αυτό το σκοπό και τα όργανα που χρησιμοποιήθηκαν περιγράφονται λεπτομερώς. Διαφορετικές διαμορφώσεις του απορροφητή του συστήματος αξιολογήθηκαν που φέρουν διαφορετικά συστήματα ψύξης και συστοιχίες ηλιακών κυψελών διαφορετικού σχεδιασμού. Ένα θεωρητικό μοντέλο κατάλληλο για την πρόβλεψη της μακροπρόθεσμης απόδοσης του συστήματος CPVT περιγράφεται στο **Κεφάλαιο 7**. Η σύνθεση του μαθηματικού μοντέλου και τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά, καθώς και οι παράμετροι λειτουργίας του συστήματος που λαμβάνονται υπ' όψιν παρουσιάζονται λεπτομερώς. Τα κύρια ευρήματα και συμπεράσματα της παρούσας μελέτης συνοψίζονται στο **Κεφάλαιο 8**.

2.1 Αρχή λειτουργίας ηλιακής κυψέλης πυριτίου

Η συμπεριφορά της ηλιακής κυψέλης χαρακτηρίζεται από τις καμπύλες τάσης-έντασης (IV), όπως απεικονίζεται στο **Σχ. 2.6**. Στην καμπύλη του **Σχ. 2.6** υπάρχει ένα χαρακτηριστικό σημείο, όπου το γινόμενο του ρεύματος επί την τάση γίνεται μέγιστο. Το συγκεκριμένο σημείο της καμπύλης αναφέρεται ως σημείο μέγιστης ισχύος (Maximum Power Point - MPP). Επιπλέον, το δυναμικό που αναπτύσσεται στους ακροδέκτες μιας κυψέλης μη συνδεδεμένης με φορτίο είναι γνωστό ως τάση ανοικτού κυκλώματος V_{OC} , ενώ το ρεύμα που παράγεται από την κυψέλη όταν λειτουργεί με ένα απειροστά μικρό φορτίο, είναι γνωστό ως ρεύμα βραχυκύκλωσης I_{SC} , αντίστοιχα. Η απόδοση ενός ηλιακού στοιχείου προσδιορίζεται ως η ηλεκτρική ισχύς που παράγεται από τις κυψέλες υπό λειτουργία στο μέγιστο σημείο ισχύος προς την εισερχόμενη ηλιακή ακτινοβολία. Ένας ενδεικτικός επιπλέον παράγοντας της ποιότητας της κυψέλης είναι ο συντελεστής πλήρωσης (Fill Factor - FF), ο οποίος ορίζεται ως η ισχύς που παράγεται για λειτουργία στο μέγιστο σημείο ισχύος προς τη μέγιστη ισχύ που μπορεί να παραχθεί θεωρητικά από την κυψέλη. Τιμές του παράγοντα πλήρωσης υψηλότερες του 80%, υποδεικνύουν υψηλή απόδοση κυψελών. Εν κατακλείδι, η σχέση για την απόδοση της κυψέλης λαμβάνει τις ακόλουθες ισοδύναμες μορφές:

$$\eta_{cell} = \frac{V_{MPP} I_{MPP}}{A_{cell} G} = \frac{FF \cdot V_{OC} I_{SC}}{A_{cell} G} \quad (2.1)$$

Η λειτουργία των ηλιακών κυψελών υπό συγκεντρωμένη ηλιακή ακτινοβολία προσφέρει ένα επιπλέον πλεονέκτημα από την άποψη της απόδοσης. Όπως έχει αποδειχθεί θεωρητικά και πειραματικά [2.11,2.35], το ρεύμα βραχυκύκλωσης και τάση ανοικτού κυκλώματος της κυψέλης αυξάνονται γραμμικά και λογαριθμικά, αντίστοιχα, ως συνάρτηση της έντασης της προσπίπτουσας ακτινοβολίας. Η επίδραση του δείκτη συγκέντρωσης (Concentration Ratio - CR) της ακτινοβολίας στην χαρακτηριστική καμπύλη IV της κυψέλης φαίνεται στο **Σχ. 2.10a**.

Ωστόσο, το προαναφερόμενο πλεονέκτημα ισχύει μόνο στην ιδανική περίπτωση όπου η θερμοκρασία λειτουργίας της κυψέλης διατηρείται σταθερή για διαφορετικά επίπεδα συγκέντρωσης της ακτινοβολίας. Στην πραγματικότητα, η υψηλή συγκέντρωση της ακτινοβολίας προκαλεί αυξημένη θερμοκρασία λειτουργίας της κυψέλης. Σε ένα πραγματικό λειτουργικό ηλιακό στοιχείο, η αντίσταση σειράς R_s αυξάνει επίσης με τη θερμοκρασία, εξαιτίας του διαφορετικού συντελεστή θερμικής διαστολής των μεταλλικών ηλεκτρικών επαφών και του υλικού της κυψέλης, και μάλιστα με γραμμικό τρόπο [2.38]. Εκτός αυτού, έχει επιβεβαιωθεί πειραματικά ότι ο συντελεστής πλήρωσης της κυψέλης μειώνεται με τη θερμοκρασία [2.11] λόγω της επίδρασης της αντίστασης σειράς [2.12]. Το καθαρό αποτέλεσμα της επίδρασης της αύξησης της θερμοκρασίας λειτουργίας είναι μια γραμμική μείωση της απόδοσης της κυψέλης:

$$\eta_{cell} = \eta_{cell,ref} [1 - \beta_{ref} (T_{cell} - T_{ref})] \quad (2.2)$$

όπου ο συντελεστής θερμοκρασίας β_{ref} μπορεί να προσδιοριστεί πειραματικά και εξαρτάται κυρίως από το υλικό των κυψελών [2.39]. Τυπικές τιμές του β_{ref} για ηλιακές κυψέλες πυριτίου κυμαίνονται μεταξύ 0.003 και 0.005 [2.8].

2.2 Συγκεντρωτικά φωτοβολταϊκά/θερμικά (CPVT) συστήματα

Η ενσωμάτωση ενός ενεργού συστήματος ψύξης στον απορροφητή ενός συγκεντρωτικού φωτοβολταϊκού συστήματος, εκτός από την αύξηση της ηλεκτρικής απόδοσης του συστήματος, καθιστά το πλεόνασμα θερμότητας διαθέσιμο για χρήση σε άλλες εφαρμογές, όπου η θερμότητα σε θερμοκρασίες στην περιοχή 60-80°C μπορεί να αξιοποιηθεί, όπως θέρμανση νερού και/ή χώρων, ψύξη και αφύγρανση με μεθόδους προσρόφησης ή χρήση ξηραντικών μέσων [2.55, 2.56] ή ακόμη και αφαλάτωση με χρήση αποστακτήρων μεμβράνης [2.57, 2.58]. Οι μειωμένες διαστάσεις του απορροφητή, σε σύγκριση με έναν επίπεδο ηλιακό θερμικό συλλέκτη, καθιστούν τα συγκεντρωτικά συστήματα ιδανικά για λειτουργία σε υψηλές θερμοκρασίες καθώς οι απώλειες θερμότητας είναι ιδιαίτερος περιορισμένες, ένα ευεργετικό χαρακτηριστικό υπό την άποψη της απόδοσης του συνολικού συστήματος. Εντούτοις, η έννοια της ταυτόχρονης παραγωγής θερμότητας και ηλεκτρισμού έχει εφαρμοστεί επίσης σε επίπεδους συλλέκτες. Διάφορα σχέδια επίπεδων φωτοβολταϊκών/θερμικών συστημάτων παρουσιάζονται στις αναφορές [2.59-2.62].

Λίγα παραδείγματα ολοκληρωμένων συστημάτων CPVT μπορούν να βρεθούν στη διεθνή βιβλιογραφία. Ο Coventry [2.65] σχεδίασε και κατασκεύασε ένα γραμμικό σύστημα CPVT παραβολικού κατόπτρου, με δείκτη συγκέντρωσης ίσο προς 37 (Σχ. 2.11a). Ο απορροφητής αποτελείται από μια συστοιχία κυψελών μονο-κρυσταλλικού πυριτίου ειδικής σχεδίασης η οποία ψύχεται με νερό που ρέει μέσα σε έναν αγωγό αλουμίνιου κυκλικής διατομής. Ο σωλήνας είχε εσωτερικά πτερύγια προκειμένου να ενισχυθεί η μεταφορά θερμότητας και ένα ειδικά κατασκευασμένο εξωτερικό τμήμα με επίπεδη την κατώτερη επιφάνεια, έτσι ώστε να είναι δυνατή η προσκόλληση της συστοιχίας ηλιακών κυψελών. Το σύστημα επιτυγχάνει θερμική και ηλεκτρική απόδοση ίση με 58% και 11%, αντίστοιχα, για παροχή ψυκτικού ρευστού στο εύρος 37.5 έως 42.5 mL/s. Οι Li et al. [2.66] αξιολόγησαν τη συνολική απόδοση ενός πρωτότυπου CPVT συστήματος γραμμικής εστίασης με επιφάνεια παραθύρου 2.0 m² που κατασκευάστηκε στο πανεπιστήμιο Yunan (Kunming) και το οποίο χρησιμοποιεί ένα παραβολικό κάτοπτρο για τη συγκέντρωση της ηλιακής ακτινοβολίας στο επίπεδο των 31 ήλιων. Όσον αφορά την παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος, διερευνήθηκαν τρεις διαφορετικοί τύποι κυψελών (μονοκρυσταλλικό πυρίτιο, "υπερ-κυψέλες" και GaAs). Η διάταξη που χρησιμοποιήθηκε για την ψύξη της συστοιχίας κυψελών ήταν παρόμοια με εκείνη που αναφέρεται στο [2.65]. Το σύστημα όπου ενσωματώθηκε η συστοιχία των κυψελών GaAs επιτυγχάνει τη μέγιστη συνολική απόδοση ίση με 50.6%, όπου το 41.7% και το 8.9% αποδίδονται ως θερμική και ηλεκτρική ισχύς, αντίστοιχως.

Οι Yongfeng et al. [2.67] πραγματοποίησαν μια ξεχωριστή πειραματική αξιολόγηση για μία παραλλαγή του συστήματος που διερευνήθηκε στο [2.66], όπου ο δείκτης συγκέντρωσης που επιτυγχάνεται είναι της τάξης του 10x. Η απόδοση των κυψελών GaAs μετρήθηκε ίση με 9.5% και η θερμική απόδοση του συστήματος ήταν 34%. Οι Rossel et al. [2.68] κατασκεύασαν ένα σύστημα CPVT με δείκτη συγκέντρωσης 11x και σύστημα παρακολούθησης του ήλιου σε δύο άξονες, το οποίο

απεικονίζεται στο **Σχ. 2.11b**. Το σύστημα έχει συνολική επιφάνεια παραθύρου 3.6 m^2 και χρησιμοποιεί ανακλαστικές τύπου Fresnel, ώστε να συγκεντρώσει την ηλιακή ακτινοβολία σε μια συστοιχία κυψελών πυριτίου θερμικά συνδεδεμένη με ένα υδρόψυκτο κανάλι. Η ημερήσια θερμική απόδοση του συστήματος, χωρίς παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος, μετρήθηκε υψηλότερη από 60%. Οι Vivar et al. [2.69] περιγράφουν την αξιολόγηση των επιδόσεων ενός γραμμικό σύστημα με ανακλαστικές Fresnel και δείκτη συγκέντρωσης 20x. Μια μονάδα του συστήματος προσομοιάζει ένα πλήρως σφραγισμένο κλωβό, ο οποίος εσωκλείει δύο σειρές ανακλαστικών Fresnel που συγκεντρώνουν την ακτινοβολία σε δύο «μικρο-απορροφητές» οι οποίοι αποτελούνται από μία συστοιχία ηλιακών κυψελών πυριτίου συζευγμένες με αγωγούς κυκλικής διατομής (**Σχ. 2.11c**). Η μέση συνολική απόδοση του συστήματος όπως προέκυψε από ημερήσιες μετρήσεις είναι της τάξης του 58% (50% θερμική και 8% ηλεκτρική, αντίστοιχα).

Οι Chemisana et al. [2.70] πρότειναν ένα σχέδιο CPVT συστήματος που χρησιμοποιεί ένα γραμμικό φακό Fresnel και έναν παραβολικό ανακλαστήρα ως πρωτεύσα και δευτερεύουσα διάταξη συγκέντρωσης της ακτινοβολίας, αντίστοιχα. Το σύστημα επιτυγχάνει μέγιστη συγκέντρωση της τάξης του 10x. Ένα τυπικό ορθογώνιο κανάλι χρησίμευσε ως ψυκτική συσκευή με συνθήκες στρωτής ροής νερού εντός. Η ηλεκτρική απόδοση του πάνελ φωτοβολταϊκών και η θερμική απόδοση του συστήματος ψύξης αξιολογήθηκαν πειραματικά και τα δεδομένα συγκρίθηκαν με θεωρητικά και αριθμητικά μοντέλα. Ένα γραμμικό σύστημα CPVT φακών Fresnel συγκέντρωσης 25x ενσωματώθηκε σε ένα θερμοκήπιο στο Πανεπιστήμιο του Wageningen, όπως αναφέρεται από τους Sonneveld et al. [2.71]. Φακοί Fresnel τοποθετήθηκαν στους υαλοπίνακες της οροφής του θερμοκηπίου οι οποίοι συγκέντρωναν την ηλιακή ακτινοβολία σε κατάλληλα τοποθετημένες, μέσω συστήματος σερβομηχανισμού, κοίλες δοκούς, οι οποίες υποστηρίζονταν από το ατσάλινο πλαίσιο του θερμοκηπίου (**Σχ. 2.11d**). Ηλιακά κυψέλες πυριτίου ήταν θερμικά προσκολλημένες επάνω στις δοκούς, ενώ νερό κυκλοφορούσε εντός αυτών. Ημερήσιες μετρήσεις πιστοποίησαν μια συνολική απόδοση της τάξης του 67% (56% θερμική και 11% ηλεκτρική). Ωστόσο, οι οπτικές απώλειες του συστήματος (ίσες με 30%) αποκλείστηκαν από τον υπολογισμό της απόδοσης.

2.3 Τελικές παρατηρήσεις

Η βιβλιογραφική επισκόπηση που παρουσιάστηκε στο κεφάλαιο αυτό οδηγεί στο συμπέρασμα ότι αν και τα συγκεντρωτικά φωτοβολταϊκά έχουν φτάσει στο στάδιο της εμπορικής παραγωγής, υπάρχουν μόνο λίγα πρωτότυπα επίδειξης όσον αφορά τα συγκεντρωτικά φωτοβολταϊκά/θερμικά συστήματα και η συγκεκριμένη τεχνολογία δεν έχει επιτύχει ένα αξιοσημείωτο επίπεδο ωριμότητας μέχρι τώρα. Τα κύρια ζητήματα υλοποίησης που εντοπίζονται είναι η οπτική ποιότητα του συγκεντρωτή και η επίδραση της κατανομής ακτινοβολίας στην απόδοση των ηλιακών κυψελών, οι υψηλές θερμοκρασιακές διαφορές που έχουν την τάση να αναπτύσσονται εντός των υλικών του απορροφητή και η έλλειψη καινοτόμων σχεδίων αναφορικά με το σύστημα ψύξης.

Η παρούσα εργασία επιχειρεί να γεφυρώσει το τεχνολογικό χάσμα σε σχέση με την εφαρμογή των συστημάτων CPVT. Ο κύριος στόχος της διατριβής είναι η επιτυχής ανάπτυξη ενός νέου πρότυπου συστήματος CPVT. Ιδιαίτερη προσπάθεια έχει γίνει για τον καθορισμό των επιθυμητών χαρακτηριστικών του συστήματος ψύξης, όπως θα συζητηθεί λεπτομερώς στο επόμενο κεφάλαιο, έτσι ώστε να γίνει εφικτή η κατασκευή νέων ψυκτικών συσκευών υψηλής θερμικής και υδροδυναμικής απόδοσης.

3.1 Ψυκτικές συσκευές

Οι ψυκτικές διατάξεις που αξιολογήθηκαν στο πλαίσιο της παρούσας διατριβής είναι οι ακόλουθες:

Ψύκτρες με πτερύγια (Σχ. 3.1) που φέρουν:

- ευθύγραμμα μίνι-κανάλια ορθογωνικής διατομής (Fixed Width - FW) (Σχ. 3.1a-b)
- ευθύγραμμα μικρο-κανάλια ορθογωνικής διατομής (FW_{μ}) (Σχ. 3.1c)
- μίνι-κανάλια με ομαλά μεταβαλλόμενο πλάτος καναλιού (Variable Width - VW_v) (Σχ. 3.1d)
- μίνι-κανάλια με κλιμακωτά μεταβαλλόμενο πλάτος καναλιού (VW) (Σχ. 3.1e)
- μίνι-κανάλια με κλιμακωτά μεταβαλλόμενο πλάτος καναλιού και τα εγκάρσιες δέσμες ρευστού (Jets in Cross Flow - JICF) (Σχ. 3.1f)

Ψύκτρες του τύπου «σωλήνας σε πλάκα» (Σχ. 3.2), με οφιοειδή σωλήνωση βυθισμένη σε ορθογώνικη πλάκα με:

- μία διαδρομή μορφής U (Σχ. 3.2a)
- δύο συνεχόμενες διαδρομές μορφής U (Σχ. 3.2b)

και θεωρώντας, σε αμφότερες τις περιπτώσεις, σωλήνες εν μέρει ή πλήρως βυθισμένους εντός της πλάκας.

3.2 Κατάστρωση των υπολογιστικών μοντέλων

3.2.1 Διέπουσες εξισώσεις

Η διερεύνηση των προτεινόμενων ψυκτικών διατάξεων διεξάγεται μέσω τρισδιάστατων αριθμητικών προσομοιώσεων. Οι διέπουσες εξισώσεις απλοποιούνται με βάση τις ακόλουθες παραδοχές:

- (1) χρονικά αμετάβλητη ροή και μεταφορά θερμότητας,
- (2) ασυμπίεστο ρευστό,
- (3) αμελητέα απορρόφηση θερμότητας λόγω συνεκτικότητας (viscous dissipation) και μεταφορά θερμότητας λόγω ακτινοβολίας

Αναφορικά με τις εξεταζόμενες ψυκτικές διατάξεις, στρωτή ροή υπό συνθήκες εξαναγκασμένης ή μεικτής συναγωγή αναμένεται να επικρατήσει στις διατάξεις με πτερύγια, αναλόγως της υδραυλικής διαμέτρου, ενώ τυρβώδης εξαναγκασμένη συναγωγή αναμένεται στις διαμορφώσεις του τύπου «σωλήνας σε πλάκα», αντίστοιχα. Στην απλούστερη περίπτωση της ροής υπό συνθήκες

εξαναγκασμένης συναγωγής, οι εξισώσεις Navier-Stokes και ενέργειας λαμβάνουν τις ακόλουθες μορφές [3.1, 3.2]:

$$(συνέχεια) \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (3.1)$$

$$(ορμή) \quad \frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) + \vec{V} \cdot \nabla (\rho \vec{V}) = -\nabla p + \nabla (\mu \nabla \vec{V}) \quad (3.2)$$

$$(ενέργεια-ρευστό) \quad \frac{\partial}{\partial t} (\rho c_p T) + \vec{V} \cdot \nabla (\rho c_p T) = \nabla (k_f \nabla T) \quad (3.3)$$

$$(ενέργεια-στερεό) \quad \frac{\partial}{\partial t} (\rho_s C_s T_s) + \nabla (k_s \nabla T_s) = 0 \quad (3.4)$$

Η επίδραση της φυσικής μεταφοράς δεν λαμβάνεται υπ' όψιν στις παραπάνω εξισώσεις. Ωστόσο, στις περιπτώσεις όπου οι δυνάμεις άνωσης επηρεάζουν το πεδίο ροής, η εξίσωση ορμής τροποποιείται αναλόγως:

$$(ορμή) \quad \frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) + \vec{V} \cdot \nabla (\rho \vec{V}) = -\nabla p + \nabla (\mu \nabla \vec{V}) + \Delta \rho \vec{g} \quad (3.5)$$

όπου $\Delta \rho = \rho - \rho_{ref}$ και $\vec{g} = (0, -g, 0)$. Αναφορικά με την πυκνότητα του ρευστού, εφαρμόζεται η προσέγγιση Boussinesq [3.3]:

$$\rho - \rho_{ref} = -\rho_{ref} \beta (T - T_{ref}) \quad (3.6)$$

όπου ρ_{ref} είναι η πυκνότητα αναφοράς, η οποία υπολογίζεται σε μια θερμοκρασία αναφοράς T_{ref} .

Στην περίπτωση τη τυρβόδους ροής υπό συνθήκες εξαναγκασμένης συναγωγής, η οποία αναφέρεται στις διατάξεις του τύπου «σωλήνας σε πλάκα», οι διέπουσες εξισώσεις αποκτούν την παρακάτω μορφή [3.4]:

$$(συνέχεια) \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (3.7)$$

$$(ορμή) \quad \frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{u}_i) + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] \quad (3.8)$$

$$(ενέργεια) \quad \frac{\partial}{\partial t} (\rho c_p \bar{T}) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho c_p \bar{u}_i \bar{T}) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[k \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} - \rho c_p \overline{u'_i T'} \right] \quad (3.9)$$

Οι εξισώσεις Navier-Stokes (Reynolds Averaged Navier-Stokes - RANS) που διατυπώθηκαν παραπάνω περιέχουν όρους τάσεων Reynolds $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ and τυρβώδους θερμοροής $-\rho c_p \overline{u'_i T'}$. Το μοντέλο Shear Stress Transport (SST) $k-\omega$ που προτάθηκε από τον Menter [3.5] χρησιμοποιήθηκε για τον υπολογισμό αυτών των όρων.

Θα πρέπει να σημειωθεί ότι ο μεταβατικός όρος περιλαμβάνεται στις διέπουσες εξισώσεις, Εξ. (3.1)-(3.5) και (3.7)-(3.9), παρά το γεγονός ότι η ροή και η μεταφορά θερμότητας θεωρούνται χρονικά αμετάβλητες, καθώς χρησιμοποιείται η μέθοδος ψευδο-μεταβατικού βηματισμού χρόνου (false transient time stepping) για τον έλεγχο της σύγκλισης, αντί για υπο-χαλάρωση [3.7]. Έτσι, μία κατάλληλη φυσική κλίμακα χρόνου επιλέγεται σε κάθε περίπτωση, ίσο με το 20% του χρόνου παραμονής του ρευστού μέσα στην ψύκτρα με σκοπό την εξασφάλιση σύγκλισης.

3.2.2 Οριακές συνθήκες

Κατάλληλες υδροδυναμικές και θερμικές οριακές συνθήκες επιβλήθηκαν στις διέπουσες εξισώσεις σύμφωνα με τις πραγματικές συνθήκες λειτουργίας της ψύκτρας. Το Σχ. 3.3 απεικονίζει το υπολογιστικό χωρίο για την απλοποιημένη γεωμετρική διάταξη του πιο κοινού τύπου από τις ψυκτικές διατάξεις που ελήφθησαν υπ' όψιν, μαζί με τις τυπικές οριακές συνθήκες που εφαρμόζονται στα αριθμητικά μοντέλα που αντιπροσωπεύουν τις ψυκτικές διατάξεις. Θα πρέπει να σημειωθεί ότι τα ίδια είδη οριακών συνθηκών ισχύουν για όλες τις διαμορφώσεις, ενώ οι επιφάνειες όπου επιβάλλονται διαφέρουν λόγω της διάταξης της κάθε ψύκτρας και την πιθανή ύπαρξη συμμετρίας και θα αναφέρονται ειδικά για κάθε γεωμετρική διαμόρφωση στις παραγράφους που ακολουθούν. Εκτός αυτού, η μεταφορά θερμότητας θεωρήθηκε ως συζευγμένη σε όλες τις περιπτώσεις με αγωγή και συναγωγή θερμότητας να λαμβάνουν χώρα στα χωρία στερεού και υγρού, αντίστοιχα.

