



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΜΕΤΑΚΡΙΣΙΜΟΥ
ΚΑΙ ΥΠΕΡΚΡΙΣΙΜΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΨΥΞΗΣ
ΔΙΟΞΕΙΔΙΟΥ ΤΟΥ ΑΝΘΡΑΚΑ ΜΕ ΗΛΙΑΚΗ
ΕΝΕΡΓΕΙΑ ΚΑΙ ΒΙΟΜΑΖΑ**

Συγγραφή:

ΚΑΜΑΡΙΝΟΠΟΥΛΟΣ ΚΩΝΣΤΑΝΤΙΝΟΣ ΠΑΝΤΕΛΕΗΜΩΝ

Επιβλέπουσα καθηγήτρια: Κορωνάκη Ειρήνη

ΑΘΗΝΑ (Οκτώβριος 2020)

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	4
ABSTRACT	4
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1°	5
1.1 Εισαγωγή.....	5
1.2 Χρήση διοξειδίου του άνθρακα (CO ₂) ως ψυκτικό.....	7
1.3 Συμπυκνωτές - Gas coolers σε συστήματα ψύξης με CO ₂	8
1.4 Χρήση ηλιακής ενέργειας για ψύξη	9
1.5 Ταξινόμηση τεχνολογιών ηλιακής ψύξης.....	10
1.5.1 Ηλεκτρικά - ηλιακά συστήματα ψύξης	10
1.5.2 Ηλιακά συστήματα θερμικής ψύξης.....	14
1.6 Χρήση Βιομάζας	19
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2°	21
2.1 Χρήση CO ₂	21
2.2 Θερμοδυναμική Ανάλυση κύκλου	23
2.2.1 Φυσικές και θερμοφυσικές ιδιότητες του CO ₂	24
2.2.2 Βασικός κύκλος ψύξης	27
2.2.3 Μεταφορά θερμότητας.....	31
2.2.4 Αερόψυκτοι εναλλάκτες θερμότητας CO ₂ τύπου σωλήνων και πτερύγιων	32
2.3 Εφαρμογές και συστήματα βελτίωσης αποδοτικότητας ψυκτικού κύκλου με CO ₂	34
2.3.1 Εσωτερικοί εναλλάκτες θερμότητας.....	34
2.3.2 Διαστολείς.....	35
2.3.3 Συστήματα Booster.....	37
2.3.4 Εξοικονομητές.....	38
2.3.5 Βοηθητικοί ή παράλληλοι συμπιεστές για συμπίεση ατμών	40
2.3.6 Εγχυτήρες	41
2.3.7 Υπόψυξη	42
2.3.8 Ψύξη με εξάτμιση.....	43
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3°	45
3.1 Ανάλυση τεχνολογίας ψύξης CO ₂ με χρήση ηλιακής ενέργειας και βιομάζας	45
3.2 Θερμοδυναμική ανάλυση του συστήματος	48
3.3 Αποτελέσματα.....	50
3.3.1 Θερμική ανάλυση του προτεινόμενου συστήματος.....	51
3.3.2 Εξεργειακή ανάλυση του συστήματος	52

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4°	55
4.1 Εισαγωγή	55
4.2 Περιγραφή μοντέλου	58
4.3 Εξισώσεις διατήρησης πλευράς ψυκτικού μέσου	60
4.3.1 Μεταφορά θερμότητας πλευράς του αέρα.....	62
4.4 Επικύρωση μοντέλου	64
4.5 Εφαρμογές μοντέλου	66
4.6 Συμπεράσματα.....	71
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5°	75
5.1 Συμπεράσματα.....	75
5.2 Επίλογος.....	76
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	78

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η θερμοδυναμική ανάλυση μετακρίσιμου και υπερκρίσιμου συστήματος ψύξης CO₂ με ηλιακή ενέργεια και βιομάζα. Αρχικά στο πρώτο κεφάλαιο έγινε αναφορά στο πώς το CO₂ μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως ψυκτικό μέσο και επίσης αναπτύχθηκαν τα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματά του. Ακολούθως έγινε βιβλιογραφική ανασκόπηση πάνω στους τρόπους με τους οποίους η ηλιακή ενέργεια και η βιομάζα χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές ψύξης. Στο δεύτερο κεφάλαιο αναπτύχθηκε ο κύκλος ψύξης με εργαζόμενο μέσο το CO₂ και έγινε θερμοδυναμική ανάλυση αυτού του κύκλου. Επίσης αναλύθηκαν οι τρόποι με τους οποίους μπορεί να αυξηθεί η απόδοση ενός τέτοιου συστήματος ψύξης CO₂. Ακολούθως στο επόμενο κεφάλαιο αναπτύχθηκε ένα σύστημα ψύξης με εργαζόμενο μέσο το CO₂ το οποίο λειτουργεί όμως με χρήση ηλιακής ενέργειας και βιομάζας. Στο τέταρτο κεφάλαιο έγινε ανάλυση της μεθοδολογίας στην οποία βασίστηκε μια σύγχρονη έρευνα για την μοντελοποίηση ενός gas cooler καθώς και τα αποτελέσματα αυτής. Το πέμπτο και τελευταίο κεφάλαιο αποτελεί μια σύνοψη των συμπερασμάτων που προκύπτουν από το σύνολο της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

ABSTRACT

The purpose of this dissertation is the thermodynamic analysis of a transcritical and supercritical CO₂ cooling system with solar energy and biomass. Initially in the first chapter reference was made on how CO₂ can be used as a refrigerant and its advantages and disadvantages were assessed. This was followed by a literature review on the ways in which solar energy and biomass are used in refrigeration applications. In the second chapter, the CO₂ cooling cycle was developed and a thermodynamic analysis of this cycle was performed. The ways in which the efficiency of such a CO₂ cooling system can be increased were also analyzed. Subsequently, in the next chapter, a cooling system was analyzed using CO₂, which, however, operates using solar energy and biomass. In the fourth chapter, an analysis of the methodology that was adopted in a recent research for the modelization of a gas cooler was presented and its results discussed. Finally, the fifth and final chapter consists a synopsis of all the conclusions that arise from this dissertation.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1^ο

1.1 Εισαγωγή

Το διοξείδιο του άνθρακα (CO₂) είναι ευρέως γνωστό ως προϊόν της αναπνοής των φυτών ή της καύσης ορυκτών καυσίμων, και το υψηλό του επίπεδο στην ατμόσφαιρα είναι ένας παράγοντας που συμβάλλει στην υπερθέρμανση του πλανήτη. Η συγκέντρωσή του στην ατμόσφαιρα ελέγχεται κυρίως μέσω φυσικών ταμιευτήρων όπως τα δάση, αλλά το αυξανόμενο μοτίβο αποψίλωσης έχει ως αποτέλεσμα την περαιτέρω αύξηση της συγκέντρωσης CO₂ στην ατμόσφαιρα της γης. Μια άλλη μέθοδος ελέγχου της συγκέντρωσης CO₂ είναι μέσω της χρήσης τεχνολογιών δέσμευσης άνθρακα για τη μεταφορά CO₂ σε αποθηκευτικούς χώρους, όπως υπόγειες γεωλογικές δεξαμενές, οι οποίες ωστόσο έχουν περιορισμένη χωρητικότητα. Λαμβάνοντας υπόψη την υπάρχουσα κατάσταση, προκειμένου να μειωθεί η ποσότητα CO₂ που πρέπει να αποθηκευτεί, μπορεί αυτό να χρησιμοποιηθεί ως εναλλακτική λύση για εφαρμογές αντικαθιστώντας άλλα κοινώς χρησιμοποιούμενα ρευστά. Για παράδειγμα, το CO₂ μπορεί να χρησιμοποιηθεί στη βιομηχανία φαρμακευτικών και χημικών βιομηχανιών ως χημικό αντιδραστήριο ή διαλύτης. Επιπλέον, το CO₂ μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως εργαζόμενο μέσο σε συστήματα ψύξης.

Η χρήση του CO₂ σε συστήματα ψύξης ξεκίνησε τη δεκαετία του 1890 όπου χρησιμοποιήθηκε ως ψυκτικό μέσο για την κατάψυξη και τη μεταφορά φρέσκων τροφίμων σε όλο τον κόσμο. Η χρήση του CO₂ σε εφαρμογές ψύξης στην ναυτιλία έγινε πολύ δημοφιλής, λόγω της αξιοπιστίας της, όσον αφορά την διανομή αρκετών προϊόντων διατροφής σε πολλές χώρες σε όλο τον κόσμο. Όμως, αρχικά οι απαιτήσεις του συστήματος με CO₂ για υψηλή πίεση λειτουργίας όπως επίσης και το γεγονός ότι έκαναν την εμφάνιση τους συνθετικά εργαζόμενα μέσα, όπως το χλωροδιφθορομεθάνιο (R-22), τη δεκαετία του 1940, διέκοψαν την πρόοδο των συστημάτων CO₂ έτσι ώστε μέχρι τη δεκαετία του 1960 είχε σχεδόν πλήρως αντικατασταθεί σε όλα τα θαλάσσια και χερσαία συστήματα (ASHRAE, 2010).

Τα τελευταία χρόνια, λόγω των περιβαλλοντικών επιπτώσεων, η χρήση του R-22 απαγορεύεται τώρα για νέα συστήματα, ενώ η παραγωγή του έχει σταματήσει εντελώς λόγω του πολύ υψηλού δυναμικού υπερθέρμανσης του πλανήτη (GWP). Ομοίως τα τελευταία χρόνια, τα συνθετικά ψυκτικά (R134a, R404a και R507) καταργούνται επίσης σταδιακά, όπως δηλώνεται και στο Πρωτόκολλο του Κιότο, προωθώντας τη χρήση φυσικών ψυκτικών (CO₂, αμμωνία και

υδρογονάνθρακες). Το CO₂ ως φυσικό ψυκτικό έχει μηδενικό δυναμικό μείωσης του όζοντος (ODP) και αμελητέο δυναμικό υπερθέρμανσης του πλανήτη (GWP). Είναι μη εύφλεκτο και μη τοξικό, χωρίς γνωστές καρκινογόνες, μεταλλαξιογόνες ή άλλες τοξικές επιδράσεις και χωρίς επικίνδυνα προϊόντα καύσης (IIR Guide, 2014).

Εκτός από τα περιβαλλοντικά ζητήματα, το CO₂ είναι επίσης ένα ψυκτικό μέσο μεγάλου ενδιαφέροντος, καθώς έχει ελκυστικές θερμο-φυσικές ιδιότητες: χαμηλό ιξώδες, καλή θερμική αγωγιμότητα, υψηλή πυκνότητα ατμών και υψηλή ειδική θερμοχωρητικότητα. Ο Πίνακας 1.1 δείχνει την σύγκριση απόδοσης διαφόρων ψυκτικών και του CO₂ (R744) όπου είναι εμφανές ότι έχει καλές θερμο-φυσικές ιδιότητες αλλά και υψηλότερες πιέσεις εξάτμισης και συμπύκνωσης από τα άλλα ψυκτικά. Από τον πίνακα φαίνεται επίσης ότι το CO₂ έχει τη χαμηλότερη αναλογία πίεσης και έναν πολύ μικρό ειδικό όγκο αναρρόφησης. Αυτά δείχνουν ότι το CO₂ μπορεί να παρέχει καλύτερες ογκομετρικές και ιστροπικές αποδόσεις και απαιτούν μικρότερες διαστάσεις συμπίεστή και διαμέτρους σωλήνα αναρρόφησης. Τέλος, το CO₂ φαίνεται ότι έχει χαμηλότερο ψυκτικό αποτέλεσμα από τα R22, R290 και R717, αλλά εξακολουθεί να είναι υψηλότερο από το R 404A.

Ψυκτικό	P _{evap}	P _{cond}	Ιξώδες	Θερμική αγωγιμότητα	Πυκνότητα ατμών	Ειδική θερμοχωρητικότητα
	(bar)	(bar)	$\times 10^{-5}$ (kg/ms)	$\times 10^{-3}$ (W/mK)	(kg/m ³)	(J/kgK)
R-22	3.8	11.3	1.359	12.19	47.99	898.4
R-404A	4.7	13.6	12.09	67.1	72.3	1579
R-290	3.7	10.3	9.532	93.48	22.37	2770
R-717	3.2	11	12.79	476.9	8.54	4810
R-744	28	68.9	2.224	61.51	288.9	16387

Απόδοση ψυκτικού						
Ψυκτικό	P _{evap}	P _{cond}	Αναλογία πίεσης	Ψυκτική ικανότητα	Ρυθμός ροής μάζας ψυκτικού	Ειδικός όγκος αναρρόφησης αερίου
	(bar)	(bar)	-	(kJ/kg)	$\times 10^{-3}$ (kg/s)	$\times 10^{-3}$ (m ³ /kg)
R-22	3.8	11.3	3	170.1	5.9	62.6
R-404A	4.7	13.6	2.9	124.2	8.1	42.8

R-290	3.7	10.3	2.9	300.5	3.3	126.1
R-717	3.2	11	3.5	1134.1	0.9	396.8
R-744	28	68.9	2.6	153.1	6.5	13.9

Πίνακας 1.1. Σύγκριση θερμο-φυσικών ιδιοτήτων διαφόρων ψυκτικών εργαζόμενων μέσων.