Οι επιβάλλόμενες οριακές συνθήκες όπως απεικονίζονται στο Σχ. 3.3 είναι οι εξής: ένα ομοιόμορφο προφίλ ταχύτητας επιβλήθηκε στην είσοδο του χωρίου ρευστού, ενώ η μέση στατική πίεση ελήφθη ίση με μηδέν στην έξοδο του χωρίου. Η οριακή συνθήκη μη ολίσθησης επιβλήθηκε στη διεπιφάνεια ρευστού-τοιχώματος. Μια οριακή συνθήκη συμμετρίας (ή αδιαβατικού τοιχώματος στην περίπτωση της μεταφοράς θερμότητας) εφαρμόζεται στα εξωτερικά, παράλληλα προς την κύρια ροή, κατακόρυφα επίπεδα του χωρίου. Επιπλέον, όλες οι υπόλοιπες εξωτερικές επιφάνειες του χωρίου, εκτός από την κάτω πλευρά, αντιμετωπίζονται επίσης ως αδιαβατικές. Στην κάτω επιφάνεια του στερεού χωρίου, εφαρμόζεται μια σταθερή θερμοροή. Στην είσοδο του χωρίου επιβάλλεται ομοιόμορφη θερμοκρασία ρευστού, ενώ στην έξοδο οι τιμές θερμοκρασίας προεκτάθηκαν διατηρώντας σταθερή κλίση. Τέλος, στη διεπιφάνεια στερεού-ρευστού, επιβάλλεται η συνέχεια θερμοκρασίας και θερμοροής. Το σύνολο των διεπουσών εξισώσεων μαζί με τις αντίστοιχες οριακές συνθήκες επιλύονται ταυτόχρονα χρησιμοποιώντας το τον επιλύτη πεπερασμένων όγκων ANSYS CFX (v.13) [3.7].

3.3 Επιλογή των κύριων λειτουργικών και γεωμετρικών παραμέτρων

Η ενεργή επιφάνεια παραθύρου του παρόντος συστήματος CPVT επιλέχθηκε ίση με 1.0 m^2 . Θεωρώντας ότι η τυπική ηλιακή ακτινοβολία που προσπίπτει κάθετα σε ένα επίπεδο που παρακολουθεί την πορεία του ήλιου ισούται με 1.0 kW/m^2 για μια καθαρή ημέρα και υποθέτοντας ότι οι οπτικές απώλειες του συστήματος είναι αμελητέα ($\eta_{opt} = 1.0$), η ακτινοβολία που προσπίπτει στο σύστημα είναι 1.0 kW . Το ενεργό πλάτος της ψύκτρας επιλέχθηκε ίσο με 0.06 m και, κατά συνέπεια, ο γεωμετρικός δείκτης συγκέντρωσης του συστήματος είναι ίσος με 33. Το υλικό που επιλέχθηκε για την ψύκτρα στην παρούσα ανάλυση είναι αλουμίνιο ($k_{al} = 237 \text{ W/mK}$). Η περίσσεια θερμότητας προς απαγωγή από την ψύκτρα προέκυψε ίση με 850 W και η αντίστοιχη θερμοροή ίση με 28.33 kW/m^2 ,

ενώ σύμφωνα με μια πρόχειρη εκτίμηση, η απόδοση της συστοιχίας ηλιακών κυψελών θεωρήθηκε περίπου ίση με 15%. Νερό επιλέχθηκε ως το ψυκτικό ρευστό με θερμοκρασία εισόδου στην ψύκτρα ίση με την τυπική θερμοκρασία περιβάλλοντος ($T_{f,in} = 298\text{ K}$). Η τιμή των 30 mL/s επιλέχθηκε για την παροχή νερού προκειμένου να παραχθεί ικανοποιητική θερμοκρασιακή αύξηση του ρευστού διαμέσου της ψύκτρας, καθώς αυτό θα διευκόλυνε τις πειραματικές μετρήσεις που θα ακολουθήσουν. Οι θερμοφυσικές ιδιότητες του νερού θεωρούνται σταθερές στις περιπτώσεις που αναλύθηκαν και υπολογίστηκαν με βάση τη συνολική μέση θερμοκρασία ρευστού, η οποία εκτιμήθηκε πριν από τις προσομοιώσεις μέσω ενός θερμικού ισολογισμού.

3.4 Υπολογιστική διερεύνηση των διαφόρων διατάξεων

Στη συγκεκριμένη παράγραφο της εκτενούς περίληψης αναλύονται οι ψυκτικές διατάξεις με κανάλια κλιμακωτά μεταβαλλόμενου πλάτους και με οφιοειδή σωλήνωση, οι οποίες παρουσιάζουν το μεγαλύτερο ενδιαφέρον από πλευράς ροϊκού και θερμοκρασιακού πεδίου. Η αντίστοιχη ανάλυση για τις ψύκτρες με ευθύγραμμο μίνι (FW_h , FW_l) και μικρο-κανάλια (FW_μ), καθώς και για την ψύκτρα με κανάλια ομαλά μεταβαλλόμενου πλάτους (VW_l), είναι διαθέσιμη στο πλήρες κείμενο

3.4.1 Ψυκτική διάταξη με κανάλια κλιμακωτά μεταβαλλόμενου πλάτους (Variable Width - VW) (Σχ. 3.1e)

3.4.1.1 Γεωμετρία και υπολογιστικό χωρίο

Η ψύκτρα που αναλύεται στην παρούσα παράγραφο (Σχ. 3.1e) αποτελείται από μια σειρά από ορθογωνικά κανάλια τα οποία υφίστανται κλιμακωτή μείωση του πλάτους τους που λαμβάνει χώρα στη μέση του μήκους τους. Ο λόγος του πλάτους των καναλιών των δύο τμημάτων $W_{ch,1}/W_{ch,2}$ λαμβάνεται ίσος με τρία, ενώ το πάχος του πτερυγίου W_w , το οποίο διατηρείται σταθερό καθ' όλη το μήκος της ψύκτρας, είναι ίσο με το πλάτος του καναλιού του δεύτερου τμήματος. Το συνολικό ύψος καναλιού H_{ch} έλαβε την κατασκευαστικά μέγιστη δυνατή τιμή για λόγους ενίσχυσης της θερμικής απόδοσης [3.8] και διατηρήθηκε σταθερό, με αποτέλεσμα οι αναλογίες του καναλιών να προκύπτουν ίσες με $AR=2$ και $AR=6$ για τα τμήματα ανάντι και κατάντι του σημείου διπλασιασμού των καναλιών, αντίστοιχα.

Είναι υπολογιστικά κοστοβόρο να μοντελοποιηθεί ολόκληρη η γεωμετρία της ψύκτρας και ως εκ τούτου το υπολογιστικό χωρίο μειώθηκε με την αξιοποίηση των υφιστάμενων συμμετριών. Έτσι, ένα αντιπροσωπευτικό «μοναδιαίο χωρίο» (unit cell) ορίστηκε όπως φαίνεται στο Σχ. 3.14, το οποίο αποτελείται από ένα υπο-χωρίο ρευστού και ένα στερεού, αντίστοιχα. Το σύνολο των εξισώσεων (3.1)-(3.4) ή (3.1) και (3.3)-(3.5) για τις περιπτώσεις εξαναγκασμένης και μεικτής συναγωγής, αντίστοιχα, επιλύθηκαν μαζί με τις οριακές συνθήκες στο υπολογιστικό χωρίο, με κριτήριο σύγκλισης ίσο με 10^{-6} για τη μέση τετραγωνική ρίζα (RMS) των υπολοίπων μάζας, ορμής και ενέργειας.

3.4.1.2 Πεδίο ροής – συνθήκες εξαναγκασμένης συναγωγής

Προκειμένου να διευκολυνθεί η ερμηνεία των αποτελεσμάτων που παρουσιάζονται, οι συντεταγμένες έχουν αδιαστατοποιηθεί, έτσι ώστε η διατομή ροής να χαρακτηρίζεται από $0 \leq X^* \leq 1$

(μετά τη συστολή), ενώ το $Z^* < 0$ υποδηλώνει θέσεις ανάντι και το $Z^* > 0$ κατάντι της γεωμετρικής συστολής, αντίστοιχα. Δημιουργήθηκαν γραφήματα με τα διανύσματα ταχυτήτων σε εγκάρσια και οριζόντια επίπεδα στην περιοχή της συστολής, ώστε να διαφωτιστούν οι επιπτώσεις που έχει αυτή στο ανάντι πεδίο ταχυτήτων (Σχ. 3.21). Όπως φαίνεται από το Σχ. 3.21, η ροή που πλησιάζει τη συστολή διακλαδίζεται συμμετρικά σε δύο κατευθύνσεις κατά μήκος του άξονα Y και το ρευστό ωθείται προς τα ακραία τοιχώματα και τις απέναντι γωνίες του καναλιού. Επιπλέον, η κατανομή της ροής στο οριζόντιο (XZ) επίπεδο κοντά στο κάτω τοίχωμα του καναλιού, Σχ. 3.21, αποκάλυπτει την παρουσία της αναστροφής της ροής στην περιοχή του ακραίου τοιχώματος, λόγω εκτροπής προς τα ανάντι, μετά την πρόσκρουση επί του κάτω τοιχώματος, του ρευστού που κινείται προς το κάτω μέρος του καναλιού.

Το ένθετο του Σχ. 3.22a παρουσιάζει την κατανομή του συντελεστή πίεσης C_p στο επίπεδο συμμετρίας του ανάντι της συστολής καναλιού ($X^* = 1.5$). Η θετική κλίση πίεσης κατά την κατεύθυνση της ροής προκαλεί ισχυρή επιβράδυνση αυτής και οδηγεί τελικά σε αποκόλληση ανάντι της συστολής, ενώ η αρνητική κλίση πίεσης κατά την κάθετη κατεύθυνση ωθεί τη ροή προς τα ακραία, άνω και κάτω, τοιχώματα. Η περιδίνηση του ρευστού, Σχ. 3.22a, η οποία ανακύπτει στις περιοχές των ακραίων τοιχωμάτων ανάντι της γεωμετρικής συστολής, αναπτύσσεται σε στροβίλους προσανατολισμένους κατά τη διεύθυνση X προς το κατακόρυφο πλευρικό τοίχωμα του καναλιού ($X^* = 0$) και έτσι δημιουργούνται δύο αντίθετα περιστρεφόμενοι στρόβιλοι πλησίον των άνω και κάτω τοιχωμάτων του καναλιού. Οι στρόβιλοι επιτυγχάνουν μέγιστη ένταση στη θέση της συστολής, όπου εκτρέπονται και εμφανίζονται πλέον ως διαμήκεις (πεταλοειδείς) στρόβιλοι VI-V2 (Σχ. 3.22b) κατάντι της συστολής. Στη συνέχεια, κατάντι της συστολής οι δίνες μειώνονται ως προς την έντασή τους και αυξάνονται ως προς το μέγεθός του. Η αλληλεπίδραση της ροής τόσο με την εμπρόσθια επιφάνεια του πτερυγίου όσο και με τα ακραία άνω και κάτω τοιχώματα αποτελεί απαραίτητη προϋπόθεση για την εμφάνιση των συμμετρικών πεταλοειδών δινών που ρέει σε αμφοτέρως τις πλευρές του πτερυγίου που προκαλεί τη συστολή της ροής [3.93, 3.94]. Η τρισδιάστατη τοπολογία των πεταλοειδών στροβίλων φαίνεται στην λεπτομερή όψη του Σχ. 3.22c, όπου απεικονίζεται με σαφήνεια ότι η σπειροειδής κίνηση του ανάντι οριακού στρώματος γίνεται πιο έντονη καθώς προσεγγίζεται το επίπεδο συμμετρίας του καναλιού ($X^* = 1.5$).

Η τοπολογία και το μέγεθος της δευτερογενούς ροής στην περιοχή της γεωμετρικής συστολής μπορεί να απεικονιστεί με ακόμη μεγαλύτερη σαφήνεια με τη βοήθεια ισο-επιφανειών σταθερής ω_x και ω_z στροβιλότητας, όπως παρουσιάζεται στο Σχ. 3.23. Όπως φαίνεται, η συμμετρική στροβιλώδης δομή εμφανίζεται στις διασταυρώσεις της εμπρόσθιας επιφάνειας του επιπλέον πτερυγίου και των άνω και κάτω τοιχωμάτων, όπως φαίνεται από τις περιοχές υψηλής ω_x στροβιλότητας που απεικονίζονται στο Σχ. 3.23a. Η δομή στη συνέχεια μετασχηματίζεται στην περιοχή της συστολής σε ένα ζεύγος διαμήκων (ω_z) στροβίλων που παραμένουν για μια σημαντική απόσταση κατάντι της συστολής χωρίς να αποσυντεθούν (Σχ. 3.23b). Η παρουσία μια επιπλέον στροβιλώδους δομής σημαντικού μεγέθους κοντά στο πλευρικό τοίχωμα του πτερυγίου μπορεί να αναγνωριστεί στα Σχ. 3.22b και 3.23b. Ωστόσο, αυτές οι περιοχές υψηλής στροβιλότητας μειώνονται σε μέγεθος κατάντι, λόγω της επέκτασης των πεταλοειδών στροβίλων. Πρέπει να επισημανθεί ότι οι δίνες αυτού του είδους έχουν παρατηρηθεί από τους Yanaoka et al. στην υπολογιστική διερεύνησή τους που αναφέρεται σε ροή γύρω από ένα επιμηκυμένη πλάκα [3.83].

3.4.1.3 Πεδίο θερμοκρασίας και μεταφορά θερμότητας – συνθήκες εξαναγκασμένης συναγωγής

Είναι σημαντικό από την άποψη της θερμικής μηχανικής να διασαφηνιστεί ο αντίκτυπος της δευτερογενούς ροής που προκαλείται από τη συστολή στη συνολική θερμική απόδοση της ψύκτρας. Η επιβαλλόμενη θερμοροή επιλέγεται κατάλληλα, έτσι ώστε ο αριθμός Αρχιμήδη να έχει τιμή πολύ μικρότερη του ένα. Διασφαλίζεται έτσι ότι οι δυνάμεις άνωσης είναι τάξεις μεγέθους μικρότερες από τις δυνάμεις αδράνειας. Το **Σχ. 3.28** παρουσιάζει το πεδίο της θερμοκρασίας στην περιοχή της συστολής ροής μέσω εγκάρσιων, **Σχ. 3.28a**, και διαμήκων επιπέδων **Σχ. 3.28b**. Το **Σχ. 3.28a** παρουσιάζει την ανάπτυξη της εγκάρσιας θερμοκρασιακής κατανομής στη διατομή του καναλιού σε θέσεις, κατά την κατεύθυνση της κυρίως ροής, κοντά στην περιοχή της συστολής. Η ανάπτυξη των θερμικών οριακών στρωμάτων κατά μήκος της βάσης του καναλιού και του πλευρικού τοιχώματος είναι ευδιάκριτη για $Z^* < 0$. Κατάντι της συστολής ($Z^* > 0$), οι ισόθερμες εμφανίζονται παραμορφωμένες στις θέσεις των διαμήκων στροβίλων, καθώς θερμό ρευστό από τα οριακά στρώματα των τοιχωμάτων αναμιγνύεται με κρύο από τον πυρήνα του καναλιού. Μια περιοχή υψηλής θερμοκρασίας είναι εμφανής στο "μάτι" της κάτω δίνης, η οποία αυξάνεται σε μέγεθος κατάντι. Αυτή η τοπολογία δεν είναι παρούσα στην αντίστοιχη συμμετρική θέση κοντά στο άνω τοίχωμα, καθώς αυτό είναι αδιαβατικό. Μια πιο προσεκτική εξέταση του **Σχ. 3.28a** αποκαλύπτει επίσης ότι λαμβάνει χώρα ψύξη ρευστού στο κάτω θερμικό οριακό στρώμα αμέσως ανάντι της συστολής (π.χ., βλέπε ισο-υψή θερμοκρασίας στο $Z^* = -0.1$). Αυτή η χαρακτηριστική κατανομή θερμοκρασίας μπορεί να εξηγηθεί από την παρουσία αναστροφής της ροής ψυχρού ρευστού στην περιοχή του πεταλοειδούς στροβίλου (**Σχ. 3.22c**), η οποία προκαλεί αξονική μεταφορά θερμότητας στο θερμικά οριακά στρώματα του ρευστού και ανακατανομή θερμικής ενέργειας.

Το **Σχ. 3.28b** παρουσιάζει μια λεπτομερή άποψη της κατανομής θερμοκρασίας κατά την κατεύθυνση της ροής, ιδιαίτερα στην περιοχή της γεωμετρικής συστολής. Μία αλληλουχία επικαλυπτόμενων στρωμάτων θερμού και ψυχρού νερού είναι εμφανής κοντά στα ακραία, άνω και κάτω, τοιχώματα. Ο σχηματισμός χαρακτηριστικών «ραβδώσεων» (streaks) εξηγείται, λαμβάνοντας υπ' όψιν το γεγονός ότι τα στοιχεία ρευστού που σχηματίζουν το ζεύγος του πεταλοειδών δινών συμπαρασύρονται πίσω στην κύρια ροή κατάντι της συστολής. Το γεγονός ότι η στρεβλωμένη τοπολογία των ισο-υψών θερμοκρασίας, **Σχ. 3.28a**, συμπίπτει με τις ραβδώσεις που παρατηρούνται στο **Σχ. 3.28b**, διασαφηνίζει, επίσης, την επίδραση των στροβίλων στην κατανομή αξονικής θερμοκρασίας.

Το **Σχ. 3.30a** απεικονίζει τις μέσες τιμές του τοπικού αριθμού Nusselt κατά την κατεύθυνση ροής για τις τρεις τιμές του αριθμού Reynolds που εξετάζονται. Οι θεωρητικές τιμές του αριθμού Nusselt [3.8] για θερμικά πλήρως ανεπτυγμένη παράλληλη ροή σε κανάλι με λόγο ύψους προς πλάτος ίσο με τον αντίστοιχο στο πρώτο ($AR=2$) και δεύτερο τμήμα ($AR=6$) της ψύκτρας, αντίστοιχα, απεικονίζονται επίσης στο **Σχ. 3.30a** για λόγους σύγκρισης. Όπως είναι εμφανές, κοντά στην είσοδο του καναλιού και μακριά από την επιρροή της συστολής, η κατανομή του αριθμού Nusselt συμπεριφέρεται σαν τυπική ροή θερμικής εισόδου. Καθώς προσεγγίζεται η συστολή, η κατανομή δείχνει μια ταχεία μείωση στο εύρος των αξονικών θέσεων $-4 < Z^* < 0$. Παρ' όλα αυτά, αυτή η μείωση του ρυθμού μεταφοράς θερμότητας δεν συνδέεται με την υπαρξη σημείου μέγιστης θερμοκρασίας στην επιφάνεια του τοιχώματος του καναλιού, όπως φαίνεται στο **Σχ. 3.30b**. Η θερμοκρασία του τοιχώματος, στην πραγματικότητα μειώνεται πριν από τη συστολή, κάτι που οφείλεται στην επίδραση του δεύτερου τμήματος και στη δράση των πεταλοειδών στροβίλων. Από την άλλη πλευρά, οριακά

στρώματα ρευστού με αυξημένη θερμοκρασία έχουν αναπτυχθεί στα τοιχώματα. Ως αποτέλεσμα, η κλίση της θερμοκρασίας dT/dy στη διεπιφάνεια στερεού-ρευστού μειώνεται σημαντικά στη συγκεκριμένη περιοχή και κατά συνέπεια, η ροή θερμότητας ($q'' = -k dt/dy$) και οι αριθμητικές τιμές του Nusselt μειώνονται επίσης. Η απότομη αύξηση της μεταφοράς θερμότητας στην περιοχή της γεωμετρικής συστολής οφείλεται στην πρόσκρουση της ροής στην εμπρόσθια επιφάνεια του επιπλέον περυγίου. Όπως μπορεί να φανεί από το ένθετο του **Σχ. 3.30a**, ένα δεύτερο τοπικό μέγιστο του αριθμού Nusselt παρατηρείται λόγω της επανακόλλησης της ροής κατάντι της εισόδου στο δεύτερο τμήμα της ψύκτρας.

Κατάντι της συστολής, ο αριθμός Nusselt διατηρεί σχετικά σταθερές τιμές, οι οποίες είναι υψηλότερες από αυτές που αναμένονται για πλήρως ανεπτυγμένη παράλληλη ροή σε κανάλι με $AR=6$ [3.8]. Αυτή η περαιτέρω ενίσχυση της μεταφοράς θερμότητας σε όλο το δεύτερο μέρος της ψύκτρας αποδίδεται στην παρουσία των δύο πεταλοειδών στροβίλων και ιδίως αυτού στην περιοχή του κάτω τοίχωματος του καναλιού.

3.4.1.4 Πεδίο ροής – συνθήκες μεικτής συναγωγής

Για ογκομετρική παροχή ίση με 30 mL/s, σε αναλογία με την περίπτωση αναφοράς για συνθήκες εξαναγκασμένης συναγωγής, η επιβαλλόμενη θερμοροή αυξάνεται σταδιακά, έτσι ώστε να καλύπτεται όλο το φάσμα των εφικτών δεικτών συγκέντρωσης για παραβολικά CPVT συστήματα που μπορεί να αποκτήσει τιμές έως και 100x [3.96]. Οι συνθήκες ροής σε καθένα από τα δύο τμήματα ($i=1$ ή 2) της διαμόρφωσης VW χαρακτηρίζεται από τους αδιάστατους αριθμούς που συνοψίζονται στον **Πίνακα 3.2**. Λαμβάνοντας υπ' όψιν τις τιμές του **Πίνακα 3.2**, είναι λογικό να αναμένεται ότι η άνωση θα έχει σημαντική επίδραση στη ροή εντός του πρώτου τμήματος της ψύκτρας, όπου οι αντίστοιχες δυνάμεις άνωσης είναι συγκρίσιμου ή μεγαλύτερου μεγέθους από τις δυνάμεις αδράνειας σε όλες τις περιπτώσεις.

Το **Σχ. 3.31a** αποκαλύπτει ότι διαμήκεις δίνες που δημιουργούνται λόγω άνωσης βρίσκονται στο πρώτο τμήμα της ψύκτρας και τείνουν να αντλήσουν ρευστό από το άνω αδιαβατικό τοίχωμα προς το κατώτερο θερμαινόμενο τοίχο, ακόμη και για τη χαμηλότερη τιμή του αριθμού Αρχιμήδη, $Ar_1=1.32$. Αναφορικά με την περίπτωση για $Ar_1=1.32$, η ένταση των δινών φαίνεται να επιτυγχάνει τη μέγιστη τιμή της στη θέση $Z^*=-10$. Η κατανομή κατά μήκος της ροής της μέγιστης έντασης στροβιλότητας πρώτο τμήμα του καναλιού (**Σχ. 3.31b**), μακριά από την επιρροή της συστολής ροής, δείχνει ότι η ένταση των στροβίλων λόγω άνωσης αυξάνεται σταδιακά έως ότου επιτευχθεί μια μέγιστη ένταση και στη συνέχεια μειώνεται καθώς προσεγγίζεται η τοποθεσία της συστολής. Η θέση της μέγιστης έντασης των δινών μετατοπίζεται προς την είσοδο του καναλιού καθώς αυξάνεται ο αριθμός Αρχιμήδη, ενώ για $Ar_1=5.82$ μιά δεύτερη (τοπική), αν και πολύ πιο επίπεδη, κορυφή της μέγιστης έντασης δίνης μπορεί να ανιχνευθεί περίπου στο $Z^*=-9.0$.

Όπως φαίνεται στο **Σχ. 3.31b** οι διαμήκεις στροβίλοι άνωσης διατηρούν σημαντικό μέγεθος καθώς πλησιάζουν την περιοχή της συστολής ροής και ως εκ τούτου, αλληλεπιδρούν με τις στροβιλώδεις δομές που προκαλούνται από τη γεωμετρική συστολή, όπως απεικονίζεται στο **Σχ. 3.32a**. Η αλληλεπίδραση των στροβίλων λόγω άνωσης με τους αντίστοιχους λόγω γεωμετρίας παράγει ένα μη συμμετρικό πεδίο ροής στην περιοχή της συστολής, όπως γίνεται φανερό από το **Σχ. 3.32b**, όπου απεικονίζονται τρία ζεύγη ισο-επιφανειών του ίδιου απόλυτου μεγέθους ($50-40-30 s^{-1}$) ω₂στροβιλότητας και αντίθετου προσήμου. Ο κατώτερος «τροποποιημένος» πεταλοειδής στροβίλος

φαίνεται να είναι σημαντικά μεγαλύτερης έντασης από τον αντίστοιχο ανώτερο, ο οποίος είναι σημαντικά συρρικνωμένος σε σύγκριση με την περίπτωση εξαναγκασμένης συναγωγής. Το **Σχ. 3.32b** αποκαλύπτει ότι η τοπολογία του στροβίλου τύπου «φουρκέτας» (hairpin), (βλέπε **Σχ. 3.23c**) επίσης επηρεάζεται από τις ανωστικές δυνάμεις. Ο κατώτερος κλάδος παρουσιάζει μεγαλύτερη ένταση από τον αντίστοιχο άνω, όπως φαίνεται και από την έκταση των ισο-επιφανειών της μέγιστης απόλυτης τιμής ω_z στροβιλότητας. Η ασύμμετρη τοπολογία του στροβίλου τύπου φουρκέτας κυρίως επηρεάζεται από την παραμόρφωση του ανάντι προφίλ ταχύτητας και της μετατόπισης της μέγιστης θέσης ταχύτητα κάτω από το μέσο ύψος καναλιού λόγω της επίδρασης των δυνάμεων άνωσης.

3.4.1.5 Πεδίο θερμοκρασίας και μεταφορά θερμότητας – συνθήκες μεικτής συναγωγής

Η μη συμμετρική τοπολογία ανακυκλοφορίας που προκύπτει εντός της ψύκτρας οφείλεται στην πρόσθετη επίδραση των δυνάμεων άνωσης και παράγει ένα τροποποιημένο πεδίο θερμοκρασίας σε σύγκριση με την περίπτωση εξαναγκασμένης συναγωγής. Το **Σχ. 3.34** απεικονίζει την κατανομή της θερμοκρασίας σε διάφορα επίπεδα εγκάρσια στην κυρίως ροή στην περιοχή της συστολής για τις περιπτώσεις $Ar_1=1.32$ (**Σχ. 3.34a**) και 5.82 (**Σχ. 3.34b**), αντιστοίχως. Διαστρωμάτωση θερμοκρασίας μπορεί να παρατηρηθεί ανάντι της συστολής και στις δύο περιπτώσεις, καθώς θερμότερο ρευστό μεταφέρεται προς το άνω μέρος του καναλιού εξ' αιτίας των δυνάμεων άνωσης. Όπως ήταν αναμενόμενο, η διαστρωμάτωση είναι πιο έντονη για την τιμή $Ar_1 = 5.82$.

Κατάντι της συστολής, οι γραμμές των ισο-υψών παρουσιάζουν μια έντονη παραμόρφωση στη θέση της ισχυρής κάτω δίνης. Αυτή η εντοπισμένη παραμόρφωση οφείλεται κυρίως στη μείωση της επίδρασης της άνωσης, η οποία είχε πιο εκτεταμένη επιρροή στο πρώτο τμήμα της ψύκτρας, στο δεύτερο τμήμα, όπου ο ενισχυμένος κάτω πεταλοειδής στρόβιλος κυριαρχεί. Όσον αφορά την περίπτωση για $Ar_1 = 5.82$, όπου η παραμόρφωση είναι πιο έντονη, μια περιοχή υψηλής θερμοκρασίας είναι σαφώς ορατή στο "μάτι" της κάτω δίνης η οποία αυξάνεται σε μέγεθος περαιτέρω κατάντι (**Σχ. 3.34b**).

Το **Σχ. 3.36a** παρουσιάζει τις τιμές του μέσου τοπικού αριθμού Nusselt κατά την κατεύθυνση ροής για τις τρεις περιπτώσεις αυξανόμενου αριθμού Αρχιμήδη. Τα αποτελέσματα για εξαναγκασμένη συναγωγή ($Ar_1=0$) παρουσιάζονται επίσης για λόγους σύγκρισης. Όσον αφορά το πρώτο τμήμα της ψύκτρας, η μεταφορά θερμότητας ενισχύεται σημαντικά λόγω άνωσης και συνεπώς οι τοπικές τιμές του αριθμού Nusselt που επιτυγχάνονται είναι πολύ υψηλότερες από τις αντίστοιχες για εξαναγκασμένη συναγωγή και παρουσιάζουν πολύ πιο επίπεδη κατανομή. Η ενισχυμένη μεταφορά θερμότητας εξηγείται μέσω της τοπολογίας της δευτερογενούς ροής, η οποία είναι υπεύθυνη για την συνεχή τροφοδοσία του θερμαινόμενου κατώ τοιχώματος με ψυχρό ρευστό από το ανώτερο στρώμα του καναλιού. Κατάντι της συστολής ($Z^*>0$), οι τιμές του αριθμού Nusselt που λαμβάνονται για συνθήκες μεικτής συναγωγής είναι σημαντικά υψηλότερες από τις αντίστοιχες για εξαναγκασμένη συναγωγή, παρά τη μικρή επίδραση της άνωσης στο δεύτερο τμήμα. Αποδείχθηκε ότι ο κατώτερος διαμήκης στρόβιλος αυξάνει σε ένταση καθώς αυξάνεται ο αριθμός Αρχιμήδης (βλέπε **Σχ. 3.32c**) και αυτό προκαλεί μία πιο έντονη ανάμιξη ρευστού στην περιοχή του κάτω οριακού στρώματος, οδηγώντας σε αυξημένη μεταφορά θερμότητας.

Είναι επίσης εμφανές από το **Σχ. 3.36a** ότι οι κατανομές στις περιπτώσεις μεικτής συναγωγής παρουσιάζουν ένα χαρακτηριστικό τοπικό ελάχιστο σημείο σε αξονικές θέσεις του πρώτου τμήματος, το οποίο τείνει να μετατοπιστεί προς την είσοδο του καναλιού καθώς αυξάνεται ο αριθμός Αρχιμήδη.

Το συγκεκριμένο τοπικό ελάχιστο είναι το αποτέλεσμα της συνδυασμένης επίδραση της θερμικής εισόδου και δευτερογενούς ροής λόγω άνωσης [3.59, 3.62] και φανερώνει την ισχυρή συσχέτιση μεταξύ της μεταφοράς θερμότητας και της τοπολογίας δευτερογενούς ροής, δεδομένου ότι οι στρόβιλοι λόγω άνωσης επιτυγχάνουν τη μέγιστη ισχύ τους (βλέπε Σχ. 3.31b) ελαφρώς κατάντι της θέσης του ελάχιστου αριθμού Nusselt.

3.4.2 Ψύκτρα τύπου «σωλήνας σε πλάκα» με οφιοειδή σωλήνα

3.4.2.1 Γεωμετρία και υπολογιστικό πεδίο

Η γεωμετρική διαμόρφωση της ψύκτρας του τύπου «σωλήνας σε πλάκα» που εξετάζεται αποτελείται από ένα χάλκινο ($k_{Cu}=408 \text{ W/mK}$) οφιοειδή σωλήνα θερμικά συνδεδεμένο με ένα ορθογώνιο υπόστρωμα αλουμινίου ($k_{Al} =237 \text{ W/mK}$) που φέρει παράλληλες αυλακώσεις. Ο σχεδιασμός της διάταξης βασίζεται σε μια εμπορικά διαθέσιμη ψύκτρα του τύπου «ψυχρής πλάκας» [3.147]. Η οφιοειδής σωλήνωση ωθεί το ψυκτικό ρευστό σε εκτροπή της πορείας του κατά 180° , προκειμένου να πραγματοποιήσει επιπλέον περάσματα διαμέσου του στερεού υποστρώματος. Θα πρέπει να σημειωθεί ότι τα ευθύγραμμα τμήματα του σωλήνα είναι μερικώς ενσωματωμένα στο υπόστρωμα, ενώ οι καμπύλες στροφές βρίσκονται εκτός της πλάκας, όπως απεικονίζεται στο Σχ. 3.2. Δύο παραλλαγές αυτού του τύπου ψύκτρας θεωρούνται στην παρούσα ανάλυση που φέρουν δύο (Σχ. 3.2a) και τέσσερα (Σχ. 3.2b) ισαπέχοντα ευθύγραμμα τμήματα σωλήνα στο υπόστρωμα, αντίστοιχα (από εδώ και στο εξής οι παραλλαγές θα ονομάζονται «two-pass" ή 2P και "four-pass" ή 4P). Η διατομή του σωλήνα διατηρείται η ίδια και για τις δύο διαμορφώσεις και ως εκ τούτου η εγκάρσια απόσταση μεταξύ δύο διαδοχικών περασμάτων είναι μικρότερη για την ψύκτρα 4P. Το ίδιο ισχύει και για την ακτίνα καμπυλότητας των στροφών .

Ολόκληρη η γεωμετρία της ψύκτρας συμπεριελήφθη στο υπολογιστικό χωρίο λόγω έλλειψης συμμετρίας. Το υπολογιστικό χωρίο αποτελείται από δύο υπο-χωρία στερεού και ένα ρευστό που αντιστοιχούν στο υπόστρωμα, τη σωλήνωση και το ρευστό ψύξης, αντίστοιχα. Συνθήκες εξαναγκασμένης συναγωγής επικρατούν εντός της οφιοειδούς σωλήνωσης, καθώς ο αριθμός Αρχιμήδης για τις επικρατούσες συνθήκες ροής και θέρμανσης είναι της τάξης του 10^{-2} . Το σύνολο των διεπουσών εξισώσεων (3.7)-(3.9), καθώς η ροή βρίσκεται εντός της τυρβώδους περιοχής, μαζί με τις αντίστοιχες οριακές συνθήκες, επιλύθηκαν στο υπολογιστικό χωρίο. Ένα κριτήριο σύγκλισης της τάξης του 10^{-6} ορίστηκε για τη μέση τετραγωνική ρίζα (RMS) των υπολοίπων μάζας, ορμής και ενέργειας, καθώς και τυρβώδους κινητικής ενέργειας και τυρβώδους συχνότητας. Λόγω της ειδικής διάταξης της οφιοειδούς σωλήνωσης και του πρόσθετου στερεού χωρίου, οι οριακές συνθήκες που επιβάλλονται συνοψίζονται στον Πίνακα 3.4.

3.4.2.2 Πεδίο ροής

Η ροή μέσα στη σωλήνωση και των δύο διαμορφώσεων χαρακτηρίζεται από τον ίδιο αριθμό Reynolds ίσο με 5124, που αντιστοιχεί σε ογκομετρική παροχή ίση με 30 mL/s. Ωστόσο, ο αριθμός Dean, ο οποίος αντιπροσωπεύει την επίδραση της φυγόκεντρης δύναμης, διαφέρει λόγω της διαφορετικής τιμής του λόγου d της ακτίνας του σωλήνα προς την ακτίνα καμπυλότητας, αποκτώντας τις τιμές 2763 και 3867 για τις διατάξεις 2P και 4P, αντίστοιχα. Τα Σχ. 3.54c-d απεικονίζουν μέσω

των γραμμών ροής μερικά τρισδιάστατα χαρακτηριστικά του πεδίου ροής που αναπτύσσεται στο εσωτερικό των στροφών των διατάξεων 2P (Σχ. 3.54c) και 4P (Σχ. 3.54d). Θα πρέπει να σημειωθεί ότι οι γραμμές ροής έχουν σχεδιαστεί μόνο για το επάνω μισό της διατομής του σωλήνα, καθώς το πεδίο ροής είναι συμμετρικό ως προς το οριζόντιο επίπεδο. Είναι προφανές ότι δευτερεύουσα ροή αναπτύσσεται στις δύο διαμορφώσεις, καθώς οι γραμμές ροής παρουσιάζουν μία περιδινούμενη τροχιά και στα δύο σχήματα. Δύο δέσμες γραμμών ροής έχουν σημειωθεί με διαφορετικά χρώματα, προκειμένου να επισημάνουν τις δύο διακριτές στροβιλώδεις δομές που εμφανίζονται στην περιοχή της καμπής. Μαύρες γραμμές αναπαράγουν έναν εκτεταμένο στρόβιλο που καταλαμβάνει τη μισή διατομή του σωλήνα, ενώ κόκκινες γραμμές αναπαράγουν μια περισσότερο εντοπισμένη δομή στην περιοχή του εσωτερικού τοιχώματος. Όσον αφορά τη διαμόρφωση 4P (Σχ. 3.54d), μια οριζόντια φυσαλίδα ανακυκλοφορίας λόγω αξονικής αποκόλλησης της ροής είναι επίσης ορατή.

Το Σχ. 3.56 απεικονίζει σαφώς, μέσω ισο-υψών της προβολής της στροβιλότητας σε επίπεδα εγκάρσια προς την κυρίως ροή στο καμπύλο τμήμα ($0^\circ < \varphi < 180^\circ$), την αλληλουχία της δημιουργίας του στροβιλωδών δομών που εμφανίζονται σε αυτό, καθώς και στο κατάντι ευθύγραμμο τμήμα του σωλήνα. Για $\varphi = 60^\circ$, ένα ζευγάρι Dean δίνες που έχουν τα κέντρα τους μετατοπισμένα προς το εσωτερικό τοίχωμα είναι ήδη εμφανείς στις δύο διατάξεις (Σχ. 3.56a και 3.56b). Επιπροσθέτως, ένα δεύτερο ζεύγος δινών μπορεί να φανεί καθαρά για $\varphi = 90^\circ$ για τη διαμόρφωση 2P (Σχ. 3.56a), το οποίο είναι λιγότερο ανεπτυγμένο για τη διαμόρφωση 4P, εντούτοις, όσον αφορά τη συγκεκριμένη διαμόρφωση, φαίνονται καθαρά για $\varphi = 120^\circ$ (Σχ. 3.56b). Φαίνεται ότι η ανάπτυξη της δευτερογενούς ροής επηρεάζεται από τον αριθμό Dean και οι πρόσθετες δίνες αναδύονται περαιτέρω κατάντι κατά μήκος του τόξου κάμψης της στροφής καθώς αυξάνεται ο αριθμός Dean. Το δεύτερο ζευγάρι δινών είναι αρχικά περισσότερο εντοπισμένο στην περιοχή των δινών Dean, αλλά καθώς η ροή κινείται περαιτέρω κατάντι στη στροφή (π.χ. βλέπε τις ισο-υψείς για $\varphi = 150^\circ$), οι δίνες γίνονται κεκλιμένες και επιμήκειες (σχήματος νεφρού) με το ανώτερο μέρος τους να κινείται προς το τοίχωμα του σωλήνα. Αυτές οι "μεσαία" δίνες αλληλεπιδρούν με τις δίνες Dean και στρεβλώνουν σημαντικά την τοπολογία τους στις δύο διαμορφώσεις. Η εμφάνιση των «μεσαίων» δινών στην περιοχή των δινών Dean και η μετέπειτα μετατόπισή τους προς το κέντρο του σωλήνα που παρατηρήθηκε στην παρούσα ανάλυση είναι σε συμφωνία με τα ευρήματα του Rowe [3.131], ο οποίος αναφέρει ότι το επιπλέον ζευγάρι δινών πηγάζει στα όρια των δινών Dean και στη συνέχεια ωθείται προς το εξωτερικό τοίχωμα από την δευτερογενή ροή. Μια άλλη περιοχή υψηλής στροβιλότητας μπορεί να ανιχνευθεί κοντά στο εσωτερικό τοίχωμα του σωλήνα και στις δύο διαμορφώσεις, λόγω της αποκόλλησης της δευτερογενούς ροής. Αυτό το «εσωτερικό» ζεύγος δινών σταδιακά αυξάνει σε μέγεθος και συνοχή καθώς αυξάνεται η γωνία φ .

Το σύστημα δινών παραμένει στο κατάντι ευθύγραμμο τμήμα, εμφανίζοντας συνεχώς μειούμενη ένταση με το πρόσθετο ζεύγος των δινών να αποσυντίθεται εντελώς σε μια απόσταση οκτώ υδραυλικών διαμέτρων μετά την καμπή ($Z^* = 52.53$). Το Σχ. 3.56c απεικονίζει την κατανομή της μέσης αδιάστατης στροβιλότητας κατά την κατεύθυνση της ροής στο καμπύλο τμήμα. Είναι εμφανές ότι οι υψηλότερες τιμές λαμβάνονται για τη διαμόρφωση 4P λόγω του υψηλότερου αριθμού Dean. Σχετικά με τη διαμόρφωση 2P, η μέγιστη τιμή στροβιλότητας λαμβάνεται για $\varphi = 90^\circ$ και η κατανομή είναι περίπου συμμετρική περί το κέντρο καμπυλότητας. Αντιθέτως, η κατανομή είναι έντονα ασύμμετρη στη διάταξη 4P με μέγιστη τιμή για $\varphi = 135^\circ$.

3.4.2.3 Πεδίο θερμοκρασίας και μεταφοράς θερμότητας

Η επίδραση της τοπολογίας της δευτερογενούς ροής είναι σημαντική στην ανάπτυξη του πεδίου θερμοκρασίας μετά την καμπή, καθώς έντονη θερμική ανάμιξη λαμβάνει χώρα σε αμφότερες τις διατάξεις (**Σχ. 3.62b-c**). Κρύο ρευστό εκτρέπεται προς το εξωτερικό τοίχωμα του σωλήνα και προκαλεί τη διακοπή της ανάπτυξης του οριακού στρώματος στην περιοχή αυτή. Αντιθέτως, οι μέγιστες τιμές της θερμοκρασίας ρευστού ανιχνεύονται στο εσωτερικό τοίχωμα του σωλήνα και ιδιαίτερα στην περιοχή του οριζόντιου επιπέδου συμμετρίας, όπου το θερμικό οριακό στρώμα είναι επίσης τοπικά μεγαλύτερου πάχους. Αυτό οφείλεται στην δευτερεύουσα ροή, η οποία, μετά την πρόσπτωσή της επί του εξωτερικού τοιχώματος, εκτρέπεται συμμετρικά προς το κατώτερο και το ανώτερο τμήμα της περιφέρειας του σωλήνα, όπου αντλεί ρευστό από την περιοχή του οριακού στρώματος και την καθοδηγεί προς το επίπεδο συμμετρίας του εσωτερικού τοιχώματος. Η επίδραση της δευτερογενούς ροής εξασθενεί βαθμιαία στο ευθύγραμμο τμήμα και αναπτύσσεται και πάλι παράλληλη ροή. Όπως μπορεί να φανεί από τις ισο-υψείς για $Z^*=28.53$, το πλήρως ανεπτυγμένο προφίλ θερμοκρασίας είναι ελαφρώς παραμορφωμένο με φορά προς το εξωτερικό τοίχωμα. Θα πρέπει να σημειωθεί ότι το **Σχ. 3.62c** αναφέρεται στο δεύτερο πέρασμα της διάταξης 4P. Η κατανομή της θερμοκρασίας στις αντίστοιχες περιοχές των άλλων κατόντι περασμάτων είναι ποιοτικά όμοια. Ωστόσο, οι απόλυτες τιμές της θερμοκρασίας είναι υψηλότερες, καθώς το ρευστό θερμαίνεται συνεχώς σε όλη την περιοχή του υποστρώματος (**Σχ. 3.62d**).

Είναι επίσης σημαντικό να απεικονιστεί η κατανομή θερμοκρασίας στο στερεό υπόστρωμα, καθώς αυτή είναι ενδεικτική της θερμικής απόδοσης της ψυκτικής συσκευής. Όπως φαίνεται στο **Σχ. 3.63a**, το πεδίο θερμοκρασίας είναι πλήρως τρισδιάστατο και στις δύο διατάξεις λόγω της επίδρασης της αξονικής αγωγής, η δράση της οποίας διευκολύνεται εξαιτίας της υψηλής θερμικής αγωγιμότητας του υλικού υποστρώματος. Είναι καθαρά εμφανές ότι η περιοχή του υποστρώματος όπου εμφανίζονται οι μέγιστες θερμοκρασίες μετατοπίζεται σε αμφότερες τις διατάξεις προς το τμήμα της ψύκτρας κοντά στην έξοδο της σωλήνωσης, με τη μέγιστη θερμοκρασία να βρίσκεται στο αριστερό κατακόρυφο τοίχωμα περίπου δέκα υδραυλικές διαμέτρους ανάντι της εξόδου. Η μέγιστη θερμοκρασία τοιχώματος είναι υψηλότερη για τη διαμόρφωση 2P (**Σχ. 3.63a**) λόγω της μικρότερη επιφάνειας διαθέσιμης για μεταφορά θερμότητας μεταξύ του υποστρώματος και της σωλήνωσης. Εκτός αυτού, είναι προφανές ότι η εγκάρσια κατανομή θερμοκρασίας του υποστρώματος επηρεάζεται κυρίως από την θερμοκρασία του υγρού στο εσωτερικό της σωλήνωσης. Έτσι, η περιοχή της ψύκτρας κοντά στο πέρασμα εισόδου λαμβάνει χαμηλότερες θερμοκρασίες.

Η ποσοτικοποίηση του ρυθμού μεταφοράς θερμότητας περιορίζεται στα ευθύγραμμα τμήματα του οφιοειδή σωλήνα, καθώς τα καμπύλα τμήματα βρίσκονται εκτός της ενεργής περιοχής του υποστρώματος. Το **Σχ. 3.65** παρουσιάζει την τοπική κατανομή του αριθμού Nusselt στις υπό εξέταση ψυκτικές διατάξεις. Στο μεγαλύτερο μέρος των ευθύγραμμων τμημάτων και των δύο διαμορφώσεων, ο αριθμός Nusselt παρουσιάζει σταθερές, πλήρως ανεπτυγμένες τιμές. Η πλήρως ανεπτυγμένη τιμή είναι ελαφρώς διαφορετική σε κάθε πέρασμα, μια συμπεριφορά που πρέπει να αποδοθεί στη μη ομοιόμορφη θέρμανση, καθώς η κατανομή θερμοκρασίας στο υπόστρωμα είναι πλήρως τρισδιάστατη. Επιπλέον, οι παραλλαγές που φέρουν πλήρως ενσωματωμένους σωλήνες στο υπόστρωμα επιτυγχάνουν υψηλότερες τιμές του αριθμού Nusselt, έως και 5% αναφορικά με τη διαμόρφωση 4P. Η θερμοκρασιακή ανομοιομορφία είναι υψηλότερη στο υπόστρωμα των διατάξεων με πλήρως

ενσωματωμένους σωλήνες και οι μη ομοιόμορφες συνθήκες θέρμανσης έχει αναφερθεί ότι συμβάλλουν στην ενίσχυση της μεταφοράς θερμότητας [3.8].