Το CO₂ θεωρείται επίσης ψυκτικό μέσο πολύ χαμηλού κόστους σε σύγκριση με άλλα κοινά ψυκτικά που χρησιμοποιούνται σήμερα και αναμένεται να έχει καλές προοπτικές σε μηχανικά συστήματα ψύξης, που θα χρησιμεύει τόσο ως πρωτογενές όσο και ως δευτερογενές ψυκτικό μέσο (ASHRAE, 2010).

1.2 Χρήση διοξειδίου του άνθρακα (CO₂) ως ψυκτικό

Το CO₂ μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε όλες σχεδόν τις εφαρμογές ψυκτικών συστημάτων και γίνεται πλέον συνηθισμένο σε εφαρμογές ψυκτικών εγκαταστάσεων σούπερ μάρκετ (IIR Guide, 2014).

Ως πρωτογενές ψυκτικό, το CO₂ έχει προταθεί για χρήση σε κινητές κλιματιστικές εγκαταστάσεις, ψυκτικές εγκαταστάσεις σούπερ μάρκετ και μηχανήματα αυτόματης πώλησης. Για παράδειγμα, στην εφαρμογή για θερμαντήρες νερού με αντλίες θερμότητας, η υπερκρίσιμη λειτουργία (δηλαδή, απόρριψη θερμότητας πάνω από το κρίσιμο σημείο του CO₂) είναι ευεργετική επειδή επιτρέπει καλή αντιστοίχιση θερμοκρασίας μεταξύ νερού και υπερκρίσιμου CO₂, γεγονός που βελτιώνει τον συντελεστή απόδοσης (ASHRAE, 2010).

Ως δευτερεύον ψυκτικό μέσο, το CO₂ μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως το ψυκτικό μέσο του σταδίου χαμηλής θερμοκρασίας σε μεγάλα βιομηχανικά συστήματα, συνήθως σε συνδυασμό με αμμωνία ή R-507A ως ψυκτικό υψηλής θερμοκρασίας. Τα μεσαίου μεγέθους εμπορικά συστήματα μπορούν επίσης να χρησιμοποιούν το CO₂ ως ψυκτικό στο στάδιο χαμηλής θερμοκρασίας σε συνδυασμό με HFC ή υδρογονάνθρακες ως ψυκτικό του σταδίου υψηλών θερμοκρασιών.

1.3 Συμπυκνωτές - Gas coolers σε συστήματα ψύξης με CO₂

Στα συστήματα ψύξης με CO₂, το σύστημα μπορεί να λειτουργεί σε υποκρίσιμη ή υπερκρίσιμη κατάσταση ανάλογα με τη θερμοκρασία περιβάλλοντος. Σε υπερκρίσιμη λειτουργία ο εναλλάκτης θερμότητας απορρίπτει τη θερμότητα από το υπέρθερμο ψυκτικού μέσο στον περιβάλλοντα αέρα χωρίς συμπύκνωση (μονοφασική μεταφορά θερμότητας). Σε αυτήν την περίπτωση ο εναλλάκτης θερμότητας είναι γνωστός ως gas cooler (Santosa et al., 2013) [1]. Στην υποκρίσιμη λειτουργία, ο εναλλάκτης θερμότητας συμπεριφέρεται με παρόμοιο τρόπο με έναν τυπικό συμπυκνωτή, συμπυκνώνοντας το αέριο CO₂ και απορρίπτοντας τη θερμότητα στον αέρα του περιβάλλοντος. Δύο τύποι gas cooler έχουν αναπτυχθεί τα τελευταία χρόνια (Gupta et al., 2010) [2] : macro-tube και micro-channel. Κάθε τύπος ψυγείου αερίου έχει πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα για συγκεκριμένες εφαρμογές.

Ο Gas Cooler τύπου micro-channel, που αναπτύχθηκε για εφαρμογές κλιματισμού αυτοκινήτων, αποτελείται από υδραυλικές διαμέτρους σωλήνων μικρότερες από 2 mm (Fillipini and Merlo, 2011) [3]. Το πλεονέκτημα ενός υψηλότερου συντελεστή μεταφοράς θερμότητας σε σύγκριση με τις συμβατικές γεωμετρίες σωλήνων, επιτρέπει έναν πιο συμπαγή σχεδιασμό του εναλλάκτη θερμότητας. Ο βελτιστοποιημένος σχεδιασμός των καναλιών ροής και η διανομή του ψυκτικού (πολλαπλή διανομή) είναι σημαντικοί παράγοντες για την επίτευξη βελτιωμένης απόδοσης, χαμηλότερης φόρτισης ψυκτικού, καθώς και χαμηλών εσωτερικών απωλειών πίεσης.

Παρά τα πλεονεκτήματα, ο εναλλάκτης θερμότητας μικροκαναλιών έχει επίσης μερικά μειονεκτήματα. Τα μικρο-κανάλια έχουν πολύ άκαμπτη κατασκευή που καθιστά δύσκολη την παροχή ειδικού κυκλώματος για μεγάλα πηνία. Έχουν επίσης την τάση να συσσωρεύουν βρωμιά στις διόδους ροής του αέρα και απαιτούν συχνή συντήρηση (Fillippini and Merlo, 2011) [3].

Από την άλλη πλευρά, οι εναλλάκτες θερμότητας macro-tube έχουν καλή αξιοπιστία, χαμηλή αντίσταση ροής αέρα και χαμηλή συσσώρευση ρύπων στο χώρο ροής. Προσφέρουν επίσης ευελιξία στην κατασκευή και μειωμένο κόστος κεφαλαίου και συντήρησης σε σύγκριση με τα ψυγεία αερίου μικροκαναλιών (Ge and Cropper, 2009) [4]. Για αυτούς τους λόγους, ο gas cooler τύπου macro-tube είναι ο πιο ευνοϊκός τύπος σε βιομηχανικές εφαρμογές σε σύγκριση με τους micro-channel (Sun and Zang, 2014)[5].

1.4 Χρήση ηλιακής ενέργειας για ψύξη

Τα τελευταία χρόνια η χρήση της ηλιακής ενέργειας για εφαρμογές ψύξης έχει λάβει μεγάλη προσοχή καθώς αποτελεί καινοτόμα τεχνολογία, πολλά υποσχόμενη, αποτελεσματική και φιλική προς το περιβάλλον. Τα ηλιακά συστήματα κλιματισμού ως εναλλακτικές επιλογές για συμβατικά συστήματα κλιματισμού [6, 7] προσφέρουν πολλά πλεονεκτήματα όπως:

- Μείωση της διαφοράς μεταξύ της ενεργειακής προσφοράς και της ζήτησης ενέργειας με τη χρήση πηγών θερμότητας χαμηλής ποιότητας, όπως η ηλιακή ενέργεια και η τηλεθέρμανση (εκμετάλλευση της βιομηχανικής θερμότητας αποβλήτων)
- Μείωση των εκπομπών CO₂
- Μείωση της αιχμής της κατανάλωσης ενέργειας των διαδικασιών κλιματισμού που δημιουργούνται από τη χρήση συμβατικών συστημάτων ειδικά κατά τη θερινή περίοδο για τα κτίρια και τους χώρους που έχουν υψηλά λανθάνοντα φορτία.

Ο κτιριακός τομέας θεωρείται ως σημαντικός συντελεστής στην κατανάλωση ενέργειας στον κόσμο. Αριθμητικά, το 41,1% της συνολικής ενέργειας στις Ηνωμένες Πολιτείες το 2011 καταναλώθηκε στον τομέα των κτιρίων και η κατάσταση αυτή αναμένεται να αυξηθεί σε 42,1% το 2035 [8].

Στην Ευρώπη, ο κτιριακός τομέας ήταν υπεύθυνος για το 39% της συνολικής κατανάλωσης ενέργειας. Στην Κίνα, το 25-30% της συνολικής ενέργειας καταναλώνεται από αστικά και βιομηχανικά κτίρια [9]. Το ίδιο σενάριο στην Αυστραλία με την οικοδομική βιομηχανία να καταναλώνει το 40% της συνολικής παραγόμενης ενέργειας [10]. Σύμφωνα με την έκθεση που εκδόθηκε από τη στρατηγική της ΕΕ για τη θέρμανση και την ψύξη το 2016, η κατανάλωση ενέργειας για ψύξη και θέρμανση στα κτίρια κατείχε περίπου το 80% της συνολικής απαιτούμενης ενέργειας.

Επιπλέον, η χρήση καινοτόμων τεχνολογιών ψύξης χαμηλής ενέργειας για θέρμανση και ψύξη θα επιφέρει εξοικονόμηση καυσίμου 5 Mton ετησίως το 2030, που αντιστοιχεί σε 9 εκατομμύρια τόνους CO₂ [11]. Οι μεσογειακές χώρες έχουν εξοικονομήσει 40%-50% της ενέργειας που καταναλώνουν για ψύξη και κλιματισμό χρησιμοποιώντας τεχνικές συστημάτων κλιματισμού με ηλιακή ενέργεια [12, 13]. Πολλές τεχνολογίες ηλιακής ψύξης όπως η ηλιακή απορρόφηση, η ηλιακή προσρόφηση, η ξήρανση και τα συστήματα με εγχυτήρα έχουν μελετηθεί από ερευνητές. Μεταξύ αυτών των τεχνολογιών, η ηλιακή απορρόφηση είναι η πιο

ευρέως χρησιμοποιούμενη τεχνολογία με το 59% των εγκατεστημένων συστημάτων στην Ευρώπη έναντι 11% για την ηλιακή προσρόφηση και 23% για την ψύξη με ξήρανση [14].

1.5 Ταξινόμηση τεχνολογιών ηλιακής ψύξης

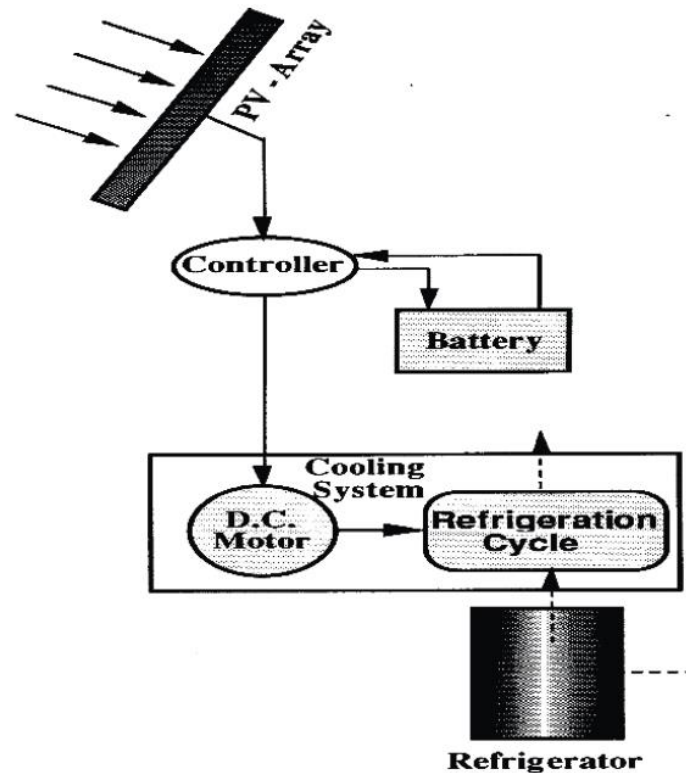
Τα ηλιακά συστήματα ψύξης μπορούν να ταξινομηθούν σε δύο κύριες κατηγορίες ανάλογα με την ενέργεια που χρησιμοποιείται για την λειτουργία τους: ηλιακά συστήματα ψύξης και ηλιακά - ηλεκτρικά συστήματα ψύξης. Και οι δύο τύποι ηλιακής ψύξης μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε βιομηχανικές και οικιακές διαδικασίες ψύξης και κλιματισμού, με εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας έως και 95% [15].

1.5.1 Ηλεκτρικά - ηλιακά συστήματα ψύξης

Γενικά, το ηλιακό ηλεκτρικό σύστημα ψύξης αποτελείται από δύο μέρη: το φωτοβολταϊκό πάνελ και την ηλεκτρική συσκευή ψύξης. Τα φωτοβολταϊκά κύτταρα μετατρέπουν το φως σε ηλεκτρισμό μέσω του φωτοηλεκτρικού φαινομένου. Η ισχύς που παράγεται από τον ηλιακό φωτοβολταϊκό πίνακα παρέχεται είτε σε συστήματα συμπίεσης ατμών, είτε σε θερμοηλεκτρικό σύστημα, είτε στον κύκλο Stirling.

➤ Ηλιακά συστήματα συμπίεσης ατμών

Τα ψυγεία τα οποία τροφοδοτούνται ενεργειακά από φωτοβολταϊκά είναι μια εναλλακτική επιλογή για την παραγωγή ψύξης σε απομακρυσμένες περιοχές αναπτυσσόμενων χωρών. Το φωτοβολταϊκό στοιχείο μετατρέπει την προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία σε ισχύ συνεχούς ρεύματος που μπορεί να τροφοδοτήσει τον συμπιεστή του συστήματος συμπίεσης ατμών. Αυτό το σύστημα όπως απεικονίζεται στην εικόνα 1.1 αποτελείται από ψυγείο συμπίεσης DC συνδεδεμένο με ελεγκτή, συσσωρευτή για την τροφοδοσία και αποθήκευση της ενέργειας, και φωτοβολταϊκή γεννήτρια που τροφοδοτεί το ψυγείο και φορτίζει την μπαταρία. Το κύριο πλεονέκτημα αυτού του συστήματος σε σύγκριση με τα άλλα συστήματα κλιματισμού είναι ότι δεν απαιτεί εξωτερική τροφοδοσία καυσίμου. Για να λειτουργήσει το σύστημα με την υψηλότερη απόδοση, η τάση πρέπει να είναι κοντά στην τάση που παράγεται με τη μέγιστη δυνατή ισχύ.