Μια πιο προσεκτική ματιά στα **Σχ. 3.65a-c** αποκαλύπτει ότι η τοπική κατανομή του αριθμού Nusselt παρουσιάζει μια «υποβάθμιση» (undershoot) στο τμήμα του σωλήνα κατάντι του σημείου, όπου οι διαμήκεις δίνες έχουν αποσυντεθεί τελείως. Η εν λόγω περιοχή εκτείνεται περίπου στην περιοχή $Z^*=40-50$ στη διαμόρφωση 2P και $Z^*=35-45$ στη διαμόρφωση 4P, αντίστοιχα. Μια παρόμοια υποβάθμιση έχει επίσης παρατηρηθεί από τους Ohadi και Sparrow [3.118], οι οποίοι την απέδωσαν στην εκ νέου μετάβαση της ροής σε καθεστώς στρωτής ροής. Τα ευρήματα της παρούσας ανάλυσης υποστηρίζουν την υπόθεσή τους, όπως μπορεί να διαπιστωθεί συγκρίνοντας τα **Σχ. 3.58** και **3.65**. Είναι προφανές ότι οι τιμές της τυρβώδους κινητικής ενέργειας μειώνονται σημαντικά στην περιοχή της υποβάθμισης του αριθμού Nusselt.

3.5 Συγκριτική αξιολόγηση ψυκτικών διατάξεων

Μια σειρά από κριτήρια επιλέχθηκαν, προκειμένου να προσδιοριστούν τα χαρακτηριστικά απόδοσης των ψυκτικών διατάξεων. Ένα κατάλληλο μέγεθος για την ποσοτικοποίηση της θερμικής απόδοσης μιας συσκευής ψύξης είναι η θερμική αντίσταση [3.152]. Η συνολική θερμική αντίσταση προσδιορίζεται με τη χρήση ενός ισοδύναμου κυκλώματος αντιστάσεων (**Σχ. 3.66a**) [3.152]:

$$R_{th} = R_{cond} + R_{cal} + R_{conv} \quad (3.10)$$

Οι τρεις όροι στο δεξί μέλος της **Εξ. (3.10)** αντιστοιχούν στις αντιστάσεις λόγω αγωγής, συναγωγής και θέρμανσης του ρευστού:

$$R_{cond} = \frac{t_s}{k_s A} \quad (3.11)$$

$$R_{cal} = \frac{1}{\rho \dot{V}_{tot} c_p} \quad (3.12)$$

$$R_{conv} = \frac{1}{\overline{h_{ove}} A_{HTR}} \quad (3.13)$$

όπου $\overline{h_{ove}}$ είναι ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας και A_{HTR} είναι η συνολική επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας. Στην περίπτωση των ψυκτρών με πτερύγια, στα πτερύγια αποδίδεται ένας βαθμός θερμικής απόδοσης και συνεπώς η **Εξ. (3.13)** γίνεται:

$$R_{conv} = \frac{1}{\overline{h_{ove}} [N(2\eta_{fin} H_{ch} + W_{ch})L]} \quad (3.14)$$

όπου N είναι ο αριθμός των καναλιών και η απόδοση πτερυγίου η_{fin} ορίζεται ως εξής:

$$\eta_{fin} = \frac{\tanh(mH_{ch})}{mH_{ch}} \quad \text{and} \quad m = \sqrt{\frac{2h}{k_s W_w}} \quad (3.15)$$

Η συνολική θερμική αντίσταση της ψύκτρας VW μπορεί να καθοριστεί από την Εξ. (3.10), αν θεωρηθεί μια μέση αντίσταση λόγω συναγωγής ως εξής:

$$\frac{1}{R_{conv,tot}} = \sum_{i=1}^{N_s} \frac{1}{R_{conv,i}} = \sum_{i=1}^{N_s} \frac{1}{h_i A_{HTR,i}} \quad (3.16)$$

όπου N_s είναι ο αριθμός των τμημάτων της ψύκτρας. Κάθε τμήμα της ψύκτρας VW χαρακτηρίζεται από ένα διαφορετικό αριθμό N_i μικρο-καναλιών με πλάτος $W_{ch, i}$ και ως εκ τούτου, σύμφωνα με την Εξ. (3.14), μια ξεχωριστή αντίσταση συναγωγής θα πρέπει να ανατεθεί σε κάθε ένα από αυτά. Η Εξ. (3.16) λαμβάνεται αν θεωρηθεί το ισοδύναμο δίκτυο θερμικών αντιστάσεων (Σχ. 3.66b), όπου οι θερμικές αντιστάσεις των τμημάτων ίσου μήκους αλλά διαφορετικών υδραυλικών διαμέτρων θα πρέπει να συνδεθούν παράλληλα, καθώς η συνολική θερμοροή στο κάτω τοίχωμα του μικρο-καναλιού διακλαδίζεται και στα τρία τμήματα.

Θα πρέπει να σημειωθεί ότι στην περίπτωση ευθύγραμμων καναλιών η Εξ. (3.10) συμπίπτει με την ακόλουθη έκφραση [3.152]:

$$R_{th} = \frac{T_{w,max} - T_{f,i}}{Q} \quad (3.17)$$

όπου $T_{w,max}$ και Q είναι η μέγιστη θερμοκρασία τοιχώματος και η θερμική ισχύς στη θερμαινόμενη επιφάνεια, αντίστοιχα.

Η θερμοκρασιακή ανομοιομορφία στο κάτω τοίχωμα της ψύκτρας, η οποία επηρεάζει την απόδοση των ηλιακών κυψελών, μπορεί να υπολογιστεί μέσω της τυπικής απόκλισης της θερμοκρασίας. Η υδροδυναμική απόδοση αναπαριστάται επαρκώς μέσω της απαιτούμενης ισχύος άντλησης $P_{pump} = \dot{V} \cdot \Delta p$, η οποία, για σταθερή ογκομετρική παροχή, προσδιορίζεται από τις τιμές της πτώσης της πίεσης. Εκτός αυτού, ο λόγος μεταφοράς θερμότητας προς πτώση πίεσης έχει προταθεί ως ενδεικτικός της συνολικής απόδοσης μιας συσκευής εναλλαγής θερμότητας [3.153, 3.154]. Στην παρούσα ανάλυση, ο δείκτης συνολικής απόδοσης (Performance Index - PI) υπολογίζεται σε αδιάστατη μορφή ως εξής:

$$PI = \frac{\overline{Nu}_{ove}}{f} \quad (3.18)$$

όπου \overline{Nu}_{ove} είναι ο συνολικός μέσος αριθμός Nusselt και f ο συντελεστής τριβής που υπολογίζεται μέσω της σχέσης $f = \Delta p D_i / (2\rho L \bar{w}^2)$.

Από την άποψη του δεύτερου νόμου της θερμοδυναμικής, οι συσκευές ψύξης μπορούν να αξιολογηθούν μέσω του ρυθμού παραγωγής εντροπίας, το οποίο είναι ισοδύναμο με το ρυθμό καταστροφής διαθέσιμου έργου. Ο ρυθμός παραγωγής εντροπίας ανά μονάδα μήκους ενός αγωγού με

εγκάρσια διατομή τυχαίας γεωμετρίας μπορεί να υπολογιστεί χρησιμοποιώντας μέσες ποσότητες σχετικά με τη μεταφορά θερμότητας και τις απώλειες τριβής του ρευστού [3.155]:

$$\dot{S}'_{gen} = \frac{q'^2}{4\overline{T}_f^2 \dot{m} c_p} \frac{D_h}{St} + \frac{2\dot{m}^3}{\rho^2 \overline{T}_f} \frac{f}{D_h A_{cs}^2} \quad (3.19)$$

όπου q' είναι η θερμική ισχύς ανά μονάδα μήκους του αγωγού και $\overline{St} = \frac{Nu}{Re Pr}$ είναι ο μέσος συνολικός αριθμός Stanton. Οι δύο όροι στη δεξιά πλευρά της Εξ. (3.19) αντιστοιχούν στη συμβολή της μεταφοράς θερμότητας και των απωλειών τριβής, αντίστοιχα, στο ρυθμό παραγωγής εντροπίας. Η διακριτή συμβολή του κάθε όρου στο συνολικό ρυθμό παραγωγής εντροπίας μπορεί να οριστεί μέσω του αριθμού Bejan $Be = \frac{\dot{S}'_{gen, \Delta T}}{\dot{S}'_{gen}}$.

Τα συγκριτικά αποτελέσματα των ψυκτικών διατάξεων που εξετάζονται σε σχέση με τα προαναφερθέντα κριτήρια συνοψίζονται στον Πίνακα 3.6. Από τα κριτήρια αξιολόγησης που παρουσιάζονται στον Πίνακα 3.6, η θερμική αντίσταση R_{th} αναμένεται να έχει την ισχυρότερη επίδραση στη συνολική απόδοση του συστήματος CPVT, καθώς επηρεάζει τόσο τις θερμικές απώλειες όσο και την ηλεκτρική απόδοση του φωτοβολταϊκού πάνελ. Η χαμηλότερη τιμή θερμικής αντίστασης επιτυγχάνεται από τη διάταξη με μικρο-κανάλια κυρίως λόγω του αριθμού των διαθέσιμων επιφανειών μεταφοράς θερμότητας. Είναι ενδιαφέρον να παρατηρήσει κανείς ότι η διάταξη VW, παρά τον πολύ μικρότερο αριθμό καναλιών που χρησιμοποιούνται, επιτυγχάνει τιμή τιμή της θερμικής αντίστασης κατά 25% υψηλότερη σε σχέση με την ψύκτρα με μικρο-κανάλια, όταν θεωρούνται συνθήκες μεικτής συναγωγής. Οι άλλες συσκευές είναι λιγότερο αποτελεσματικές από την άποψη της μεταφοράς θερμότητας, με τη χειρότερη επίδοση να επιτυγχάνεται από τη διάταξη FW, λόγω του ανεπαρκούς αριθμού επιφανειών μεταφοράς θερμότητας και τη χαμηλή ταχύτητα ροής.

Η επίδραση της πτώσης πίεσης, και κατά συνέπεια, η παρασιτική ισχύς άντλησης που απαιτείται, ενδέχεται να είναι σημαντική στην απόδοση του συστήματος CPVT, εάν το μήκος του συστήματος είναι σημαντικό, όπως συμβαίνει συνήθως αναφορικά με τα συστήματα γραμμικής εστίασης. Σε όρους υδροδυναμικής απόδοσης, τα οι ψύκτρες με μίνι-κανάλια (FW και VW) προκαλούν σχεδόν αμελητέα πτώση πίεσης στο ρευστό λόγω της σχετικά μεγάλης υδραυλικής διαμέτρου τους και της σχετικά χαμηλής ταχύτητας ροής. Η πτώση πίεσης που προκαλείται από τις διατάξεις με οφιοειδή σωλήνωση (2P και 4P) είναι σημαντικά μεγαλύτερη, καθώς όλη η παροχή εισέρχεται σε έναν αγωγό, σε αντίθεση με τη ροή που διακλαδίζεται στις διαμορφώσεις με κανάλια και, επιπλέον, το μήκος του χρησιμοποιούμενου οφιοειδή σωλήνα είναι διπλάσιο και τετραπλάσιο του μήκους καναλιού των διατάξεων FW και VW. Εκτός αυτού, η ανάπτυξη ανακυκλοφορίας στις στροφές του σωλήνα προκαλεί επίσης περαιτέρω απώλειες πίεσης. Ωστόσο, η υψηλότερη πτώση πίεσης προκαλείται στη διάταξη μικρο-καναλιών, λόγω των αυξημένων απωλειών τριβής που προκαλούνται από τη μικρή υδραυλική διάμετρο και την υψηλή ταχύτητα ροής.

Αναφορικά με την εξεργειακή απόδοση, η διάταξη 4P επιτυγχάνει χαμηλότερες τιμές του ρυθμού παραγωγής εντροπίας σε σύγκριση με τις διατάξεις με μίνι-κανάλια, κυρίως λόγω της κατανομής του ίδιου ρυθμού θερμικής ισχύος σε μεγαλύτερο μήκος του αγωγού, 2.0 m αντί 0.5 m για τις διατάξεις με περύγια (βλέπε Εξ. (3.19)). Εκτός αυτού, οι τιμές του αριθμού Bejan καθιστούν εμφανές το γεγονός ότι οι τιμές του συνολικού ρυθμού παραγωγής εντροπίας καθορίζονται κυρίως από τον πρώτο όρο στη δεξιά πλευρά της Εξ. (3.19), δηλαδή αυτόν που αντιστοιχεί στη μεταφορά θερμότητας.

Το γενικό συμπέρασμα που μπορεί να εξαχθεί είναι ότι δεν υπάρχει καμία συσκευή που υπερτερεί σαφώς των άλλων αναφορικά με όλα τα υπό εξέταση κριτήρια. Ως εκ τούτου, η βαρύτητα του κάθε κριτηρίου θα πρέπει να εκτιμάται, προκειμένου να οριστούν οι πιο ελκυστικές διατάξεις. Αναφορικά με το ολοκληρωμένο σύστημα CPVT, η απόδοση των κυψελών, οι θερμικές απώλειες και η παρασιτική ισχύς έχουν ζωτικό αντίκτυπο στη συνολική απόδοση. Η ψύκτρα με μικρο-κανάλια (FW_{μ}) επιτυγχάνει σαφώς την καλύτερη επίδοση σε όρους θερμικής αντίστασης, ωστόσο, προκαλώντας σημαντική ποινή πτώση πίεσης. Από την άλλη πλευρά, η διάταξη VW, ειδικά υπό συνθήκες μεικτής συναγωγής, εμφανίζεται ως η πλέον αποδοτική συμβιβαστική εναλλακτική, καθώς εμφανίζει χαμηλές τιμές τόσο της θερμικής αντίστασης και της πτώσης πίεσης. Εκτός αυτού, η θερμοκρασιακή ανομοιομορφία που χαρακτηρίζει όλες τις διατάξεις, είναι εξαιρετικά χαμηλή και δεν αναμένεται να επηρεάσει την απόδοση των κυψελών. Εν κατακλείδι, αποφασίστηκε να κατασκευαστούν δύο σχέδια ψυκτικών διατάξεων, που φέρουν μικρο-κανάλια (FW) και κανάλια κλιμακωτά μεταβαλλόμενου πλάτους (VW), αντίστοιχα.

Κεφάλαιο 4 Σχεδιασμός, βελτιστοποίηση και αξιολόγηση ψυκτρών

4.1 Θεωρητικό μοντέλο ψύκτρας

Η θερμική και υδροδυναμική συμπεριφορά των FW (Fixed Width) και VW (Variable Width) σχεδίων ψυκτικών διατάξεων που επιλέχθηκαν για βελτιστοποίηση, σύμφωνα με τα συμπεράσματα του Κεφαλαίου 3, είναι δυνατόν να προβλεφθούν με τη βοήθεια ενός μονοδιάστατου μοντέλου θερμικής αντίστασης και συσχετίσεων για την πτώση πίεσης. Όπως διευκρινίστηκε στην παράγραφο 3.5, η συνολική θερμική αντίσταση μίας ψύκτρας δίνεται στη γενική της μορφή από την Εξ. (3.10). Ο όρος που αντιστοιχεί στη θερμική αντίσταση λόγω συναγωγής υπολογίζεται από τις Εξ. (3.14) και (3.16) για τις διατάξεις FW και VW, αντίστοιχα. Επιπλέον, απαιτούνται κατάλληλες τιμές του αριθμού Nusselt για τον προσδιορισμό του συνολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας και συνεπώς της θερμικής αντίστασης συναγωγής σε κάθε περίπτωση. Συσχετίσεις για τον υπολογισμό της αριθμητικής τιμής του αριθμού Nusselt για συνθήκες πλήρως ανεπτυγμένης ροής και για την καθορισμένη οριακή συνθήκη (συνθήκη H1) είναι διαθέσιμες σε εγχειρίδια μεταφοράς θερμότητας [4.22, 4.23].

4.2 Διαδικασία βελτιστοποίησης

4.2.1 Καθορισμός των αντικειμενικών συναρτήσεων

Η θερμική και υδραυλική συμπεριφορά της ψυκτικής διάταξης μπορεί να περιγραφεί πλήρως από το άθροισμα των θερμικών αντιστάσεων λόγω συναγωγής και θέρμανσης του ρευστού (caloric resistance), Εξ. (3.12)-(3.13), καθώς και από την απαιτούμενη ισχύ άντλησης. Αυτές οι δύο αυτές ποσότητες επιλέχθηκαν ως αντικειμενικές συναρτήσεις για τη διαδικασία βελτιστοποίησης. Οι δύο αντικειμενικές συναρτήσεις δε συσχετίστηκαν με κανένα τρόπο, καθώς αυτό θα απαιτούσε την ανεπιθύμητη χρήση συντελεστών στάθμισης [4.10], και ως εκ τούτου το πρόβλημα βελτιστοποίησης αντιμετωπίζεται ως πολύ-κριτηριακό.

4.2.2 Συναρτήσεις υποκατάστασης

Η μέθοδος των επιφανειών απόκρισης (response surfaces) επιλέχθηκε ως κατάλληλη για τη μοντελοποίηση των αντικειμενικών συναρτήσεων στην προκειμένη περίπτωση, καθώς επιβεβαιώθηκε ότι είναι δυνατόν να επιτευχθεί άριστη προσέγγιση της απόκρισης του μονοδιάστατου μοντέλου όσον αφορά τη θερμική αντίσταση. Ένα πολυώνυμο τρίτης τάξης επιλέχθηκε για την προσέγγιση της απόκρισης θερμικής αντίστασης για τη διαμόρφωση FW:

$$\begin{aligned}
 R_{th}(W_{ch}, W_w) = & p_{00} + p_{10}W_{ch} + p_{01}W_w + p_{20}W_{ch}^2 \\
 & + p_{11}W_{ch}W_w + p_{02}W_w^2 + p_{30}W_{ch}^3 \\
 & + p_{21}W_{ch}^2W_w + p_{12}W_{ch}W_w^2 + p_{03}W_w^3
 \end{aligned} \tag{4.1}$$

Ομοίως, για την προσέγγιση της απόκρισης της ισχύος άντλησης χρησιμοποιήθηκε η παρακάτω σχέση:

$$P_{pump}(W_{ch}, W_w) = b_1 \cdot W_{ch}^{b_2} \cdot W_w^{b_3} \tag{4.2}$$

Αναφορικά με τη διάταξη VW, χρησιμοποιήθηκαν συναρτήσεις υποκατάστασης μιας μεταβλητής, καθώς ο λόγος του πάχους του περυγίου προς το αρχικό πλάτος του καναλιού διατηρείται σταθερός και ίσος με 0.2.

4.2.3 Πολύ-κριτηριακή βελτιστοποίηση με τη χρήση γενετικού αλγορίθμου

Η βελτιστοποίηση της γεωμετρίας της ψύκτρας αποτελεί ένα πρόβλημα πολύ-κριτηριακής βελτιστοποίησης, το οποίο μπορεί να διατυπωθεί μαθηματικά ως εξής:

$$\begin{aligned}
 \min \vec{f}(\vec{x}) = & [f_1(\vec{x}), f_2(\vec{x}), \dots, f_i(\vec{x})] \\
 \vec{g}(\vec{x}) \leq & 0, \quad \vec{h}(\vec{x}) = 0
 \end{aligned} \tag{4.3}$$

όπου \vec{x} είναι το διάνυσμα που περιέχει τις μεταβλητές σχεδιασμού και $\vec{f}(\vec{x}), \vec{g}(\vec{x}), \vec{h}(\vec{x})$ είναι οι διασυσματικές συναρτήσεις που περιέχουν τις αντικειμενικές συναρτήσεις, καθώς και τις συναρτήσεις περιορισμών ισότητας και ανισότητας, αντίστοιχα. Η διαδικασία πολυ-κριτηριακής βελτιστοποίησης συγκλίνει σε ένα σύνολο μη κυριαρχούμενων λύσεων, που αναφέρεται ως μέτωπο Pareto [4.28].

Για να εντοπιστεί το μέτωπο Pareto, χρησιμοποιείται μια παραλλαγή του *Γενετικού Αλγορίθμου Μη Κυριαρχούμενης Ταξινόμησης* (Non-dominated Sorting Genetic Algorithm, NSGA-II) [4.28]. Ένας προκαθορισμένος πληθυσμός [4.29] διανυσμάτων \vec{x}_i , τα οποία αναφέρονται ως *άτομα* τροποποιείται επανειλημμένα για μια σειρά από διαδοχικές επαναλήψεις ή *γενιές*.

4.3 Βέλτιστες λύσεις

Τα μέτωπα Pareto μη κυριαρχούμενων λύσεων για τις δύο ψυκτικές διατάξεις απεικονίζεται στο **Σχ. 4.2**. Είναι ενδιαφέρον να παρατηρήσει κανείς ότι το μέτωπο Pareto έχει το χαρακτηριστικό κυρτό σχήμα που αναμένεται για ένα πρόβλημα διπλής ελαχιστοποίησης [4.32]. Η συντριπτική πλειοψηφία των βέλτιστων λύσεων για την ψύκτρα FW (**Σχ. 4.2a**) είναι μετατοπισμένες σε διαμορφώσεις με κανάλια μικρής υδραυλικής διαμέτρου και λεπτά τοιχώματα με αποτέλεσμα μια ψύκτρα με χαμηλή θερμική αντίσταση και υψηλή πτώση πίεσης. Ένα παρόμοιο μοτίβο, όσον αφορά το πλάτος του καναλιού, ακολουθείται επίσης από τις βέλτιστες λύσεις της VW ψύκτρας (**Σχ. 4.2b**).

Για να καταστεί δυνατή μια πιο άμεση εκτίμηση των παραγόμενων βέλτιστων λύσεων, τα σημεία του μετώπου Pareto που προέρχονται από άτομα που θα πρέπει να θεωρούνται «ίδια» από πρακτική

άποψη (π.χ. λόγω της ακρίβειας της διαδικασίας παραγωγής) μπορούν να είναι διαχωριστούν σε ομάδες και να εκπροσωπούνται από μία και μόνο αξία. Για το λόγο αυτό, χρησιμοποιήθηκε μια μέθοδος που αναφέρεται ως *k-means clustering* [4.33] και βρέθηκε ένα αντιπροσωπευτικό σημείο (κεντροειδές) για κάθε ομάδα παρεμφερών λύσεων.

Ένα σημείο σχεδιασμού θα πρέπει να επιλεγεί τελικά για την κατασκευή της ψύκτρας. Για το λόγο αυτό, επιπλέον κριτήρια πρέπει να εξεταστούν προκειμένου να αξιολογηθούν περαιτέρω οι βέλτιστες λύσεις που περιλαμβάνονται στο μέτωπο Pareto. Στην παρούσα μελέτη, το βέλτιστο σημείο σχεδιασμού για κάθε συσκευή επιλέχθηκε λαμβάνοντας υπ' όψιν την ελαχιστοποίηση του ρυθμού παραγωγής εντροπίας, ο οποίος υπολογίζεται χρησιμοποιώντας μια σχέση που προτείνουν οι Khan et al. [4.35], στην οποία η περιλαμβάνονται η συνεισφορά τόσο της θερμικής αντίστασης, όσο και της πτώσης πίεσης λόγω τριβών του ρευστού :

$$\dot{S}_{gen} = \frac{Q^2 R_{th}}{T_{f,i} T_{w,max}} + \frac{\dot{m} \Delta p}{\rho \Gamma_{f,i}} \quad (4.4)$$

Το Σχ. 4.4 απεικονίζει την παραγωγή του ρυθμού δημιουργίας εντροπίας που συνδέεται με κάθε χαρακτηριστικό κεντροειδές του μετώπου Pareto. Η παρουσία ελάχιστων σημείων είναι εμφανής σε αμφότερες τις γραφικές παραστάσεις που αντιστοιχούν στις FW (Σχ. 4.4a) και VW (Σχ. 4.4b) διαμορφώσεις αντίστοιχα. Ο Πίνακας 4.4 συνοψίζει τις βέλτιστες γεωμετρικές παραμέτρους των δύο ψυκτικών διατάξεων, όπως προσδιορίστηκαν από την διαδικασία βελτιστοποίησης. Οι τελικές γεωμετρικές παράμετροι των κατασκευασμένων ψυκτρών προσδιορίστηκαν από τους περιορισμούς που τέθηκαν κατά τη διαδικασία κατασκευής και παρουσιάζονται στην επόμενη παράγραφο.

4.4 Αξιολόγηση των ψυκτικών διατάξεων

4.4.1 Πειραματική αξιολόγηση

4.4.1.1 Υδραυλικό κύκλωμα και πειραματική διάταξη

Οι συσκευές ψύξης αξιολογήθηκαν σε ένα κλειστό υδραυλικό κύκλωμα (Σχ. 4.11a), όπου το εργαζόμενο ρευστό, το οποίο είναι το νερό στην παρούσα περίπτωση, κυκλοφόρουσε με τη χρήση μίας γραναζωτής αντλίας κατασκευασμένης από τη Speck GmbH. Η παροχή του νερού μετρήθηκε με ένα ροόμετρο δακτυλίου εμβόλου (ring piston) κατασκευής Aqua Metro AG και υπήρχε δυνατότητα ρύθμισής της μέσω μιας περιστροφικής βαλβίδας. Η θερμοκρασία του υγρού που εισέρχεται στη συσκευή υπό δοκιμή ρυθμίζεται σε ένα καθορισμένο σημείο, με τη χρήση μιας μονάδας προσαγωγής νερού που στέγαζει έναν αριθμό από αντιστάσεις και εναλλάκτες θερμότητας τύπου μανδύα. Η προκαλούμενη πτώση πίεσης από τις ψύκτρες μετρήθηκε χρησιμοποιώντας ένα διαφορικό μανόμετρο διαφράγματος κατασκευής Endress+Hauzer AG.

Η θερμική απόδοση της ψύκτρας αξιολογήθηκε υπό ομοιόμορφη θερμοροή, σε συνθήκες όπου οι θερμικές απώλειες θεωρούνται αμελητέες. Προκειμένου να επιβληθεί η ομοιόμορφη και χρονικά σταθερή θερμοροή στην κάτω επιφάνεια της ψύκτρας, κατασκευάστηκε μία συσκευή θέρμανσης η οποία φέρει αντιστάσεις υπό τη μορφή. Η ονομαστική τιμή και το ενεργό μήκος των αντιστάσεων ήταν ίσα προς 96 Ω και 500 mm, αντίστοιχα. Η διατομή της πειραματικής διάταξης απεικονίζεται στο

Σχ. 4.11b. Η θερμικής ισχύς ορίστηκε περίπου ίση με 850W, καθώς περίπου μια τέτοια τιμή θερμικής ισχύος αναμένεται να εισέρχεται στο σύστημα CPVT. Δύο θερμομέτρα Pt100 τεσσάρων συρμάτων χρησιμοποιήθηκαν για την μέτρηση της θερμοκρασίας του ρευστού στην είσοδο και την έξοδο της ψύκτρας. Με σκοπό να απεικονιστεί η κατανομή της θερμοκρασίας στο τοίχωμα του υποστρώματος της ψύκτρας, οπές διαμέτρου 0.9 χιλιοστών δημιουργήθηκαν στο υπόστρωμα και μια σειρά από θερμοστοιχεία τύπου T τοποθετήθηκαν κατά μήκος της ψύκτρας.

4.4.1.2 Αβεβαιότητα των πειραματικών δεδομένων

Οι αβεβαιότητες ως προς τις τιμές όλων των μετρούμενων μεγεθών δίνονται για επίπεδο εμπιστοσύνης ίσο με το 95% και συνοψίζονται στον **Πίνακα 4.5**. Διεξήχθη ανάλυση αβεβαιότητας που βασίζεται στην διάδοση των σφαλμάτων, ώστε να προσδιοριστεί η αβεβαιότητες των υπολογιζόμενων ποσοτήτων, οι οποίες συνοψίζονται στον **Πίνακα 4.6**. Είναι ενδιαφέρον να παρατηρηθούν οι σχετικά μεγάλες αβεβαιότητες που σχετίζονται με τις παραμέτρους της ψύκτρας FW, λόγω του γεγονότος ότι η ακρίβεια κατασκευής παραμένει σταθερή, αν και οι διαστάσεις του καναλιού μειώνονται σημαντικά και βρίσκονται στη μικρο-κλίμακα.

4.4.2 Αριθμητική ανάλυση

4.4.2.1 Κατάσρωση του υπολογιστικού μοντέλου

Τα αριθμητικά μοντέλα που αντιπροσωπεύουν τις πραγματικές ψυκτικές διατάξεις μειώθηκαν σε κατάλληλα «μοναδιαία χωρία» (unit cells) προκειμένου να μειωθεί ο υπολογιστικός χρόνος. Τα δύο μοντέλα εφαρμόστηκαν σε σύνθετα υπολογιστικά χωρία αποτελούμενα από υπο-χωρία ρευστού και στερεού. Το υπολογιστικό χωρίο για τη διαμόρφωση FW ήταν παρόμοιο με εκείνο που απεικονίζεται στο **Σχ. 3.3** και περικόπηκε στο $Z^* = 172$ κατά μήκος της κατεύθυνσης ροής, το οποίο είναι ένα μήκος που υπερβαίνει κατά πολύ το μήκος υδροδυναμικής και θερμικής ανάπτυξης. Το χωρίο που αναφέρεται στην ψύκτρα VW περιλαμβάνει κανάλια τριών διαφορετικών υδραυλικών διαμέτρων και έτσι η έκταση του κατά πλάτος ήταν τέτοια, ώστε να περιλαμβάνει μισό κανάλι του πρώτου τμήματος, ένα πλήρες κανάλι του δεύτερου και δύο πλήρη κανάλια του τρίτου τμήματος αντίστοιχα, όπως απεικονίζεται στο **Σχ. 4.12**. Ακριβώς όπως στις περιπτώσεις που παρουσιάζονται στο δεύτερο κεφάλαιο, η μεταφορά θερμότητας και πάλι αντιμετωπίζεται ως συζευγμένη με ταυτόχρονη αγωγή και συναγωγή θερμότητας στα χωρία στερεού και ρευστού, αντίστοιχα. Οι παραδοχές που αναφέρονται στην παράγραφο 3.2.1 υιοθετήθηκαν και επιλύθηκαν οι **Εξ. (3.1)** και **(3.3)-(3.5)**. Ένα κριτήριο σύγκλισης ίσο με 10^{-6} ορίστηκε για τη μέση τετραγωνική ρίζα (RMS) των υπολοίπων μάζας, ορμής και ενέργειας.

4.5 Αποτελέσματα

Θα πρέπει να τονιστεί ότι οι αδιάστατοι αριθμοί που χαρακτηρίζουν τη ροή ορίζονται χρησιμοποιώντας την υδραυλική διάμετρο του καναλιού και είναι επομένως διαφορετικοί για τις δύο διατάξεις, καθώς και για κάθε τμήμα της διάταξης VW, όπως φαίνεται στους **Πίνακες 4.7-4.8**. Οι ονομαστικές τιμές του αριθμού Reynolds που φαίνονται στη δεύτερη στήλη των πινάκων προκύπτουν

θεωρώντας τις θερμοφυσικές ιδιότητες του νερού στους 25°C και αναφέρονται στις δοκιμές πτώσης πίεσης. Παρόλα αυτά, προκειμένου να υπάρχει ομοιόμορφη παρουσίαση των αποτελεσμάτων, οι τιμές του Re από την τρίτη στήλη των πινάκων θα χρησιμοποιηθούν στις ακόλουθες παραγράφους.

4.5.1 Πεδίο ροής

Η επαγόμενη πτώση πίεσης αξιολογήθηκε σε συνθήκες ψυχρής ροής, έτσι ώστε να αποκλεισθεί πιθανή επίδραση των μεταβλητών θερμοφυσικών ιδιοτήτων του νερού λόγω θέρμανσης. Συνεπώς, σταθερή θερμοκρασία νερού ίση με 25 °C ορίστηκε στο υδραυλικό κύκλωμα. Το **Σχ. 4.14** παρουσιάζει τις πειραματικές τιμές του συντελεστή τριβής ως συνάρτηση του αριθμού Reynolds για τις δύο ψυκτικές διατάξεις. Οι τιμές αυτές είναι ενδεικτικές της πτώσης πίεσης του ψυκτικού ρευστού και επιπλέον συγκρίνονται με τις αντίστοιχες αριθμητικές και θεωρητικές προβλέψεις. Οι αριθμητικές προβλέψεις παρήχθησαν από ροϊκά μοντέλα για τα οποία χρησιμοποιήθηκαν μόνο τα χωρία ρευστού των FW και VW διατάξεων, ενώ οι θεωρητικές τιμές παρήχθησαν μέσω σχέσεων για την πτώση πίεσης λόγω τριβών του ρευστού στην περιοχή των καναλιών. Στην περίπτωση της διάταξης VW, ένα επιπλέον συστατικό πτώση πίεσης προέκυψε λόγω των γεωμετρικών στενώσεων. Είναι εμφανές ότι οι πειραματικές τιμές παρουσιάζουν πολύ καλή συμφωνία με τις προβλέψεις.

Τα **Σχ. 4.15a-b** απεικονίζουν την κατανομή της πίεσης κατά μήκος της ψύκτρας για τις δύο διατάξεις. Η πίεση στο κανάλι FW μειώνεται γραμμικά με την αξονική συντεταγμένη, όπως είναι η αναμενόμενη συμπεριφορά (**Σχ. 4.15a**). Από την άλλη πλευρά, όπως μπορεί να γίνει αντιληπτό από το **Σχ. 4.15b**, οι απώλειες τριβής στο τρίτο τμήμα, υψηλής πυκνότητας πτερυγίων της ψύκτρας VW, προκαλεί περίπου το 95% της συνολικής πτώσης πίεσης, ενώ η γραμμική μείωση της πίεσης έχει πολύ λιγότερο απότομη κλίση στα δύο πρώτα τμήματα της ψύκτρας. Από τη σύγκριση των δύο σχημάτων, είναι προφανές ότι η αφαίρεση πτερυγίων από τα δύο πρώτα τμήματα μειώνει σημαντικά την πτώση πίεσης και ενισχύει την υδροδυναμική απόδοση της διάταξης. Όπως γίνεται αντιληπτό από τα **Σχ. 4.15c-d**, οι απώλειες πίεσης που προκαλούνται εκτός της ενεργής περιοχής της ψύκτρας έχουν πολύ μικρή επίδραση στη συνολική πτώση πίεσης. Ιδίως όσον αφορά την πτώση πίεσης στα ακροφύσια εισόδου-εξόδου, η οποία προσδιορίστηκε μέσω υπολογιστικών προσομοιώσεων, η ανάλυση των πειραματικών δεδομένων επαληθεύει ότι η συμβολή τους στην συνολική πτώση πίεσης είναι αμελητέα και αντιστοιχεί σε λιγότερο από το 0.3% και το 0.5% της συνολικής πτώσης πίεσης για τις FW και VW διατάξεις, αντίστοιχα.

Αναφορικά με το πεδίο ροής εντός της διαμόρφωσης FW, η ταχύτητα αναμένεται να παραμείνει παράλληλη σε ολόκληρο το μήκος της ψύκτρας, καθώς οι τιμές του αριθμού Αρχιμήδη (**Πίνακας 4.7**) αποδεικνύουν ότι η επίδραση της φυσικής συναγωγής είναι αμελητέα. Από την άλλη πλευρά, το πεδίο ροής που προκύπτει στη διαμόρφωση VW είναι πολύ πιο περίπλοκο. Μια τρισδιάστατη τοπολογία δευτερογενούς ροής προκύπτει λόγω της επίδρασης της γεωμετρικής στένωσης, όπως έχει απεικονισθεί στην παράγραφο 3.4.1.2. Οι πιο χαρακτηριστικές δομές είναι ένα ζευγάρι πεταλοειδών στροβίλων που αναπτύσσονται στις άνω και κάτω περιοχές του οριακού στρώματος. Για συνθήκες μεικτής συναγωγής, οι δίνες γίνονται ασύμμετρες λόγω της επίδρασης των στροβίλων λόγω άνωσης που δημιουργούνται ανάντι της στένωσης (βλέπε παράγραφο 3.4.1.4). Το **Σχ. 4.18a** απεικονίζει την τοπολογία των διαμήκων δινών στο πρώτο τμήμα της ψύκτρας VW. Όπως γίνεται εμφανές, οι δίνες παραμένουν ασύμμετρες ακόμη και για τη μεγαλύτερη τιμή του αριθμού Reynolds, με τη δίνη στο κάτω μέρος του καναλιού να ενισχύεται. Μπορεί επομένως να εξαχθεί το συμπέρασμα ότι η

τοπολογία της δευτερογενούς ροής αποκλίνει σημαντικά από την αντίστοιχη για συνθήκες εξαναγκασμένης συναγωγής, ακόμη και για χαμηλές τιμές του αριθμού Αρχιμήδη, όπως το 0.27. Φυσικά, καθώς ο αριθμός Reynolds αυξάνει το απόλυτο μέγεθος των στροβίλων αυξάνεται επίσης. Όπως είναι προφανές από το **Σχ. 4.18b**, η έντονη στένωσης της ροής επηρεάζει επίσης την ανάπτυξη της δευτερογενούς ροής. Οι διαμήκειες δίνες, οι οποίες αναδύονται στην περιοχή της δεύτερης γεωμετρική συστολή (**Σχ. 4.18b**), αποσυντίθενται άμεσα και η ροή μεταπίπτει σε πλήρως παραλληλή. Θα πρέπει να σημειωθεί ότι οι άνω και κάτω δίνες είναι ίσου μεγέθους, καθώς η επίδραση της άνωσης είναι αμελητέα στο δεύτερο και τρίτο τμήμα της ψύκτρας.

4.5.2 Πεδίο θερμοκρασίας και μεταφορά θερμότητας

Πρώτα απ' όλα, προκειμένου να επαληθευτεί η ορθότητα των πειραματικών δεδομένων σχετικά με τη μεταφορά θερμότητας, είναι απαραίτητο να εξασφαλιστεί ότι όλη η θερμότητα που παρέχεται από τις αντιστάσεις παράγεται από το υγρό ψύξης. Η μετρούμενη θερμοκρασιακή άνοδος ΔT του νερού εντός της ψύκτρας για διάφορες τιμές της ογκομετρικής παροχής και της θερμορροής σε συγκρίνονται με θεωρητικές τιμές, όπως αυτές προκύπτουν από ένα θερμοκό ισολογισμό. Όπως απεικονίζεται στο **Σχ. 4.19**, οι προβλέψεις συμφωνούν πολύ καλά με τα πειραματικά δεδομένα και έτσι επαληθεύεται ότι οι απώλειες θερμότητας είναι αμελητέες.

Τα **Σχ. 4.20** και **4.21** δείχνουν την κατανομή της θερμοκρασίας στο υπόστρωμα των δύο διατάξεων για τις παροχές που λαμβάνονται υπ' όψιν (20-40 mL/s). Η υπολογιστική πρόβλεψη της κατανομής για τη διαμόρφωση FW (**Σχ. 4.20**) είναι χαρακτηριστική για πλήρως ανεπτυγμένες συνθήκες εξαναγκασμένης συναγωγής υπό σταθερή θερμορροή, καθώς η θερμοκρασία του υποστρώματος αυξάνει γραμμικά κατά μήκος της κατεύθυνσης ροής. Αντιθέτως, τα πειραματικά δεδομένα απεικονίζουν μια κατανομή που προσομοιάζει εκείνη της θέρμανσης μέσω σταθερής θερμοκρασίας, με εξαίρεση το πειραματικό σημείο στην είσοδο της ψύκτρας. Ωστόσο, οι πειραματικές τιμές για τη μέγιστη θερμοκρασία στην έξοδο της ψύκτρας, η οποία είναι άμεσα συνδεδεμένη με τη θερμική αντίσταση της ψύκτρας, βρίσκονται σε συμφωνία με τις προβλέψεις. Η απόκλιση της θερμικής συμπεριφοράς στο τμήμα πριν το μέσο μήκος του καναλιού είναι πιθανόν να οφείλεται στη διάχυση θερμότητας μέσω αξονική αγωγή στο στερεό υπόστρωμα. Ορισμένοι περιορισμοί που τέθηκαν ως προς την ακρίβεια της κατασκευαστικής διαδικασίας ταυτοποιήθηκαν ως πιθανές αιτίες. Η εμφάνιση της αξονικής αγωγής στο υπόστρωμα, λόγω γεωμετρικών ατελειών έχει ως αποτέλεσμα τη μεταφορά θερμότητας από το «θερμό» μέρος της συσκευής κοντά στην έξοδο προς τον αντίστοιχο «ψυχρό» πλησιέστερα προς την είσοδο, όπως παρατηρήθηκε και στις πειραματικές δοκιμές.

Η επίδραση της αξονικής αγωγής μπορεί να ποσοτικοποιηθεί με τη χρήση ενός αδιάστατου αριθμού [4.45], ο οποίος ορίζεται ως εξής:

$$M = \frac{k_s t_s / L_{hs}}{\rho c_p H_{ch} \bar{w}} \quad (4.5)$$

Οι κατανομές θερμοκρασίας για $M=0.66$ απεικονίζονται επίσης με κόκκινη γραμμή στα **Σχ. 4.20a-e**. Είναι προφανές ότι τα αριθμητικά αποτελέσματα είναι σε καλή συμφωνία με τα πειραματικά

δεδομένα, δικαιολογώντας με τον τρόπο αυτό την υπόθεση ότι η αξονική αγωγή είναι η αιτία για την ομοιομορφία της θερμοκρασίας του υποστρώματος της ψύκτρας.

Αναφερόμενοι στο **Σχ. 4.21**, οι πειραματικές τιμές και οι αριθμητικές προβλέψεις για την διάταξη VW ακολουθούν την ίδια τάση, με το σημείο μέγιστης θερμοκρασίας να βρίσκεται σε όλες τις περιπτώσεις στο πρώτο τμήμα της ψύκτρας ανάντι της πρώτης γεωμετρικής στένωσης. Σε γενικές γραμμές, η καλή συμφωνία είναι εμφανής μεταξύ των προβλέψεων και των πειραματικών δεδομένων. Όπως αποκαλύπτεται επίσης από το **Σχ. 4.21**, η μέγιστη θερμοκρασία τοιχώματος παραμένει σχετικά ανεπηρέαστη από την μεταβολή του αριθμού Reynolds. Η εξομάλυνση της μέγιστης θερμοκρασίας τοιχώματος καθώς η τιμή του αριθμού Reynolds μειώνεται, οφείλεται στην αυξανόμενη επίδραση της φυσικής συναγωγής εντός του πρώτου τμήματος της ψύκτρας.

4.5.3 Συγκριτική αξιολόγηση των διατάξεων FW και VW.

Οι δύο ψυκτικές διατάξεις αξιολογήθηκαν συγκριτικά, όσον αφορά τη θερμική και υδροδυναμική απόδοση, προκειμένου να επισημανθούν τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα του κάθε σχεδίου. Οι τιμές της θερμικής αντίστασης για τις δύο συσκευές παρουσιάζονται στο **Σχ. 4.25a**. Πρέπει να σημειωθεί ότι η θερμική αντίσταση για το σχεδιασμό VW υπολογίστηκε χρησιμοποιώντας δύο εξισώσεις, τις **Εξ. (3.10)** και **(3.17)**, οι οποίες βασίζονται στη μέση και τη μέγιστη θερμοκρασία τοιχώματος, αντίστοιχα. Εν γένει, η διαμόρφωση FW επιτυγχάνει χαμηλότερες τιμές θερμικής αντίστασης, εξ' αιτίας κυρίως των περισσότερων επιφανειών διαθέσιμων για μεταφορά θερμότητας και επιπλέον λόγω της υψηλότερης ταχύτητας της ροής εντός του καναλιού, σε σύγκριση με την αντίστοιχη διάταξη VW. Όπως είναι εμφανές, η θερμική αντίσταση με βάση τη μέγιστη θερμοκρασία παραμένει σχετικά ανεπηρέαστη από τον αριθμό Reynolds σε τιμές από 0.015 έως 0.016 K/W, ενώ η αντίστοιχη με βάση τη μέση θερμοκρασία μειώνεται. Οι τιμές θερμικής αντίστασης που βασίζονται στη μέση θερμοκρασία τοιχώματος υποδεικνύουν ότι, από συντηρητικής άποψης, η διαμόρφωση VW επιτυγχάνει θερμική απόδοση σχεδόν ισοδύναμη με την αντίστοιχη FW.

Όπως απεικονίζεται στο **Σχ. 4.25b**, η απαιτούμενη ισχύς άντλησης για τη συσκευή FW αυξάνεται εκθετικά με τον αριθμό Reynolds. Αντιθέτως, η αύξηση όσον αφορά την συσκευή VW φαίνεται να λαμβάνει χώρα με σχεδόν γραμμικό τρόπο. Σε κάθε περίπτωση, οι τιμές ισχύος άντλησης στη δεύτερη περίπτωση είναι χαμηλότερες κατά μια τάξη μεγέθους, λόγω της αμελητέας πτώση πίεσης στα δύο πρώτα τμήματα, μειωμένης πυκνότητα περυγίων, της συσκευής VW. Αυτή η διαφορά θα μπορούσε να έχει σημαντικό αντίκτυπο στις απώλειες παρασιτικής ισχύος εφαρμογών, όπου απαιτούνται συστοιχίες ψυκτρών μεγάλου συνολικού μήκους, όπως στην περίπτωση των γραμμικών συστημάτων CPVT.