Εικ. 1.1. Διαμόρφωση συστημάτων συμπίεσης ατμών με ηλιακή ενέργεια.

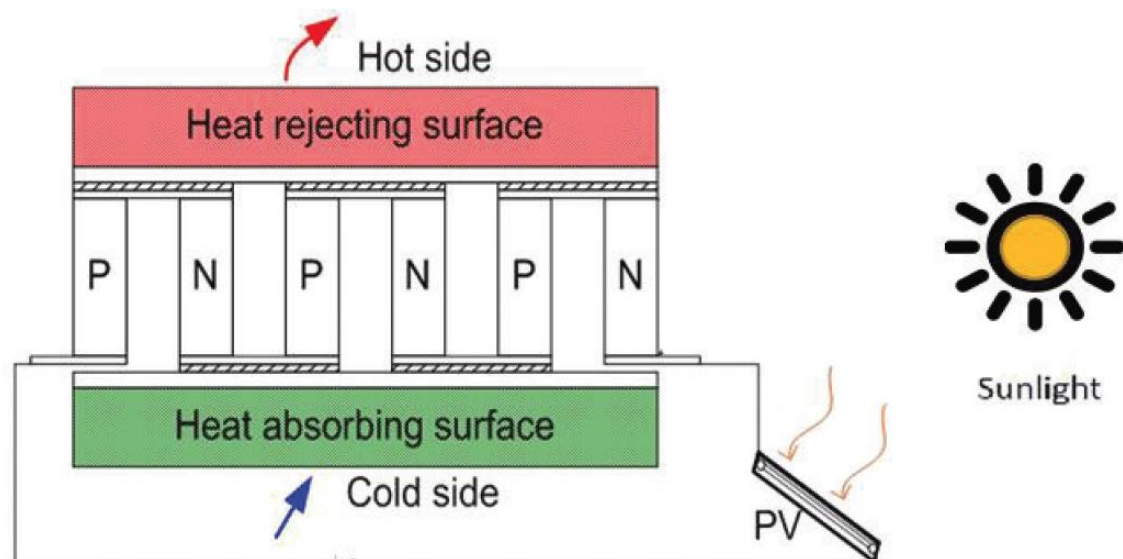
➤ Θερμοηλεκτρικά συστήματα ψύξης (το σύστημα ψύξης Peltier)

Τα συστήματα αυτά χρησιμοποιούν το φαινόμενο Peltier για να δημιουργήσουν ροή θερμότητας μεταξύ δύο διαφορετικών τύπων ημιαγωγών. Οι Riffat και Qiu [16] καθόρισαν το φαινόμενο Peltier ως την παρουσία φαινομένων ψύξης ή θέρμανσης στη σύνδεση δύο διαφορετικών αγωγών λόγω της ροής ηλεκτρικής ενέργειας. Η κύρια αρχή λειτουργίας θερμοηλεκτρικών συστημάτων ψύξης παρουσιάζεται στην εικόνα 1.2 και ακολουθεί τα εξής βήματα:

- Ηλεκτρικό ρεύμα ρέει κατά μήκος του συνδέσμου των ημιαγωγών τύπου n και p εφαρμόζοντας τάση. Όταν το ρεύμα διέρχεται από τους κόμβους των δύο αγωγών, η θερμότητα απομακρύνεται σε μια διασταύρωση και απορροφά τη θερμότητα από τον περιβάλλοντα χώρο της για να δημιουργήσει ένα ψυκτικό αποτέλεσμα. Η θερμότητα εναποτίθεται στην άλλη διασταύρωση. Όταν η κατεύθυνση του ρεύματος αντιστρέφεται, το σύστημα κλιματισμού λειτουργεί με τρόπο θέρμανσης λόγω της αντίστροφης κατεύθυνσης της ροής θερμότητας. Τα κύρια πλεονεκτήματα της χρήσης θερμοηλεκτρικής ψύξης σε σύγκριση με τον κύκλο συμπίεσης ατμών είναι τα εξής:

1. Συμπαγής και ελαφριά κατασκευή επειδή δεν απαιτούνται ογκώδεις μονάδες συμπίεστών
2. Δεν υπάρχουν κινούμενα μέρη
3. Φιλικό προς το περιβάλλον λόγω μη επικίνδυνων αερίων
4. Σιωπηλή λειτουργία
5. Υψηλή αξιοπιστία στην οποία ο μέσος χρόνος μεταξύ αστοχιών (MTBF) υπερβαίνει τις 100.000 ώρες
6. Σταθερότητα στην θερμοκρασία με μια ανοχή της τάξης του $\pm 0,1 \text{ }^\circ\text{C}$

Από την άλλη πλευρά, το υψηλό κόστος και η χαμηλή απόδοση είναι τα κύρια μειονεκτήματα αυτού του συστήματος.



Εικ. 1.2. Διαμόρφωση θερμοηλεκτρικής ψύξης.

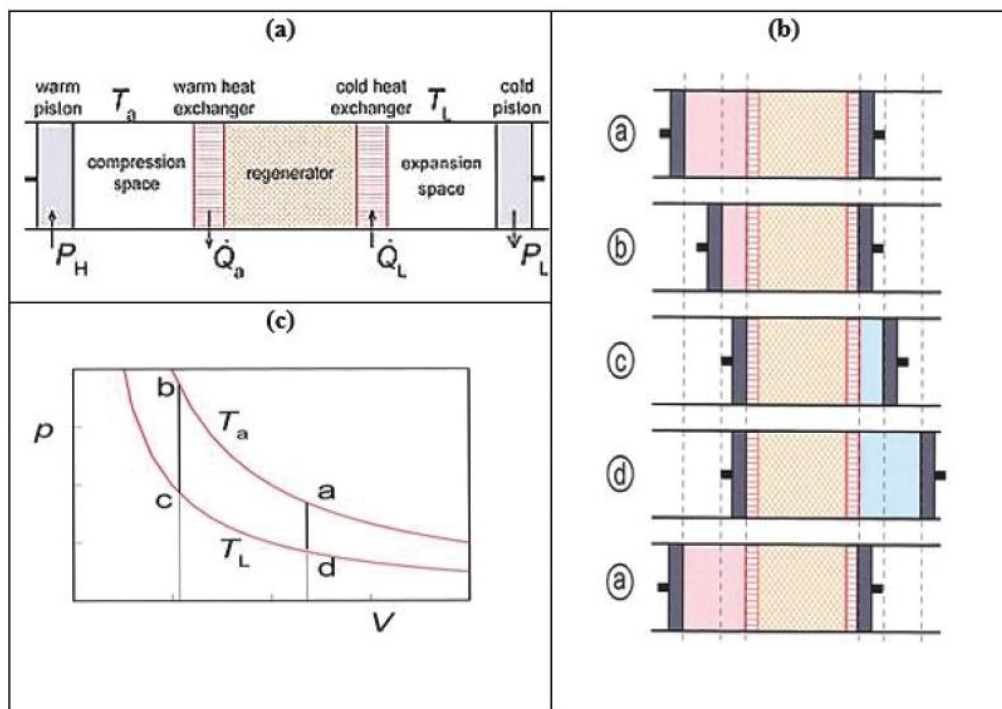
➤ Θερμικές μηχανές Stirling

Ο κύκλος ψύξης χωρίζεται σε τέσσερα στάδια όπως απεικονίζεται στην εικόνα 1.3. Ο κύκλος ξεκινά όταν τα δύο έμβολα βρίσκονται στις πιο αριστερές θέσεις τους:

1. Διαδικασία (a → b): Διαδικασία ισοθερμικής συμπίεσης και απόρριψη θερμότητας στο περιβάλλον. Αρχικά, το αριστερό θερμό έμβολο κινείται προς τα δεξιά ενώ το ψυχρό έμβολο είναι σταθερό. Πραγματοποιήθηκε η διαδικασία ισοθερμικής συμπίεσης και η

πίεση αυξάνεται, οπότε θερμότητας Q_a μεταφέρεται στο περιβάλλον σε θερμοκρασία περιβάλλοντος T_a .

2. Διαδικασία (b \rightarrow c): Σταθερός όγκος. Τα δύο έμβολα κινούνται προς τα δεξιά με τον ίδιο ρυθμό για να διατηρήσουν τον όγκο σταθερό. Το θερμό αέριο εισέρχεται στον αναγεννητή με θερμοκρασία T_a και το αφήνει με θερμοκρασία T_L . Η θερμότητα μεταφέρεται στο υλικό αναγέννησης.
3. Διαδικασία (c \rightarrow d): Διαδικασία ισοθερμικής διαστολής και προσθήκη θερμότητας από εξωτερική πηγή. Το κρύο έμβολο κινείται προς τα δεξιά ενώ το ζεστό έμβολο είναι σταθερό. Η ισοθερμική επέκταση πραγματοποιήθηκε και η πίεση μειώνεται, οπότε απορροφάται θερμότητας Q_L . Αυτή είναι η χρήσιμη ψυκτική δύναμη.
4. Διαδικασία (d \rightarrow a): Σταθερός όγκος. Τα δύο έμβολα κινούνται προς τα αριστερά για να διατηρήσουν τον συνολικό όγκο σταθερό.
5. Η θερμοκρασία του αερίου αυξάνεται από T_L σε T_a , έτσι η θερμότητα απορροφάται από το υλικό αναγέννησης. Αυτό ολοκληρώνει τον κύκλο.



Εικ. 1.3 (a). Σχηματικό διάγραμμα ψυκτικού κύκλου Stirling. (b). τέσσερις φάσεις στον κύκλο Stirling. (c). διάγραμμα PV του ιδανικού κύκλου Stirling.

1.5.2 Ηλιακά συστήματα θερμικής ψύξης

➤ Συστήματα απορρόφησης

Ο κύκλος ψύξης με απορρόφηση είναι μία από τις παλαιότερες τεχνολογίες ψύξης. Αυτός ο κύκλος λειτουργεί σύμφωνα με την ίδια αρχή με τον συμβατικό κύκλο ψύξης με συμπίεση ατμών στην πλευρά του ψυκτικού μέσου. Ο μηχανικός συμπιεστής στον συμβατικό κύκλο ψύξης με συμπίεση ατμών αντικαθίσταται από τον θερμικό συμπιεστή στον κύκλο ψύξης απορρόφησης. Ο θερμικός συμπιεστής αποτελείται από τον απορροφητήρα και την γεννήτρια. Η εικόνα 1.4 δείχνει το σκαρίφημα ενός κύκλου απορρόφησης μονής δράσης [17]. Ο κύκλος ψύξης απορρόφησης αποτελείται από τα ακόλουθα βήματα:

1. Το πλούσιο διάλυμα (πλούσιο σε ψυκτικό μέσο) αντλείται από τον απορροφητή προς την γεννήτρια και περνά από τον εναλλάκτη θερμότητας διαλύματος (εξοικονομητής).
2. Μέσω της παροχής θερμότητας στη γεννήτρια από μια πηγή θερμότητας (ηλιακοί συλλέκτες) ένα μέρος του ψυκτικού απομακρύνεται από το πλούσιο διάλυμα και ρέει στον συμπυκνωτή. Μετά από αυτό, το υπόλοιπο πτωχό διάλυμα (πτωχό σε ψυκτικό μέσο) ρέει πίσω στον απορροφητή.
3. Στον συμπυκνωτή, ο ατμός ψυκτικού από τη γεννήτρια συμπυκνώνεται. Η θερμότητα της συμπύκνωσης πρέπει να απορριφθεί σε ενδιάμεσο επίπεδο θερμοκρασίας με τη χρήση του νερού ψύξης που παρέχεται από έναν πύργο ψύξης.
4. Το ψυκτικό συμπύκνωμα ρέει πίσω στον εξατμιστή σε χαμηλή πίεση μέσω συσκευής διαστολής. Στη συνέχεια επαναλαμβάνεται ο κύκλος του ψυκτικού.
5. Στον εξατμιστή, το ψυκτικό εξατμίζεται σε πολύ χαμηλή πίεση για να παράγει την ψυκτική ισχύ εξαγοντας θερμότητα από το μέσο χαμηλής θερμοκρασίας. Ο ατμός ψυκτικού ρέει στον απορροφητή.
6. Στον απορροφητή, ο ατμός ψυκτικού απορροφάται από το φτωχό διάλυμα, το οποίο ρέει πίσω στην γεννήτρια περνώντας από τον εξοικονομητή και την βαλβίδα. Στη συνέχεια, η θερμότητα απορρόφησης και ανάμιξης απορρίπτεται από το ρεύμα νερού ψύξης που παρέχεται από έναν πύργο ψύξης. Μετά από αυτό, ο κύκλος θα επαναληφθεί ξανά.