5.1 Επιλογή της παραβολής

Κατά το αρχικό στάδιο της διαδικασίας σχεδιασμού του συστήματος ήταν αναγκαίος ο προσδιορισμός της γεωμετρικής μορφής της παραβολικής οπτικής διάταξης. Λαμβάνοντας υπ' όψιν το γεγονός ότι η επιφάνεια παραθύρου και το ενεργό μήκος του απορροφητή διαστασιολογήθηκαν ίσα με 1.0 m^2 και 0.5 m , αντίστοιχα, το πλάτος της παραβολής d πρέπει να είναι ίσο με 2.0 m (βλ. **Σχ. 5.1**) και, κατά συνέπεια, ο γεωμετρικός δείκτης συγκέντρωσης CR ισούται με $(d / W_{rec}) = 33.3$. Έτσι, το γεωμετρικό σχήμα μπορεί να καθοριστεί πλήρως εάν προσδιοριστεί το εστιακό μήκος της παραβολής, που ορίζει επίσης ύψος h της την παραβολής και της γωνίας στεφάνης ψ_{rim} , όπως απεικονίζεται στο **Σχ. 5.2 [5.1]**:

$$h = \frac{d^2}{16f} \quad \tan \psi_{rim} = \frac{1}{(d/8h) - (2h/d)} \quad (5.1)$$

Ένας αρχικός περιορισμός για την επιλογή της εστιακής απόστασης f τίθεται από τη διατομή του απορροφητή. Η ηλιακή ακτινοβολία πρέπει να συγκεντρωθεί στην κάτω επιφάνεια ενός επίπεδου δέκτη, δηλαδή στη φωτοβολταϊκή συστοιχία, και ως εκ τούτου ο λόγος του εστιακού μήκους προς το πλάτος της παραβολής d πρέπει να είναι μεγαλύτερος από 0.25 και κατά συνέπεια η γωνία στεφάνης μικρότερη από 90° , σύμφωνα με το **Σχ. 5.2**. Το εστιακό ύψος f επιλέχθηκε ίσο με 0.69 m για κατασκευαστικούς λόγους που συνδέονται με τη δυνατότητα αξονικής μετατόπισης του απορροφητή, ώστε να επιτυγχάνεται ομοιόμορφη κατανομή στην επιφάνειά του.

5.2 Υποστηρικτικό πλαίσιο

Μια άκαμπτη μεταλλική διάταξη που πραγματοποιεί την παραβολική μορφή του ανακλαστήρα και υποστηρίζει τον απορροφητή στο εστιακό σημείο σχεδιάστηκε και κατασκευάστηκε (**Σχ. 5.5**). Η διάταξη αποτελείται από το πλαίσιο, επάνω στο οποίο εδράζονται το ανακλαστικό φύλλο και ο απορροφητής, και τη βάση στήριξης, η οποία αποτελείται από κολώνες και μία κυκλική βάση που βιδώνεται στο έδαφος. Το παραβολικό προφίλ υποστηρίζεται από μεταλλικές νευρώσεις που συγκολλήθηκαν στο διαμήκη άξονα του πλαισίου. Η βάση στήριξης περιλαμβάνει επίσης δύο αρθρώσεις, οι οποίες επιτρέπουν στο πλαίσιο να περιστρέφεται γύρω από αμφοτέρους τον οριζόντιο και κατακόρυφο άξονα με αποτέλεσμα να επιτυγχάνεται παρακολούθηση δύο αξόνων της ηλιακής κίνησης. Το παραβολικό πλαίσιο κατασκευάστηκε από αλουμίνιο, ώστε να έχει μειωμένη μάζα και ως εκ τούτου, να διευκολύνεται η παρακολούθηση του ήλιου, ενώ η βάση στήριξης και οι πυλώνες κατασκευάστηκαν από χάλυβα, με στόχο τη μειωμένη ακαμψία της κατασκευής και επιπλέον τη μείωση του συνολικού κόστους.

5.3 Ανακλαστήρας

Εμπορικά διαθέσιμα φύλλα ανοδιωμένου αλουμινίου (Miro95) κατασκευασμένα από την Alanod Solar χρησιμοποιήθηκαν ως ανακλαστήρες [5.10]. Τα φύλλα επιτυγχάνουν μέση συνολική ανακλαστικότητα ίση με 95%, ενώ κατοπτρική ανάκλαστικότητά τους είναι περίπου ίση με 92% [5.10].

5.4 Οπτική ανάλυση συστήματος

5.4.1 Ιχνηλασία ακτίνων (ray tracing)

Όσον αφορά το CPVT σύστημα που σχεδιάστηκε διεξήχθη οπτική ανάλυση μέσω της μεθόδου ιχνηλασίας ακτίνων προκειμένου να προβλεφθεί το προφίλ ακτινοβολίας στον απορροφητή τόσο για ιδανικούς, όσο και για ατελείς συγκεντρωτές. Η ανάλυση διεξήχθη με το λογισμικό TracePro [5.23], το οποίο χρησιμοποιεί την μέθοδο Monte Carlo για την πρόβλεψη της διάδοσης των ηλιακών ακτίνων. Ένα απλοποιημένο γεωμετρικό μοντέλο του συστήματος CPVT δημιουργήθηκε, με την παράλειψη του πλαισίου στήριξης και της βάσης και κατάλληλες ιδιότητες υλικού ανατέθηκαν στον ανακλαστήρα και στον απορροφητή του συστήματος, αντίστοιχα. Η ηλιακή ακτινοβολία μοντελοποιήθηκε ως κυκλική πηγή, όπου το σύνολο της ακτινοβολίας προέρχεται από ένα δίσκο ακτίνας 1.25 m, έτσι ώστε αυτή να είναι ομοιόμορφη στην επιφάνεια παραθύρου του συστήματος για μεγάλο αριθμό ακτίνων. Σε κάθε ακτίνα αποδόθηκε κατάλληλη ροή ακτινοβολίας, έτσι ώστε η συνολική ροή που εκπέμπεται από την πηγή να διατηρείται ίση προς 1.0 kW/m^2 . Ο απορροφητής του συστήματος θεωρήθηκε ως τέλειος ($\alpha=1.0$), ενώ αναφορικά με το παραβολικό κάτοπτρο, θεωρήθηκαν δύο περιπτώσεις, δηλαδή ένας τέλειος κατοπτρικός ανακλαστήρας και αντίστοιχος ένας ατελής που επιπροσθέτως προκαλεί σκέδαση φωτός (μη-κατοπτρική ανάκλαση) λόγω ατελειών στην επιφάνεια και το σχήμα του.

5.4.2 Μέτρηση της ροής ακτινοβολίας στον απορροφητή

Προκειμένου να μετρηθεί η εγκάρσια και διαμήκης ροή ακτινοβολίας στον απορροφητή, αναπτύχθηκε μια συσκευή μέτρησης η οποία περιλαμβάνει μία συστοιχία φωτοδίοδων κατάλληλα τοποθετημένων στην κάτω επιφάνεια μιας ορθογωνίου κοίλης δοκού, όπως απεικονίζεται στο Σχ. 5.13. Φωτοδίοδοι με ενεργή επιφάνεια ορθογωνικής διατομής ($5.4 \times 4.3 \text{ mm}^2$) χρησιμοποιήθηκαν σε συνδυασμό με φιμέ γυαλιά, τα οποία λειτούργησαν ως φίλτρα, ώστε να αποφευχθεί η υπερθέρμανσή τους υπό συγκεντρωμένο ηλιακό φως. Τα φιμέ γυαλιά, λειτούργησαν επιπλέον ως διατάξεις εξασθένησης της ηλιακής ακτινοβολίας, προκειμένου να εξασφαλιστεί ότι η απόκριση των φωτοδίοδων ήταν αρκετά χαμηλότερη από την περιοχή κορεσμού. Διόπτρες τοποθετήθηκαν επάνω στα φιμέ γυαλιά με σκοπό την αποκοπή του διάχυτου τμήματος της ακτινοβολίας, έτσι ώστε η φωτοδίοδοι να ανιχνεύουν την άμεση δέσμη φωτός και επιπλέον την παρεμπόδιση της υπερθέρμανσης των φίλτρων τα φίλτρων, η οποία θα μπορούσε να οδηγήσει σε ρήξη. Μια ταινία Mylar υψηλής ανακλαστικότητας προσκολλήθηκε στις διόπτρες, προκειμένου να μειωθεί περαιτέρω η θερμότητα που απορροφάται από τα φίλτρα.

5.4.3 Κατανομή ροής ακτινοβολίας

Διενεργήθηκαν προσομοιώσεις ιχνηλασίας ακτίνων και μετρήσεις, ώστε να προβλεφθεί η εγκάρσια και διαμήκης κατανομή ακτινοβολίας στην ενεργή περιοχή του απορροφητή. Ο δέκτης θεωρήθηκε τέλεια επιφάνεια ($\alpha = 1.0$) στις προσομοιώσεις, ενώ η συνολική ανακλαστικότητα του ανακλαστήρα επελέγη ίση με 95% ($\rho = 0,95$, $\alpha = 0,05$). Το εγκάρσιο προφίλ που φαίνεται στο **Σχ. 5.15a** παρουσιάζει κανονική κατανομή για πλήρη κατοπτρική ανάκλαση ($\rho_{\text{spec}}=0.95$). Καθώς το ποσοστό της κατοπτρικής ανάκλασης μειώνεται, δηλαδή ο συγκεντρωτής είναι χαμηλότερης οπτικής ποιότητας, αφ' ενός, η μέγιστη τιμή της ροής ακτινοβολίας που επιτυγχάνεται μειώνεται και, αφ' ετέρου, η μορφή της εγκάρσιας κατανομής αποκλίνει από την κανονική κατανομή. Επιπλέον, η ζώνη του συγκεντρωμένου φωτός διευρύνεται και το προφίλ παρουσιάζει πλατώ χαμηλών τιμών συγκέντρωσης σε απόσταση που εκτείνεται περίπου από 20 mm έως και 50 mm από το μέσο του πλάτους του απορροφητή.

Εντούτοις, οι μετρήσεις ακτινοβολίας αποκάλυψαν ένα διαφορετικό εγκάρσιο προφίλ με δύο περιοχές υψηλής έντασης ακτινοβολίας εκατέρωθεν της κεντρικής γραμμής του δέκτη, ενώ η ακτινοβολία στη θέση όπου αναμενόταν να λαμβάνει τη μέγιστη τιμή της (στο μέσο του πλάτους του δέκτη), στην πραγματικότητα παρουσίασε χαμηλές τιμές συγκέντρωσης. Έγινε η υπόθεση ότι το σχήμα της παραβολής διαστρεβλώθηκε υπό την έννοια ότι η κορυφή της παραβολής δεν ήταν στην πραγματικότητα σημείο, αλλά αντ' αυτού ένα ευθύγραμμο τμήμα, που συμβολίζεται ως S στο **Σχ. 5.16**, με αποτέλεσμα την παρουσία δύο «εστιακών» σημείων. Αυτή η παραδοχή υποστηρίζεται από τη διαδικασία που ακολουθήθηκε για την κατασκευή του παραβολικού πλαισίου, καθώς οι μεταλλικές νευρώσεις που πραγματοποιούν το παραβολικό σχήμα κατασκευάστηκαν ως δύο συμμετρικά τμήματα τα οποία στη συνέχεια συγκολλήθηκαν επί του κύριου άξονα του πλαισίου. Το πάχος των συγκολλήσεων, οι οποίες είναι ορατές στο ένθετο του **Σχ. 5.16**, είναι μικρό αλλά αναπόφευκτα εκτοπίζει τις συμμετρικές νευρώσεις και παραμορφώνει το σχήμα της παραβολής.

Διεξήχθησαν προσομοιώσεις ιχνηλασίας ακτίνων με σκοπό να απεικονιστεί η επίδραση του στρεβλωμένου παραβολικού σχήματος στην κατανομή της συγκεντρωμένης ακτινοβολία στον απορροφητή. Οι κατανομές με δύο κορυφές είναι εμφανείς επίσης στο **Σχ. 5.18** για μήκος του τμήματος $S \geq 20.0$ mm. Παρότι η κατανομή ακτινοβολίας διατηρεί μια μόνο κορυφή για μήκος $S=10.0$ mm, η μέγιστη συγκέντρωση μειώνεται σε σύγκριση με μια τέλεια παραβολή. Μια πρόσθετη παρατήρηση, η οποία ισχύει για όλες τις περιπτώσεις όπου παράγεται κατανομή με δύο κορυφές ανεξάρτητα από την τιμή της κατοπτρικής ανακλαστικότητας, είναι ότι η μέγιστη τιμή της ροής συγκεντρωμένης ακτινοβολίας που επιτυγχάνεται παραμένει σταθερή και δεν επηρεάζεται από το μήκος του τμήματος S . Συγκρίνοντας το **Σχ. 5.18** με το **Σχ. 5.15a**, γίνεται σαφές ότι η μέγιστη συγκέντρωση που επιτυγχάνεται από ένα ψευδο-παραβολικό κάτοπτρο με δύο σημεία εστίασης είναι περίπου η μισή από την αντίστοιχη που επιτυγχάνεται από μία γεωμετρικά ιδανική παραβολή. Θα πρέπει επίσης να αναφερθεί ότι τα προφίλ για κάθε τιμή του S εμφανίζουν μια παρόμοια ποιοτική μορφή για τις τρεις τιμές της κατοπτρικής ανάκλασης που εξετάζονται.

Ιδιαίτερη προσοχή πρέπει να δοθεί στο **Σχ. 5.18c**, όπου μετρούνται οι τιμές συγκέντρωσης κατά το πλάτος του δέκτη σε τρεις διακριτές θέσεις κατά το ενεργό μήκος ($Z = 0.125, 0.250, 0.375$ m) παρουσιάζονται επίσης. Όπως μπορεί να φανεί, τα πειραματικά σημεία βρίσκονται μεταξύ των προβλεπόμενων προφίλ για $S=30.0$ mm και $S=40.0$ mm, ωστόσο ακολουθούν σαφώς την ίδια τάση με εναλλασσόμενες περιοχές χαμηλής και υψηλής συγκέντρωσης.

Το σφάλμα στην κατακόρυφη μετατόπιση του απορροφητή σε σχέση με την ακριβή εστιακή γραμμή μπορεί επίσης να έχει σημαντική επίδραση στην κατανομή της ροής ακτινοβολίας. Η κατανομή που απεικονίζεται με κόκκινη γραμμή στο **Σχ. 5.18c** αντιστοιχεί σε σφάλμα μετατόπισης της τάξης του 0.73% ($f=685\text{ mm}$) στην θέση του δέκτη και σε ανακλαστήρα με παραμόρφωση $S=30.0\text{ mm}$. Είναι προφανές ότι η κατανομή παρουσιάζει αισθητά διαφορετική μορφή σε σχέση με την αντίστοιχη περίπτωση χωρίς σφάλμα μετατόπισης. Το προφίλ είναι σε καλή συμφωνία με τις πειραματικές μετρήσεις και θεωρείται ως η καλύτερη προσέγγιση της πραγματικής κατανομής ροής ακτινοβολίας στον απορροφητή.

Το **Σχ. 5.19** παρουσιάζει τη διαμήκη κατανομή ροής για συγκεντρωτές διαφορετικής οπτικής ποιότητας και γεωμετρικής παραμόρφωσης. Το μήκος του τμήματος S δεν έχει καμία επίδραση στην ποιοτική μορφή των διαμήκων προφίλ, αλλά επηρεάζει μόνο την ένταση της ροής ακτινοβολίας. Τα προφίλ για $S \geq 20.0\text{ mm}$ αντιστοιχούν στις εγκάρσιες θέσεις του απορροφητή, όπου παρατηρείται η μέγιστη συγκέντρωση. Οι πειραματικές τιμές της ροής ακτινοβολίας που μετρώνται κατά μήκος του ενεργού μήκους του δέκτη περιλαμβάνονται επίσης στο **Σχ. 5.19b**. Η διαμήκης κατανομή της συγκεντρωμένης ακτινοβολίας αποκαλύπτει σαφώς ότι το παραβολικό πλαίσιο φέρει ατέλειες κατά έναν τρισδιάστατο τρόπο, καθώς η συγκέντρωση μεταβάλλεται κατά μήκος του δέκτη. Οι πειραματικές τιμές σχετικά με την πρώτη κορυφή είναι σε καλή συμφωνία με την πρόβλεψη ιχνηλασίας ακτίνων για $\rho_{\text{spec}}=0.50$, $S=30.0\text{ mm}$ και $f=685.0\text{ mm}$, το οποίο, όπως αναφέρθηκε επίσης για το εγκάρσιο προφίλ, φαίνεται να είναι η πιο αξιόπιστη προσέγγιση της πραγματικής κατανομής. Από την άλλη πλευρά, οι μετρούμενες τιμές ροής που αντιστοιχούν στη δεύτερη κορυφή είναι χαμηλότερες από τις αντίστοιχες προβλεπόμενες. Αυτή η διαφορά, η οποία είναι επίσης εμφανής στο **Σχ. 5.18c**, θα μπορούσε να αποδοθεί στο αυξημένο σφάλμα «κλίσης» (slope error) το οποίο σχετίζεται μόνο με τη μία από τις δύο συμμετρικές νευρώσεις και τείνει να διευρύνει μόνο την αντίστοιχη δέση συγκεντρωμένου ηλιακού φωτός. Το σφάλμα κλίση μπορεί να είναι αποτέλεσμα κατασκευαστικής ατέλειας του συγκεκριμένου «πλευρού», αλλά είναι πολύ πιο εύλογο να υποθέσουμε ότι το σφάλμα λαμβάνει χώρα λόγω του άνισου πάχους των συγκόλλησεων που συγκρατούν το φύλλο αλουμινίου, το οποίο πραγματοποιεί την παραβολή, επάνω στα μεταλλικά πλευρά. Δεδομένου ότι αυτές οι συγκολλήσεις διανέμονται κατά μήκος όλων των «πλευρών» και, επιπλέον, υπάρχουν αρκετές από αυτές κατά το μήκος κάθε «πλευρού», χαρακτηρίζονται ως η κύρια αιτία της τρισδιάστατης παραμόρφωσης της παραβολικής επιφάνειας.

5.5 Συστοιχία ηλιακών κυψελών

Ηλιακές κύψελες ειδικής σχεδίασης αναπτύχθηκαν από τη Narec Ltd. Αναπτύχθηκαν δύο σχέδια κυψελών με πλάτος 40.0 mm («στενές» κυψέλες) και 60.0 mm («πλατιές» κυψέλες), αντίστοιχα, προκειμένου να εξεταστεί η επίδραση στην ηλεκτρική απόδοση του πάνελ της αναντιστοιχίας μεταξύ της ζώνης του συγκεντρωμένου ηλιακού φωτός και του πλάτους των κυψελών. Οι βασικές διαστάσεις των ηλιακών κυψελών φαίνονται στο **Σχ. 5.20a**. Κάθε πάνελ περιλαμβάνει ένα εμπρόσθιο κάλυμμα από γυαλί χαμηλής περιεκτικότητας σε σίδηρο, έτσι ώστε να προκαλείται περιορισμένη αντανάκλαση, το φωτοβολταϊκό «φύλλο» (laminare) (EVA και ηλιακές κυψέλες) και ένα οπίσθιο υπόστρωμα αλουμινίου. Οι κυψέλες είναι θερμικά συνδεδεμένες με το υπόστρωμα χρησιμοποιώντας μια θερμικά αγωγική, αλλά ηλεκτρικά μονωτική, κολλητική ταινία ($k_t=0.6\text{ W/mK}$). Η διάταξη και οι βασικές

Κεφάλαιο 5. Σχεδιασμός και κατασκευή του CPVT συστήματος

διαστάσεις των φωτοβολταϊκών συστοιχιών απεικονίζονται στο Σχ. 5.20b, ενώ τα βασικά χαρακτηριστικά απόδοσης τους συνοψίζονται στον Πίνακα 5.2.

6.1 Πειραματική διάταξη και όργανα

Η πειραματική διάταξη περιλαμβάνει τα κατάλληλα ηλεκτρικά και υδραυλικά κυκλώματα, καθώς και τα μετρητικά όργανα που απαιτούνται για τη μέτρηση των φυσικών μεγεθών που θα καταστήσουν εφικτό το χαρακτηρισμό της συνολικής απόδοσης του συστήματος. Οι συνιστώσες της πειραματικής διάταξης, καθώς και τα όργανα που χρησιμοποιούνται για τη μέτρηση των ποσοτήτων ενδιαφέροντος απεικονίζονται στο **Σχ. 6.1**.

Η άμεση ακτινοβολία G_b υπολογίστηκε αφαιρώντας τη διάχυτη ακτινοβολία G_d από την αντίστοιχη συνολική G_t . Για το σκοπό αυτό χρησιμοποιήθηκαν δύο πυρανόμετρα κατασκευής Kipp & Zonen ακρίβειας "δευτερογενούς-προτύπου" σύμφωνα με το πρότυπο ISO 9060 [6.1]. Για τη μέτρηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος χρησιμοποιήθηκε ένα κατάλληλα σκιασμένο αισθητήριο θερμοκρασίας Pt100 τεσσάρων συρμάτων κατασκευής Thies Klima. Ένα ανεμόμετρο κυπέλλου κατασκευασμένο από τη Thies Klima χρησιμοποιήθηκε για την μέτρηση της ταχύτητας του ανέμου. Η ογκομετρική παροχή του νερού στο υδραυλικό κύκλωμα μετρήθηκε με ένα ροόμετρο τύπου "εμβόλου" που κατασκευάστηκε από την Aqua Metro. Δύο αισθητήρες θερμοκρασίας Pt100 τεσσάρων συρμάτων χρησιμοποιήθηκαν για την μέτρηση της θερμοκρασίας του ρευστού στην είσοδο και την έξοδο του συλλέκτη. Οι αισθητήρες είναι ακριβείας 1/10 DIN σύμφωνα με το πρότυπο DIN EN 60751 [6.2], και ήταν κατάλληλα βαθμονομημένοι ώστε η αβεβαιότητα στις τιμές θερμοκρασίας εισόδου και εξόδου του ρευστού ισούται με 0.054K για όλο το φάσμα των θερμοκρασιών δοκιμής. Η θερμοκρασία στο στερεό υπόστρωμα της συστοιχίας φωτοβολταϊκών μονάδων και της ψύκτρας μετρήθηκε με χρήση θερμοστοιχείων τύπου T, κατασκευής OMEGA, με αβεβαιότητα μέτρησης ίση με 0.5 K.

Μια φορητή θερμοκάμερα κατασκευής FLIR χρησιμοποιήθηκε για την απεικόνιση του θερμοκρασιακού πεδίου στο γυάλινο κάλυμμα του πάνελ. Η κάμερα έχει ακρίβεια 2 K για θερμοκρασίες στην περιοχή -253 έως 523 K και επιτρέπει τη διόρθωση των καταγεγραμμένων τιμών, ανάλογα με το συντελεστή εκπομπής του υλικού που μετράται η θερμοκρασία του.

Μια μεταβλητή αντίσταση (0-6Ω) ικανή να απάγει έως και 200W στο περιβάλλον χρησιμοποιήθηκε ως ηλεκτρικό φορτίο, προκειμένου να είναι δυνατή η λειτουργία της συστοιχίας ηλιακών κυψελών στο σημείο της μέγιστης παραγωγής ισχύος. Η τάση στα άκρα του πάνελ μετρήθηκε απ' ευθείας από το καταγραφικό δεδομένων μέσω επιπλέον συρμάτων χαλκού συγκολλημένα στους ακροδέκτες του πάνελ, έτσι ώστε να αποφευχθεί οποιαδήποτε πτώση τάσης στα καλώδια υψηλού ρεύματος. Το παραγόμενο ρεύμα μετατρέπεται σε τάση με χρήση μιας αντίστασης (shunt) 1 mΩ και, εν συνεχεία, μετράται από τον καταγραφέα δεδομένων.