- Κίνδυνος διάβρωσης των συστατικών
- Κίνδυνος κρυστάλλωσης του διαλύματος σε πολύ χαμηλές θερμοκρασίες ψύξης

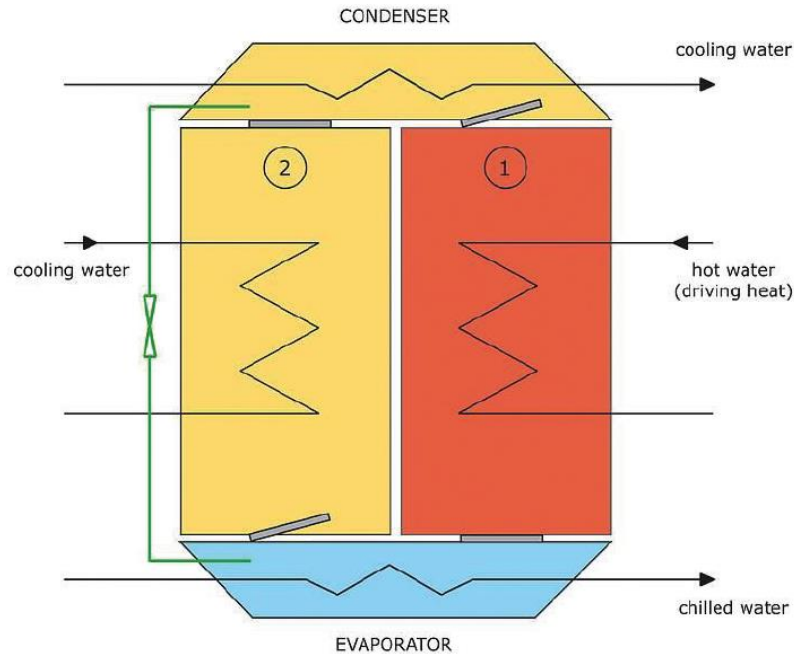
➤ Συστήματα προσρόφησης

Ο κύκλος ψύξης προσρόφησης είναι παρόμοιος με τον κύκλο ψύξης απορρόφησης. Η κύρια διαφορά του πρώτου με τον δεύτερο είναι ότι το ψυκτικό απορροφάται στην εσωτερική επιφάνεια ενός πορώδους στερεού υλικού αντί να απορροφάται από ένα υγρό διάλυμα. Στον κύκλο ψύξης προσρόφησης, το στερεό απορροφητικό και το ψυκτικό μέσο σχηματίζουν ζεύγη προσρόφησης, όπως π.χ. ενεργοποιημένος άνθρακας - αμμωνία, ενεργοποιημένος άνθρακας - μεθανόλη, ενεργοποιημένος άνθρακας - αιθανόλη, γέλη πυριτίου - νερό και ζεόλιθος - νερό.

Η προσρόφηση είναι μια φυσική ή χημική διαδικασία που διαφέρει από την απορρόφηση, η οποία είναι αποκλειστικά μια χημική διαδικασία. Ακριβώς όπως υπάρχει έλξη μεταξύ ενός υγρού και ενός στερεού σε μια επιφάνεια, υπάρχει επίσης έλξη μεταξύ ενός αερίου και ενός στερεού. Η προσρόφηση είναι ένα φαινόμενο των επιφανειών που μπορεί να διαχωριστεί σε φυσική προσρόφηση και χημική προσρόφηση.

Η φυσική προσρόφηση προκύπτει από τις δυνάμεις Van der Waals μέσω της φυσικής διαδικασίας και η χημική προσρόφηση συνήθως επιτυγχάνεται με δυνάμεις σθένους μέσω της χημικής διαδικασίας. Η θερμότητα της προσρόφησης είναι συνήθως μεγάλη στη χημική προσρόφηση και μικρή στη φυσική προσρόφηση. Οι προσροφητικές ουσίες μπορούν να διατηρηθούν στις αρχικές ιδιότητες με μια διαδικασία εκρόφησης υπό την εφαρμογή θερμότητας.

Ο κύκλος ψύξης προσρόφησης αποτελείται από δύο θαλάμους, έναν συμπτυκνωτή και έναν εξατμιστή, όπως απεικονίζεται στην εικόνα 1.5. Ο κύκλος προσρόφησης επιτυγχάνει COP 0,3-0,7, ανάλογα με τη θερμοκρασία λειτουργίας (55-90 °C).



Εικ. 1.5. Σκαρίφημα συστήματος ηλιακής ψύξης κύκλου προσρόφησης.

Ο κύκλος λειτουργίας διάρκειας 5 - 7 λεπτών αποτελείται από τα ακόλουθα τέσσερα βήματα [18]:

1. Το προσροφούμενο νερό απορροφάται μετά την εφαρμογή θερμικής ενέργειας (όπως για παράδειγμα από ηλιακής ενέργειας). Ο συλλέκτης μετατρέπεται σε γεννήτρια (1).
2. Το απορροφηθέν ψυκτικό μέσο (νερό) ψύχεται και συμπυκνώνεται σε υγρό στον συμπυκνωτή απορρίπτοντας τη θερμότητα μέσω του νερού ψύξης που παρέχεται από έναν πύργο ψύξης.
3. Το συμπυκνωμένο νερό ρέει μέσω της βαλβίδας διαστολής προς τον εξατμιστή, όπου εξατμίζεται υπό χαμηλή μερική πίεση και χαμηλή θερμοκρασία ενώ παράγεται η ψύξη. Τότε η θερμότητα απομακρύνεται από το ψυχόμενο νερό.
4. Στο τέταρτο και τελευταίο στάδιο, το εξατμισμένο νερό απορροφάται στον συλλέκτη (2) έως ότου κορεστεί το προσροφητικό μέσο και μετά μεταφέρεται στον δεύτερο θάλαμο προσρόφησης.
5. Το κύκλωμα ολοκληρώνεται καθώς το συμπυκνωμένο νερό τροφοδοτείται ξανά στον εξατμιστή μέσω βαλβίδας.

6. Οι λειτουργίες των δύο θαλάμων προσρόφησης αντιστρέφονται εναλλάσσοντας το άνοιγμα των βαλβίδων πεταλούδας και την κατεύθυνση των ψυκτικών μέσων θέρμανσης και ψύξης.