6.2 Πειραματική αβεβαιότητα

Διεξήχθη ανάλυση αβεβαιότητας που βασίζεται στα διάδοση σφαλμάτων, όπως περιγράφεται στις παραπομπές [6.4, 6.5], ώστε να προσδιοριστεί η αβεβαιότητα των υπολογιζόμενων ποσοτήτων λόγω του σφάλματος που σχετίζεται με την άμεση μέτρηση των πρωτογενών μεγεθών. Η αβεβαιότητα στις

τιμές των μετρούμενων ποσοτήτων που απαιτούνται για τον χαρακτηρισμό της απόδοσης του συστήματος συνοψίζονται στον **Πίνακα 6.1**. Η αβεβαιότητα που συνδέεται με τις ποσότητες που απορρέουν από τις άμεσα μετρούμενες παρουσιάζονται στον **Πίνακα 6.2**.

6.3 Απόδοση του CPVT συστήματος

6.3.1 Απόδοση των φωτοβολταϊκών συστοιχιών

Αρχικό στάδιο για την αξιολόγηση της ηλεκτρικής απόδοσης των ηλιακών πάνελ ήταν ο προσδιορισμός των καμπυλών τάσης-έντασης (IV) ηλεκτρικού ρεύματος που χαρακτηρίζουν τη λειτουργία τους υπό συγκεντρωμένο ηλιακό φως. Το **Σχ. 6.4** παρουσιάζει τα πειραματικά σημεία που ελήφθησαν για δύο φωτοβολταϊκές συστοιχίες που αποτελούνται από κυψέλες μικρού (40.0 mm), **Σχ. 6.4a** και μεγάλου πλάτους (60.0 mm), **Σχ. 6.4b**, αντίστοιχα. Οι καμπύλες IV για τυπική ακτινοβολία ενός ήλιου, όπως προέκυψαν από μέτρηση με flash-tester (σε θερμοκρασία αναφοράς $T_{ref}=25^{\circ}\text{C}$) περιλαμβάνονται επίσης στα σχήματα για σύγκριση. Μπορεί να παρατηρηθεί ότι τα πάνελ ανεξαρτήτως του σχεδίου των κυψελών χαρακτηρίζονται από τάση ανοικτού κυκλώματος V_{OC} περίπου ίση με 6.2V. Ωστόσο, η συστοιχία με τις κυψέλες μεγάλου πλάτους παρήγαγε ρεύμα βραχυκύκλωσης I_{SC} περίπου ίσο με 12A, σημαντικά υψηλότερο σε σύγκριση με τα περίπου 9A που παρήχθησαν από τη συστοιχία που αποτελείται από τις κυψέλες μικρού πλάτους. Η αυξημένη ηλεκτρική ισχύς της μονάδας ευρείας κυττάρων θα πρέπει να αποδοθεί κατά κύριο λόγο στη μεγαλύτερη ενεργή επιφάνειά της.

Το **Σχ. 6.5** παρουσιάζει την μεταβολή της ηλεκτρικής απόδοσης των τριών φωτοβολταϊκών πάνελ που αξιολογήθηκαν με τη θερμοκρασία του υποστρώματος. Μία αρχική παρατήρηση είναι ότι η μέγιστη ηλεκτρική απόδοση είναι της τάξης του 7.0% και επιτυγχάνεται από ένα πάνελ κυψελών μεγάλου πλάτους (**Module 3-Σχ. 6.5b**). Αντιθέτως, η μέγιστη απόδοση που επιτυγχάνεται πάνελ κυψελών μικρού πλάτους είναι χαμηλότερη και περίπου ίση με 5.0% (**Σχ. 6.5a**). Η διαφορά στην απόδοση των δύο σχεδίων κυψελών αποδίδεται κυρίως στην έκταση της ενεργής επιφάνειάς τους, καθώς το πλάτος της ζώνης της συγκεντρωμένης ακτινοβολίας στον απορροφητή είναι μεγαλύτερη ακόμη και από το πλάτος των 60.0 mm με αποτέλεσμα ακτινοβολία να διαφεύγει εκτός της ενεργής περιοχής, μία απώλεια που είναι σημαντική και μάλιστα ιδιαιτέρως για τις κυψέλες πλάτους 40.0 mm. Εκτός αυτού, η σημαντική ανομοιομορφία της ακτινοβολίας στον απορροφητή είναι η αιτία για τη χαμηλή απόδοση του συνόλου των φωτοβολταϊκών συστοιχιών καθώς, εκτός από τη σημαντική διαρροή ακτινοβολίας, τα κύτταρα φωτίζονται κυρίως στις περιοχές κοντά στη ράγα. Είναι απαραίτητο να επισημανθεί ότι η απόδοση του πάνελ (module) 4, που περιλαμβάνει κυψέλες μεγάλου πλάτους είναι χαμηλότερη κατά 2% σε απόλυτη τιμή από την αντίστοιχη που επιτυγχάνεται από το ταυτόσημο πάνελ 3. Η μείωση της απόδοσης του πάνελ 4 έλαβε χώρα εξαιτίας της προβληματικής σύνδεσης με το ηλεκτρικό φορτίο, όπως προσδιορίστηκε μετά την ολοκλήρωση δοκιμών και λόγω χαμηλής ποιότητας κατασκευής του πάνελ.

6.3.2 Επίδραση της θερμοκρασίας στην απόδοση των φωτοβολταϊκών συστοιχιών

Οι συστοιχίες ηλιακών κυψελών λειτούργησαν υπό συγκεντρωμένο ηλιακό φως χωρίς την παρουσία ψύκτρας, προκειμένου να αξιολογηθεί η υποβάθμιση στην απόδοσή τους, λόγω της

αυξημένης θερμοκρασίας. Το ηλεκτρικό φορτίο αντίστασης ρυθμίστηκε κατάλληλα, έτσι ώστε οι συστοιχίες να λειτουργούν κοντά στο σημείο μέγιστης ισχύος τους. Δύο θερμοστοιχεία τύπου T χρησιμοποιήθηκαν για τη μέτρηση της θερμοκρασίας, τα οποία τοποθετήθηκαν συμμετρικά στο μέσο πλάτος του υποστρώματος αλουμινίου του πάνελ.

Το Σχ. 6.6 απεικονίζει τη σχετική αλλαγή στην απόδοση των φωτοβολταϊκών συστοιχιών ως συνάρτηση της διαφοράς θερμοκρασίας σε σχέση με τη θερμοκρασία περιβάλλοντος. Τα αποτελέσματα ελήφθησαν σε συνεχόμενες ημέρες με πλήρη ηλιοφάνεια υπό ελαφρώς διαφορετικές περιβαλλοντικές συνθήκες και επιτεύχθηκε καλή επαναληψιμότητα των μετρήσεων. Όπως γίνεται εμφανές από τα Σχ. 6.6a-b, η αναμενόμενη γραμμική μείωση της απόδοσης έπαληθεύεται. Ωστόσο, ο ρυθμός μείωσης είναι πιο απότομος στην περίπτωση των «στενών» ηλιακών κυψελών, κάτι που αποτελεί σαφή ένδειξη ότι οι κυψέλες με μεγάλο πλάτος είναι καταλληλότερες για λειτουργία σε αυξημένη θερμοκρασία. Η διαφορά στη συμπεριφορά των δύο σχεδίων κυψελών μπορεί να αποδοθεί στην τιμή της σειριακής αντίστασης που χαρακτηρίζει το κάθε σχέδιο. Σύμφωνα με τις τιμές του Πίνακα 5.2, η τιμή της σειριακής αντίστασης είναι υψηλότερη για τις κυψέλες μικρού πλάτους και συνεπώς η υποβάθμιση της απόδοσής τους είναι πιο έντονη.

6.3.3 Συνολική απόδοση συστήματος

Προς το παρόν δεν υπάρχει επίσημο πρότυπο διαθέσιμο για το χαρακτηρισμό των επιδόσεων των συστημάτων CPVT [6.7]. Ειδικά όσον αφορά τη θερμική απόδοση του συστήματος, χρησιμοποιήθηκε η μέθοδος ψεύδο-σταθερής κατάστασης [6.8,6.9], η οποία ισχύει και για συγκεντρωτικούς ηλιακούς συλλέκτες. Υπό την προϋπόθεση ότι το σύστημα έχει περιέλθει σε σταθερή κατάσταση λειτουργίας, η θερμική απόδοση μπορεί να υπολογιστεί ως εξής:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{m}c_p(T_{f,out} - T_{f,in})}{A_a G_b} \quad (6.1)$$

Για την προσέγγιση της θερμικής απόδοσης του συστήματος χρησιμοποιείται ευρέως το εξής γραμμικό μοντέλο:

$$\eta_{th} = \eta_0 - U_0 \frac{\overline{T}_w - T_a}{G_b} \quad (6.2)$$

Η οπτική απόδοση η_0 συσχετίζεται με τον παράγοντα αποδοχής γ του απορροφητή και τις ιδιότητες των υλικών του ανακλαστήρα και του απορροφητή, ως εξής:

$$\eta_0 = \rho\tau\alpha\gamma \quad (6.3)$$

Η συνολική απόδοση του συστήματος υπολογίστηκε από την απλή άθροιση της αντίστοιχης θερμικής και ηλεκτρικής απόδοσης, δηλαδή $\eta_{tot} = \eta_{th} + \eta_{el}$.

Η απόδοση του συστήματος για τις διάφορες διαμορφώσεις του απορροφητή (η διαφοροποίηση έγκειται στο σχεδιασμό των ηλιακών κυψελών και της ψυκτικής διάταξης) απεικονίζεται στο Σχ. 6.7

για ογκομετρικής παροχή νερού είναι ίση με 30 mL/s. Μια αρχική παρατήρηση που μπορεί να γίνει είναι ότι η οπτική απόδοση του συστήματος είναι της τάξης του 50%, γεγονός που καταδεικνύει ότι το ήμισυ της προσπίπτουσας ακτινοβολίας στην επιφάνεια παραθύρου του συστήματος διαφεύγει από τον απορροφητή. Ο παράγοντας αποδοχής γ του απορροφητή υπολογίστηκε ίσος με 0.57 και συνεπώς το επιπλέον 7% της ακτινοβολίας που χάνεται, θα πρέπει να αποδοθεί στο προϊόν διαπερατότητας-απορροφητικότητας ($\tau \cdot \alpha$) του φωτοβολταϊκού πάνελ. Είναι ενδιαφέρον να παρατηρήσει κανείς ότι η οπτική απόδοση είναι περίπου 2% υψηλότερη στα συστήματα που χρησιμοποιούν ηλιακές κυψέλες πλάτους 60.0 mm (**Σχ. 6.7a-b**). Η ενισχυμένη οπτική απόδοση δικαιολογείται λαμβάνοντας υπ' όψιν ότι το υλικό των κυψελών, το οποίο φέρει μια αντι-ανακλαστική επίστρωση, καταλαμβάνει μεγαλύτερη περιοχή του πάνελ στην περίπτωση των «πλατιών» κυψελών, ενώ ένα τμήμα της περιοχής αυτής είναι υποκατεστημένο με ανοδιωμένο αλουμίνιο σχετικά υψηλής ανακλαστικότητας στα πάνελ που αποτελούνται από στενές «κυψέλες».

Είναι επίσης εμφανές από το **Σχ. 6.7** ότι η θερμική απόδοση του συστήματος επιδεικνύει ασθενή εξάρτηση από την θερμοκρασία λειτουργίας, δηλαδή οι απώλειες θερμότητας από τον απορροφητή είναι σχετικά αμελητέες και ο συντελεστής θερμικών απωλειών U_o λαμβάνει τιμές στην περιοχή 0.5-1.1 W/m²K. Αυτό οφείλεται στην συμπαγή και αποτελεσματική διαμόρφωση της ψυκτικής διάταξης και τη χρήση βαρέας μόνωσης, οι οποίες οδηγούν σε ελάχιστες θερμικές απώλειες λόγω αγωγής, συναγωγής και ακτινοβολίας. Θα πρέπει να σημειωθεί ότι η διαμόρφωση του απορροφητή που ενσωματώνει το πάνελ με «στενές» κυψέλες και τη συσκευή ψύξης VW (**Σχ. 6.7c**) μονώθηκε με διογκωμένη πολυστερίνη ($k=0.033$ W/mK), η οποία φαίνεται να είναι πιο κατάλληλο υλικό για χρήση σε σύγκριση με Armaflex που χρησιμοποιήθηκε για τις άλλες διαμορφώσεις. Αυτό γίνεται εμφανές από το συντελεστή θερμικών απωλειών της συγκεκριμένης διαμόρφωσης ($U_o \approx 0.5$ W/m²K), του οποίου η τιμή είναι περίπου η μισή των αντίστοιχων που επιτυγχάνονται από τις άλλες διαμορφώσεις.

Μια σημαντική διαπίστωση που προκύπτει από τη σύγκριση των **Σχ. 6.7a-c** είναι ότι το σύστημα επιτυγχάνει παρόμοια συνολική απόδοση ανεξάρτητα από το χρησιμοποιούμενο σύστημα ψύξης (FW ή VW συσκευή). Είναι λογικό να αναμένεται ότι σημαντική μεταφορά θερμότητας λόγω αξονικής αγωγής (axial conduction) λαμβάνει χώρα στα υλικά του απορροφητή με υψηλή θερμική αγωγιμότητα (υποστρώματα αλουμινίου), λόγω της ανομοιομορφίας της ακτινοβολίας στην επιφάνεια του απορροφητή και τη μεταβαλλόμενη ποιότητα της θερμικής σύνδεσης μεταξύ του πάνελ και της ψύκτρας. Έτσι, είναι λογικός ο ισχυρισμός ότι οι απώλειες θερμότητας καθορίζονται από τη μέση θερμοκρασία της ψύκτρας. Όπως συζητήθηκε στο τέταρτο κεφάλαιο, οι τιμές της θερμικής αντίστασης με βάση τη μέση θερμοκρασία τοιχώματος βρέθηκαν να είναι περίπου ίσες για τις δύο συσκευές ψύξης (βλέπε **Σχ. 4.25**), γεγονός που εξηγεί την παρόμοια θερμική απόδοση των διάφορων παραλλαγών του συστήματος CPVT.

Διαφορετικές τιμές της ογκομετρικής παροχής του ψυκτικού ρευστού ίσες με 20, 30 και 40 mL/s θεωρήθηκαν κατά τη διάρκεια της πειραματικής αξιολόγησης του συστήματος, προκειμένου να διερευνηθεί η επίδραση της παροχής στη συνολική απόδοση. Το **Σχ. 6.8** απεικονίζει τα πειραματικά σημεία που ελήφθησαν από την αξιολόγηση των τριών διατάξεων απορροφητή για τις τρεις τιμές της παροχής νερού που εξετάστηκαν. Όσον αφορά την διαμόρφωση του απορροφητή που χρησιμοποιεί την ψυκτική συσκευή FW (**Σχ. 6.8a**), αύξηση της παροχής ρευστού από τα 20.0 στα 40.0 mL/s διατηρεί την ίδια οπτική απόδοση και οδηγεί σε μείωση του συντελεστή θερμικών απωλειών από 1.0 σε 0.5 W/m²K. Ωστόσο, αναφορικά με τις άλλες συνθέσεις που χρησιμοποιούν

Κεφάλαιο 6. Πειραματική αξιολόγηση του CPVT συστήματος

συσκευές VW, ο συντελεστής θερμικών απωλειών παραμένει σχετικά αμετάβλητος ως προς την παροχή νερού με τιμές περίπου ίσες με $1.0 \text{ W/m}^2\text{K}$ και $0.5 \text{ W/m}^2\text{K}$ για τις διαμορφώσεις του απορροφητή με αναφορά στα **Σχ. 6.8b** και **6.8c**, αντίστοιχα.

7.1 Κατάστρωση του δυναμικού μοντέλου

Η δυναμική προσομοίωση της λειτουργίας του συστήματος CPVT βασίστηκε σε ενεργειακά ισοζύγια που εκτελούνται σε κάθε στρώμα υλικού του απορροφητή του συστήματος. Το μοντέλο διαμορφώθηκε θεωρώντας ως βασικές παραδοχές την αμελητέα επίδραση της βαρύτητας και τις αμελητέες οπτικές «απώλειες άκρων». Η δεύτερη παραδοχή είναι δικαιολογημένη, καθώς όσον αφορά διατάξεις σχετικά μικρού συνολικού μήκους, το παρόν σύστημα θα μπορούσε να κατασκευασθεί κατάλληλα, ώστε να παρακολουθεί την πορεία του ήλιου σε δύο άξονες, με την ενσωμάτωση περιστροφικής βάσης. Για συστήματα μεγαλύτερου μήκους, είναι δυνατή η επέκταση του ανακλαστήρα πέραν του ενεργού μήκους του απορροφητή για την πρόληψη της εμφάνισης «απωλειών άκρων». Για παράδειγμα, στην ακραία περίπτωση όπου το σύστημα λειτουργεί υπό γωνία πρόσπτωσης 62.4° , η οποία εμφανίζεται στις 8 πμ κατά το θερινό ηλιοστάσιο, η επέκταση του ανακλαστήρα κατά 1.3 m (για εστιακό μήκος 0.69 m) πέρα από τον απορροφητή καθιστά τις απώλειες άκρων αμελητέες. Είναι εφικτό από κατασκευαστική σκοπιά για ένα σύστημα που έχει ένα τυπικό μήκος της τάξης των 10-15 m, να συμπεριλάβει επιπλέον ανακλαστήρες μήκους 2-3 m. Η επίδραση της μη ομοιόμορφης κατανομής της ακτινοβολίας στην ενεργή επιφάνεια των ηλιακών κυψελών ελήφθη υπ' όψιν με τη χρήση ενός σταθερού συντελεστή F_{umi} , οι τιμές του οποίου έχουν επιλεγεί κατάλληλα, έτσι ώστε οι προβλέψεις να είναι σε συμφωνία με τις πειραματικές μετρήσεις. Θεωρήθηκαν επτά στρώματα υλικού εντός του απορροφητή και το προκύπτον δίκτυο θερμικών αντιστάσεων που αντιπροσωπεύει τον δέκτη απεικονίζεται στο **Σχ. 7.1**. Για κάθε κόμβο i του θερμικού δικτύου, δηλαδή για κάθε υλικό του δέκτη, διατυπώθηκε ο θερμικός ισολογισμός με τη γενική μορφή:

$$M_i C_i \frac{dT_i}{dt} = \sum_j Q_{in} - \sum_k Q_{out} \quad (7.1)$$

όπου M και C είναι η μάζα και η ειδική θερμότητα του υλικού, αντίστοιχα. Τα αμεταβατικά φαινόμενα λαμβάνονται υπ' όψιν μέσω του όρου στην αριστερή πλευρά της **Εξ. (7.1)**, που αντιστοιχεί στη θερμοχωρητικότητα του υλικού. Οι θερμικές ροές Q συσχετίζονται με τις θερμοκρασίες των διαδοχικών κόμβων μέσω της σχέσης:

$$Q = \frac{T_i - T_{i+1}}{R_{th,i-i+1}} \quad (7.2)$$

όπου $R_{th,i-i+1}$ είναι η θερμική αντίσταση μεταξύ δύο διαδοχικών κόμβων. Κάθε κόμβος του θερμικού συστήματος τοποθετείται στο μέσο του πάχους του στρώματος του υλικού και έτσι η θερμική

αντίσταση μεταξύ των κόμβων αντιμετωπίζεται ως το ήμισυ του αθροίσματος των θερμικών αντιστάσεων των διαδοχικών στρώσεων:

$$R_{i-i+1} = \frac{R_i + R_{i+1}}{2} \quad (7.3)$$

Η υποβάθμιση της απόδοσης των κυψελών λόγω ανυψωμένης θερμοκρασίας λειτουργίας υπολογίστηκε χρησιμοποιώντας την Εξ. (2.2), με τις τιμές του συντελεστή θερμοκρασίας β που προσδιορίστηκαν κατά πειραματική αξιολόγηση των φωτοβολταϊκών συστοιχιών. Οι θερμικές αντιστάσεις λόγω αγωγής στα στερεά υλικά του απορροφητή υπολογίστηκαν χρησιμοποιώντας την Εξ. (3.12), ενώ η θερμική αντίσταση λόγω συναγωγής υπολογίστηκε χρησιμοποιώντας την Εξ. (3.14).

Ο όρος της θερμοχωρητικότητας που εμφανίζεται στην αριστερή πλευρά του θερμικού ισολογισμού κάθε στρώματος προσεγγίστηκε με χρήση της μεθόδου των πεπερασμένων διαφορών:

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{T_i^n - T_i^{n-1}}{\Delta t} \quad (7.4)$$

όπου ο δείκτης i αντιστοιχεί σε κάθε κόμβο του δικτύου θερμικών αντιστάσεων, δηλαδή στα διάφορα στρώματα υλικού που αποτελούν τον απορροφητή και το υγρό ψύξης.

Η διακύμανση των θερμοφυσικών ιδιοτήτων του ψυκτικού ρευστού με τη θερμοκρασία εισήχθη στο μοντέλο χρησιμοποιώντας συσχετίσεις για τη θερμική αγωγιμότητα k_f , την πυκνότητα ρ_f και το ιξώδες μ_f του νερού που είναι διαθέσιμες στη βιβλιογραφία [7.24]. Τέλος, η πτώση πίεσης του ψυκτικού ρευστού που απαιτείται για τον προσδιορισμό της παρασιτικής ισχύος άντλησης υπολογίστηκε χρησιμοποιώντας θεωρητικές εξισώσεις. Διενεργήθηκε ένας υπολογισμός που αφορά όλο το μήκος της ψύκτρας με χρήση των θερμοφυσικών ιδιοτήτων με βάση τη μέση θερμοκρασία του ψυκτικού ρευστού. Εφαρμόζοντας την εξίσωση (7.1), σε κάθε στρώμα υλικού του απορροφητή παράγεται ένα σύστημα επτά εξισώσεων με επτά αγνώστους, δηλαδή τη θερμοκρασία T_i σε κάθε στρώμα υλικού του απορροφητή. Το σύστημα αλγεβρικών εξισώσεων επιλύθηκε επαναληπτικά με χρήση της μεθόδου Gauss-Seidel.

7.2 Πρόβλεψη της μακροπρόθεσμης απόδοσης του συστήματος

Εκτός από την αξιολόγηση της απόδοσης του συστήματος σε ετήσια βάση, τρεις χρονικές περιόδους σε διάφορες εποχές του έτους, δηλαδή 1^η-4^η Μαρτίου, 21^η-24^η Ιουνίου και 1^η-4^η Δεκεμβρίου, επιλέχθηκαν προκειμένου να γίνει εμφανής η επίδραση των μεταβαλλόμενων περιβαλλοντικών συνθηκών στην απόδοση του συστήματος. Το Σχ. 7.6 παρουσιάζει τις επικρατούσες περιβαλλοντικές συνθήκες για τις χρονικές περιόδους υπό εξέταση. Τα κλιματολογικά στοιχεία (ταχύτητα ανέμου u_{wind} , θερμοκρασία περιβάλλοντος T_a , άμεση ηλιακή ακτινοβολία G_b) δόθηκαν από έναν αρχείο TMY (Τυπικό Μετεωρολογικό Έτος) του Meteororm [7.25] με δεδομένα για την Αθήνα.

Ένα σύστημα CPVT με τα κατασκευαστικά και λειτουργικά χαρακτηριστικά του πειραματικού πρωτοτύπου, αλλά με μεγαλύτερο εμβαδόν ίσο με 10.0 m², έτσι ώστε να είναι εύκολα εμφανής η επίδραση των θερμικών απωλειών, επιλέχθηκε ως «σύστημα αναφοράς». Τα χαρακτηριστικά του συγκεκριμένου συστήματος συνοψίζονται στον Πίνακα 7.2.

Το Σχ. 7.8 αποκαλύπτει ότι η τιμή της ογκομετρικής ροής του νερού έχει μόνο μια μικρή επίδραση στην ενεργειακή απόδοση του CPVT συστήματος, τόσο για την ψύκτρα FW (Σχ. 7.8a) όσο και για την ψύκτρα VW (Σχ. 7.8b). Αύξηση της ογκομετρικής παροχής από τα 20.0 στα 40.0 mL/s οδηγεί σε αύξηση της ηλεκτρικής και θερμικής απόδοσης κατά περίπου 6% και λιγότερο από 2%, αντίστοιχα. Όπως αναφέρεται στην παράγραφο 6.3, οι θερμικές απώλειες από τον απορροφητή του συστήματος είναι μικρού μεγέθους και, επιπλέον, η θερμική αντίσταση αγωγής που παρουσιάζουν τα στερεά υλικά έχει μια πιο σημαντική συμβολή συνολική θερμική αντίσταση του απορροφητή σε σύγκριση με την αντίσταση συναγωγής της ψύκτρας η οποία μειώνεται για αύξηση της παροχής του ψυκτικού ρευστού. Θα πρέπει επίσης να αναφερθεί ότι ακόμη και για ένα σύστημα συνολικού μήκους 5.0m, όπως το σύστημα αναφοράς, η επίδραση της παρασιτικής ισχύος άντλησης είναι αμελητέα όσον αφορά την απόδοση του συστήματος. Ωστόσο, αυτό δεν μπορεί να θεωρηθεί ως γενική παρατήρηση, καθώς γραμμικά συστήματα CPVT μεγαλύτερης κλίμακας είναι δυνατόν να έχουν συνολικό μήκος πολλών μέτρων.

Επιπλέον, είναι ενδιαφέρον να εξεταστεί η επίδραση της θερμοκρασίας εισόδου του ψυκτικού νερού στην απόδοση του συστήματος. Είναι έκδηλο από το Σχ. 7.9, τα οποίο αναφέρεται στο σύστημα αναφοράς, ότι η αυξημένη θερμοκρασία του νερού που εισέρχεται στο σύστημα επιδρά αρνητικά τόσο στη θερμική όσο και στη συνολική απόδοση του συστήματος. Μάλιστα, η μείωση είναι ελαφρώς πιο σημαντική στην περίπτωση την ολικής απόδοσης (μαύρη γραμμή) σε σύγκριση με τη θερμική απόδοση (κόκκινη γραμμή), καθώς η αυξημένη θερμοκρασία του απορροφητή οδηγεί σε αυξημένες θερμικές απώλειες και, επιπλέον, σε μειωμένη ηλεκτρική παραγωγή λόγω της αυξημένης θερμοκρασίας του φωτοβολταϊκού πάνελ. Για παράδειγμα, για αύξηση της θερμοκρασίας εισόδου του νερού από 298.0 K σε 338.0 K, όσον αφορά τις περιβαλλοντικές συνθήκες που αντιστοιχούν στην περίοδο του Δεκεμβρίου (Σχ. 7.9b), η συνολική απόδοση μειώνεται κατά 10% περίπου σε σχέση με την αρχική, ενώ η θερμική απόδοση μειώνεται κατά περίπου 8%.

7.3 Βελτιστοποίηση συστήματος

7.3.1 Εξεργειακή ανάλυση

Η εξεργειακή ανάλυση επιτρέπει μια ουσιαστική αξιολόγηση της απόδοσης ενός συστήματος, καθώς, στην ουσία, το σύστημα συγκρίνεται με μια ιδανική (αναστρέψιμη) θερμική μηχανή και οι παράγοντες που συμβάλλουν στην απόκλιση του συστήματος από την ιδανική λειτουργία επεσήμεινονται. Η εξεργειακή απόδοση συστήματος έχει χρησιμοποιηθεί ευρέως για την αξιολόγηση φωτοβολταϊκών θερμικών και συγκεντρωτικών ηλιακών θερμικών εφαρμογών, καθώς και για τη βελτιστοποίηση του σχεδιασμού και της λειτουργίας τους [7.26-7.32].

Η γενική ισορροπία εξέργειας ενός θερμοδυναμικού συστήματος με εισερχόμενες ($\dot{E}x_{in}$) και εξερχόμενες ροές εξέργειας ($\dot{E}x_{out}$) μπορεί να γραφτεί ως:

$$\sum_i \dot{E}x_{in} - \sum_i \dot{E}x_{out} = \sum_i \dot{E}x_{dest} \quad (7.5)$$

όπου $\dot{E}x_{dest}$ είναι η καταστροφή εξέργειας εντός του συστήματος.

Στην περίπτωση των ηλιακών εφαρμογών, η εισερχόμενη ροή εξέργειας είναι η ηλιακή ακτινοβολία, η οποία σύμφωνα με τον Petela [7.34] είναι ίση με:

$$\dot{E}x_{sun} = G_b A_a \left(1 - \frac{4}{3} \frac{T_a}{T_{sun}} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_a}{T_{sun}} \right)^4 \right) \quad (7.6)$$

όπου T_{sun} είναι η θερμοκρασία του ήλιου ίση με 4350 K [7.35]. Η Εξ. (7.6) παρέχει το μέγιστο έργο που μπορεί να παραχθεί από την ισότροπη ακτινοβολία μέλανος σώματος θερμοκρασίας T_{sun} [7.36]. Τα ωφέλιμα, εξερχόμενα ρεύματα εξέργειας προκύπτουν με βάση την παραγόμενη θερμική και ηλεκτρική ισχύ:

$$\dot{E}x_{th} = Q_{th} \left(1 - \frac{T_a}{T_{f,o}} \right) \quad (7.7)$$

$$\dot{E}x_{el} = P_{el} \quad (7.8)$$

Τέλος, η εξεργειακή απόδοση του ολοκληρωμένου συστήματος ορίζεται ως ο λόγος καθαρής ροές εξέργειας προς την εξέργεια εισόδου στο σύστημα λόγω της ηλιακής ακτινοβολίας:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}x_{th} + \dot{E}x_{el} - \dot{E}x_{pump}}{\dot{E}x_{sun}} \quad (7.9)$$

7.3.2 Επίδραση των παραμέτρων του συστήματος στη συνολική απόδοση

Η καθαρή εξεργειακή απόδοση θεωρήθηκε ως κατάλληλος δείκτης, ώστε να διευκρινιστεί η επιρροή των συνθηκών λειτουργίας και των χαρακτηριστικών των διαφόρων βασικών συνιστωσών στη συνολική απόδοση του συστήματος, δεδομένου ότι επιτρέπει την άμεση της παραγόμενης θερμικής και ηλεκτρικής ισχύος, οι οποίες ανάγονται σε ρεύματα εξέργειας ίσης «αξίας». Το Σχ. 7.12 απεικονίζει τη μεταβολή της εξεργειακής απόδοσης που προκαλείται στο σύστημα από την αύξηση της ογκομετρικής παροχής του νερού. Όπως αποδείχτηκε στην παράγραφο 7.2, η ενεργειακή απόδοση του συστήματος είναι σχετικά ανεξάρτητη από την τιμή της ογκομετρικής παροχής. Ωστόσο, η παροχή του νερού φαίνεται να έχει σημαντική επίδραση όσον αφορά την εξεργειακή απόδοση του συστήματος και μάλιστα αύξηση της ογκομετρικής παροχής οδηγεί σε μείωση της συνολικής εξεργειακής απόδοσης. Μολονότι η υψηλότερη παροχή τείνει να μειώσει τη θερμοκρασία λειτουργίας των φωτοβολταϊκών κυψελών και να αυξήσει έτσι την απόδοσή τους, επιπλέον μειώνει τη θερμοκρασία του υγρού στην έξοδο του συστήματος $T_{f,o}$. Σύμφωνα με την Εξ. (7.7), το ρεύμα εξέργειας που σχετίζεται με τη θερμική ισχύ, εκτός από την παραγόμενη θερμότητα, επίσης εξαρτάται από την θερμοκρασία στην οποία παρέχεται η θερμότητα και ως εκ τούτου, μειωμένη θερμοκρασία εξόδου του ψυκτικού υγρού μειώνει την εξεργειακή απόδοση. Μείωση της ογκομετρικής παροχής του νερού από 40.0 mL/s σε 20.0 mL/s μπορεί να οδηγήσει σε αύξηση της εξεργειακής απόδοσης του συστήματος έως περίπου 20% για μία ημέρα με υψηλή ηλιακή ακτινοβολία και χαμηλή θερμοκρασία περιβάλλοντος.

Ομοίως, όπως φαίνεται στο **Σχ. 7.9**, αύξηση της θερμοκρασίας του νερού που εισέρχεται στο σύστημα έχει δυσμενή επίδραση στην ενεργειακή απόδοση του συστήματος. Αντιθέτως, αυξημένη θερμοκρασία εισόδου νερού ενισχύει την εξεργειακή απόδοση του συστήματος ανεξαρτήτως των περιβαλλοντικών συνθηκών, όπως απεικονίζεται στο **Σχ. 7.13**. Η ενισχυμένη εξεργειακή απόδοση, παρά την αυξημένη θερμοκρασία λειτουργίας του συστήματος αποτελεί απόδειξη ότι, αναφερόμενοι στο δεύτερο θερμοδυναμικό νόμο, η παραγωγή θερμότητας σε υψηλή θερμοκρασία αποτελεί ενδεδειγμένο σενάριο λειτουργίας του CPVT συστήματος, παρά το γεγονός ότι η τελευταία συνδέεται με αυξημένες θερμικές απώλειες και μειωμένη ηλεκτρική απόδοση.

Κατά τη διάρκεια της πειραματικής αξιολόγησης του συστήματος διαπιστώθηκε ότι οι οπτικές απώλειες έχουν την πιο σημαντική συμβολή στη μείωση της συνολικής απόδοσης. Το **Σχ. 7.15** αποσαφηνίζει την επίδραση που έχει ένα πραβολικό κάτοπτρο υψηλότερης οπτικής ποιότητας στην εξεργειακή απόδοση. Η αυξημένη οπτική απόδοση οδηγεί σε αύξηση της προσπίπτουσας ακτινοβολίας στον απορροφητή του συστήματος με αποτέλεσμα να επηρεάζονται τα ωφέλιμα ρεύματα θερμικής και ηλεκτρικής εξέργειας με επωφελή τρόπο. Το σύστημα μπορεί να επιτύχει εξεργειακή απόδοση έως 18% και 21% κατά τη θερινή (**Σχ. 7.15a**) και χειμερινή περίοδο (**Σχ. 7.15b**), αντίστοιχα, για οπτική απόδοση της τάξης του 85%.

Η σχετικά χαμηλή απόδοση των φωτοβολταϊκών ηλιακών κυψελών ($\eta_{el}=13.8\%$) έχει αναγνωριστεί ως ένα αδύναμο σημείο του πρωτότυπου συστήματος. Το **Σχ. 7.16** παρουσιάζει την επίδραση της ηλεκτρικής απόδοσης της συστοιχίας φωτοβολταϊκών στην εξεργειακή απόδοση του συστήματος. Αυξάνοντας το ποσοστό της ηλιακής ακτινοβολίας που μετατρέπεται απευθείας σε ηλεκτρική ισχύ από τις ηλιακές κυψέλες μειώνει την πλεονάζουσα θερμότητα που είναι διαθέσιμη για απαγωγή μέσω του ψυκτικού ρευστού και η επίδραση αυτή αποτυπώνεται στο αντίστοιχο ρεύμα εξέργειας. Μπορεί να παρατηρηθεί ότι απόλυτη αύξηση της ηλεκτρικής απόδοσης κατά 5% οδηγεί σε αύξηση της εξεργειακής απόδοσης κατά περίπου 2%, ανεξάρτητα από τις περιβαλλοντικές συνθήκες. Οι γραφικές παραστάσεις του **Σχ. 7.16** περιλαμβάνουν μια πρόσθετη καμπύλη που αντιστοιχεί σε ένα σύστημα με υψηλές, αλλά σίγουρα εφικτές, οπτικές και ηλεκτρικές (αναφοράς) αποδόσεις, ίσες με 75% και 25%, αντίστοιχα. Όπως μπορεί να γίνει αντιληπτό, το σύστημα είναι σε θέση επιτύχει εξεργειακή απόδοση έως και 24% για χαμηλές τιμές της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, δηλαδή κατά τις περιόδους του Μαρτίου (**Σχ. 7.16a**) και του Δεκεμβρίου (**Σχ. 7.16c**). Με σύγκριση των **Σχ. 7.15b** και **7.16c**, μπορεί να εξαχθεί το συμπέρασμα ότι, για μια ημέρα με υψηλή ηλιακή ακτινοβολία κατά τη χειμερινή περίοδο, η ενσωμάτωση κυψελών υψηλής απόδοσης σε ένα σύστημα CPVT με υψηλή ποιότητα κατασκευής αυξάνει την εξεργειακή απόδοση από 17.5% σε 23%.

Κεφάλαιο 8 Συμπεράσματα και προτάσεις για μελλοντική έρευνα

8.1 Συμπεράσματα

Ψυκτικές Συσκευές

- Η προσθήκη επιφανειών μεταφοράς θερμότητας στην γεωμετρική διαμόρφωση ψύκτρας με πετύγια βελτιώνει τη θερμική απόδοση, αλλά επιπλέον προκαλεί σημαντική πτώση πίεσης του ψυκτικού ρευστού.
- Η πρόκληση κατάλληλης δευτερογενούς ροής λόγω γεωμετρικής διαμόρφωσης ή/και επικρατουσών συνθηκών ροής έχει ευεργετική επίδραση στη θερμική απόδοση μιας ψυκτικής συσκευής.
- Η εισαγωγή καναλιών βηματικά μειούμενου πλάτους κατά μήκος της κατεύθυνσης ροής σε ψύκτρα με πετύγια αυξάνει την ομοιομορφία της θερμοκρασίας και μειώνει σημαντικά την προκαλούμενη πτώση πίεσης με μικρή αύξηση της θερμικής αντίστασης.
- Η κατασκευή ψυκτρών μεγάλου μήκους ($L = 0.5 \text{ m}$) με μικρο-κανάλια σταθερού και βαθμηδόν μεταβαλλόμενου πλάτους είναι εφικτή χρησιμοποιώντας συμβατικές κατεργασίες κοπής. Μάλιστα, τα μικρο-κανάλια που κατασκευάστηκαν έχουν πολύ υψηλή αναλογία διαστάσεων ύψους προς πλάτος ($AR \approx 19$).
- Κατάλληλος σχεδιασμός και πολυ-κριτηριακή βελτιστοποίηση της γεωμετρικής διαμόρφωσης της ψυκτικής συσκευής μπορεί να οδηγήσει στην κατασκευή μιας ψύκτρας υψηλής θερμικής απόδοσης η οποία προκαλεί μικρή πτώση πίεσης στο ψυκτικό μέσο.
- Η συσκευή FW που κατασκευάστηκε παρουσιάζει εξαιρετική θερμική απόδοση, καθώς για συνθήκες αμελητέων απωλειών θερμότητας, η μέγιστη θερμοκρασία στερεού τοιχώματος είναι ελαφρώς υψηλότερη από τη θερμοκρασία εξόδου του ρευστού.
- Το συσκευή VW τριών τμημάτων που κατασκευάστηκε διατηρεί σχετικά σταθερή μέγιστη θερμοκρασία τοιχώματος, ανεξάρτητα από την παροχή του ψυκτικού ρευστού στο εύρος 20.0 έως 40.0 mL/s.

Ολοκληρωμένο σύστημα CPVT

- Όλες οι τεχνικές προκλήσεις που συνδέονται με την ανάπτυξη ενός CPVT συστήματος αντιμετωπίστηκαν και ένα πρωτότυπο σύστημα πλήρους κλίμακας κατασκευάστηκε επιτυχώς και αξιολογήθηκε πειραματικά.
- Η οπτική ανάλυση κατέδειξε ότι η κατανομή της ακτινοβολίας στον απορροφητή παρουσιάζει ένα προφίλ με δύο κορυφές. Η κατανομή της ακτινοβολίας που προσδιορίστηκε πειραματικά επαληθεύθηκε μέσω προσομοιώσεων ιχνηλασίας ακτίνων (ray-tracing).
- Το πρωτότυπο σύστημα CPVT επιτυγχάνει συνολική απόδοση περίπου ίση με 50% με τη θερμική και την ηλεκτρική απόδοση να είναι της τάξης του 43-44% και 5-7%, αντιστοίχως. Η απόδοση του συστήματος βρέθηκε ανεξάρτητη από την παροχή του νερού στην περιοχή από 20.0 έως 40.0 mL/s.
- Ο σχεδιασμός του συστήματος ψύξης κρίνεται ως ιδιαίτερος αποτελεσματικός, καθώς η ενσωμάτωση του στο CPVT σύστημα οδήγησε σε αμελητέες θερμικές απώλειες και παρασιτική ισχύς άντλησης.
- Η ποιότητα του θερμικού δεσμού μεταξύ της συστοιχίας φωτοβολταϊκών κυψελών και της ψύκτρας βρέθηκε να είναι ικανοποιητική, καθώς η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ των υποστρωμάτων της ψύκτρας και του πάνελ διαπιστώθηκε ότι είναι της τάξης των 6.0 K.
- Για τα χαρακτηριστικά απόδοσης του πρωτότυπου συστήματος CPVT, όπου η παραγόμενη ισχύς είναι κυρίως υπό τη μορφή της θερμότητας, η λειτουργία του συστήματος σε υψηλές θερμοκρασίες αυξάνει την εξεργειακή απόδοση του.
- Η εξεργειακή απόδοση του συστήματος CPVT επηρεάζεται κυρίως από την οπτική ποιότητα του παραβολικού κατόπτρου και την ηλεκτρική απόδοση της φωτοβολταϊκής συστοιχίας. Η αύξηση αυτών των δύο παραγόντων σε εφικτές τιμές, π.χ. $\eta_{opt} = 0.75$ και $\eta_{el} = 0.25$, μπορεί να διπλασιάσει την απόδοση του συστήματος από 12% σε 24%.

8.2 Στοιχεία καινοτομίας της διατριβής

Ψυκτικές Συσκευές

Προτάθηκαν και διερευνήθηκαν διεξοδικά νέες διαμορφώσεις ψυκτικών συσκευών και εξετάστηκε η κατάλληλότητά τους για συστήματα CPVT. Αποκτήθηκε εμβριθής γνώση σχετικά με τα φαινόμενα ροής που οδηγούν σε ενίσχυση της μεταφοράς θερμότητας και προσδιορίστηκαν οι μηχανισμοί που οδηγούν στην εμφάνισή τους.

Επιπλέον, αναπτύχθηκε μια γρήγορη και αξιόπιστη διαδικασία βελτιστοποίησης για τη γεωμετρική βελτιστοποίηση ψυκτρών με πτερύγια. Οι ψυκτικές διατάξεις με τη βέλτιστη γεωμετρική διαμόρφωση κατασκευάστηκαν μέσω συμβατικών κατεργασιών κοπής. Κατά την άποψη του

συγγραφέα, αυτή είναι η πρώτη φορά που αναφέρεται στη βιβλιογραφία η κατασκευή και η πειραματική αξιολόγηση ψυκτρών με μικρο-κανάλια σημαντικού μήκους και υψηλού λόγου ύψους προς πλάτος. Θα πρέπει να τονιστεί ότι η ψύκτρα με τρία τμήματα καναλιών με κλιμακωτά μεταβαλλόμενο πλάτος παρουσιάζει το μοναδικό χαρακτηριστικό της διατήρησης σταθερής μέγιστης θερμοκρασίας τοιχώματος για ένα ευρύ φάσμα της παροχής του ψυκτικού ρευστού.

Ολοκληρωμένο σύστημα CPVT

Ένα αποτελεσματικό και αξιόπιστο πρωτότυπο σύστημα CPVT αναπτύχθηκε και όλες οι τεχνικές προκλήσεις που συνδέονται με την κατασκευή των συνιστωσών του αντιμετωπίστηκαν επιτυχώς με αποτέλεσμα την απόκτηση πολύτιμης τεχνογνωσίας. Κατά την άποψη του συγγραφέα το συγκεκριμένο πρωτότυπο είναι η μόνη λειτουργική διάταξη στην Ελλάδα και μία από τα λίγες που έχουν αναπτυχθεί παγκοσμίως. Μια πρωτότυπη συσκευή χαμηλού κόστους αναπτύχθηκε για τη μέτρηση της κατανομής της ακτινοβολίας στην ενεργή επιφάνεια του απορροφητή. Επιπροσθέτως, η θερμική και ηλεκτρική απόδοση του συστήματος αξιολογήθηκαν πειραματικά και τα βασικά χαρακτηριστικά των συνιστωσών που επηρεάζουν σημαντικά τη συνολική απόδοση του πρωτοτύπου εντοπίστηκαν, έτσι ώστε να είναι εφικτή η περαιτέρω βελτίωση του πρωτοτύπου με απώτερο στόχο την επίτευξη εμπορικής παραγωγής. Τέλος, αναπτύχθηκε υπολογιστικός αλγόριθμος ικανός να προβλέψει μακροπρόθεσμη απόδοση του συστήματος.

8.3 Προτάσεις για μελλοντική έρευνα

▪ Περαιτέρω διερεύνηση ψυκτικών διατάξεων

Νέες διαμορφώσεις ψυκτικών διατάξεων που προσφέρουν πιθανή ενίσχυση της μεταφοράς θερμότητας όπως μικρο-κανάλια σε δύο επίπεδα (stacked), γεωμετρίες πρόκλησης στροβίλων (linear vortex generators), και πορώδη μέταλλα (metal foams) θα αποτελούσαν ενδιαφέροντα θέματα για περαιτέρω έρευνα.

▪ Βελτίωση του πρωτοτύπου συστήματος CPVT

Αρχικά, είναι απαραίτητος ο σχεδιασμός και η υλοποίηση ενός συστήματος παρακολούθησης του ήλιου, έτσι ώστε το σύστημα να είναι δυνατόν να επιτύχει αυτόνομη λειτουργία. Μέριμνα θα πρέπει επίσης να ληφθεί για την αύξηση της οπτικής ποιότητας του συστήματος, μέσω της ακριβέστερης κατασκευής του παραβολικού κατόπτρου. Επιπλέον, θα πρέπει να κατασκευαστεί ένα σύστημα μεγαλύτερης κλίμακας συζευγμένο με κατάλληλα διαστασιοποιημένη αποθήκη θερμότητας.

▪ Σχεδιασμός και αξιολόγηση των συστημάτων CPVT σημειακής εστίασης

Η τεχνική εμπειρία που αποκτήθηκε μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τον σχεδιασμό και την ανάπτυξη συστημάτων CPVT σημειακής εστίασης, όπου είναι δυνατή η χρήση ηλιακών κυψελών τριπλού δεσμού, οι ποίες επιτυγχάνουν υψηλή απόδοση της τάξης του 30-40%.

▪ Μοντελοποίηση του συστήματος CPVT

Ο κώδικας που αναπτύχθηκε για την προσομοίωση της απόδοσης του συστήματος μπορεί να επεκταθεί περαιτέρω, ώστε να συμπεριλάβει πρόσθετες ψυκτικές διατάξεις. Επιπλέον, ο κώδικας θα μπορούσε να υλοποιηθεί εντός του λογισμικού προσομοίωσης ενεργειακών συστημάτων TRNSYS ως νέο «αντικείμενο» (component), ώστε να είναι δυνατή η προσομοίωση παραγματικών σεναρίων εξυπηρέτησης θερμικών και ηλεκτρικών φορτίων.