Τα πλεονεκτήματα των συστημάτων ψύξης προσρόφησης σε σύγκριση με τα συστήματα ψύξης απορρόφησης [19, 20] είναι τα εξής:

1. Οι θερμοκρασίες λειτουργίας μπορεί να είναι χαμηλότερες, π.χ. 55-90 °C σε σύγκριση με τους 70-120 °C για τα συστήματα απορρόφησης
2. Δεν υπάρχει χαμηλό όριο στη δεξαμενή θερμοκρασίας
3. Δεν υπάρχει περιορισμός για τη χαμηλή θερμοκρασία νερού ψύξης, επειδή δεν υπάρχει κίνδυνος κρυστάλλωσης όπως στην περίπτωση των συστημάτων απορρόφησης
4. Δεν υπάρχει κίνδυνος διάβρωσης όπως στην περίπτωση της απορρόφησης, επειδή υπάρχουν πηγές θερμότητας με θερμοκρασία κοντά στους 500 °C που μπορούν να χρησιμοποιηθούν άμεσα
5. Τα συστήματα προσρόφησης έχουν ευελιξία στη θερμοκρασία αναγέννησης και δεν απαιτούν συχνή αντικατάσταση του προσροφητικού μέσου
6. Τα συστήματα προσρόφησης δεν χρειάζονται αναγεννητή για την αντλία ψυκτικού μέσου ή διαλύματος σε σύγκριση με τα συστήματα απορρόφησης

Τα μειονεκτήματα των ψυκτικών συστημάτων προσρόφησης περιλαμβάνουν [23]:

1. Η τεχνολογία προσρόφησης είναι ακριβότερη από την τεχνολογία απορρόφησης
2. Ο μέσος COP των ψυκτικών προσρόφησης είναι χαμηλότερος σε σχέση με τα συστήματα απορρόφησης
3. Σύστημα με μεγαλύτερο όγκο από το αντίστοιχο σύστημα της τεχνολογίας απορρόφησης
4. Η ανάκτηση θερμότητας είναι πολύ περίπλοκη, επειδή το σύστημα προσρόφησης είναι μη συνεχές σύστημα

Πλεονεκτήματα των συστημάτων ψύξης απορρόφησης και προσρόφησης σε σύγκριση με τα συστήματα συμπίεσης ατμών:

1. Τα συστήματα απορρόφησης και προσρόφησης είναι φιλικά προς το περιβάλλον. Ο εξοπλισμός χρησιμοποιεί εντελώς ακίνδυνα εργαζόμενα μέσα.
2. Το κόστος συντήρησης είναι χαμηλότερο λόγω λιγότερων κινούμενων μερών όπως ηλεκτρομαγνητικές βαλβίδες και αντλίες κενού. Είναι σχεδόν αθόρυβα συστήματα,

όπου δεν υπάρχουν πολλά κινούμενα μέρη, εκτός από την αντλία διαλύματος στα συστήματα ψύξης απορρόφησης.

3. Εκμετάλλευση των ηλιακών θερμικών σταθμών στην τεχνολογία ψύξης απορρόφησης ακόμη και όταν δεν υπάρχει ζήτηση θερμότητας.
4. Το κόστος λειτουργίας είναι χαμηλότερο λόγω της χαμηλής κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας σε σύγκριση με τα συστήματα συμπίεσης ατμών.

1.6 Χρήση Βιομάζας

Με τον όρο «βιομάζα» ορίζονται όλα τα καύσιμα που παράγονται άμεσα ή έμμεσα από οργανικά υλικά. Αυτό περιλαμβάνει φυτά, γεωργικά, οικιακά και βιομηχανικά απόβλητα. Η βιομάζα χρησιμοποιείται από την αρχή της παραγωγής ενέργειας και για πολλά μέρη του κόσμου εξακολουθεί να είναι η κύρια πηγή θερμότητας. Η αυξανόμενη παραγωγή βιομάζας τον τελευταίο καιρό οφείλεται στην αστάθεια της αγοράς των ορυκτών καυσίμων, στα περιβαλλοντικά ζητήματα, στις ανησυχίες για την ασφάλεια του ενεργειακού εφοδιασμού και στην προσπάθεια για την διαφοροποίησή του. Οι σύγχρονες τεχνολογίες έχουν βελτιώσει την αποδοτικότητα των καυσίμων βιομάζας και ενισχύουν την καθαρότητά τους πολύ περισσότερο από τις παραδοσιακές χρήσεις που είναι κυρίως σε ανοιχτές φωτιές. Ως η τέταρτη μεγαλύτερη πηγή ενέργειας, αναγνωρίζεται ευρέως ως μια πιθανά βιώσιμη παγκόσμια πηγή ενέργειας. Η κύρια ετήσια παγκόσμια παραγωγή βιομάζας εκτιμάται ότι ισοδυναμεί με τους 4500 EJ της ετήσιας παγκόσμιας δέσμευσης ενέργειας, συνεισφέροντας περίπου στο 10% της παγκόσμιας ζήτησης πρωτογενούς ενέργειας κυρίως με τη μορφή παραδοσιακής μη εμπορικής βιομάζας [20]. Σήμερα η βιομάζα είναι γνωστό ότι χρησιμοποιείται σε μεγάλη κλίμακα με λέβητες βιομάζας άνω των 500 MWth [20].

Οι περισσότερες ανανεώσιμες πηγές ενέργειας εξαρτώνται από μια εφεδρική τροφοδοσία ή από μια συστοιχία μπαταριών για την αποτροπή διακοπόμενης παροχής [22]. Η βιομάζα είναι μια ανανεώσιμη πηγή που μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε πολλές εφαρμογές με σχεδόν καμία ανάγκη για συστήματα εφεδρικής τροφοδοσίας. Αυτή η ευελιξία ενισχύεται περαιτέρω από τις αναδυόμενες τεχνολογίες και τη βελτίωση των υπαρχόντων, καθιστώντας την βιομάζα μια ευέλικτη πηγή ενέργειας [23]. Ωστόσο, τα οικονομικά και περιβαλλοντικά οφέλη των καυσίμων βιομάζας επηρεάζονται από την εγγύτητα της αποθήκευσης και από τον τρόπο

μεταφοράς στο σημείο αξιοποίησης [24]. Η βιομάζα που χρησιμοποιείται για καύσιμα κατηγοριοποιείται σε δύο κύριες ομάδες [25].

Βιομάζα προερχόμενη από ξυλεία (Woody Biomass):

- Δάση
- Υπολείμματα επεξεργασμένης ξυλείας
- Υπολείμματα γεωργικών καλλιεργειών
- Wood crops (SRC, Willow, and Miscanthus)

Βιομάζα που δεν προέρχεται από ξυλεία (Non-Woody Biomass):

- Απορρίμματα ζώων
- Βιομηχανικά και δημοτικά απόβλητα
- Φύκη (Algae) - μια τεράστια πηγή υδρόβιας βιομάζας (το 75% της γης καλύπτεται από νερό)

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2^ο

2.1 Χρήση CO₂

Το πρώτο εμπορικό ψυκτικό σύστημα εφευρέθηκε από τον Jacob Perkins το 1834, χρησιμοποιώντας αιθυλαιθέρα (R610) (Dincer 2003) [26]. Λίγα χρόνια αργότερα, το 1866, ο Thaddeus επινόησε μια μηχανή παραγωγής πάγου χρησιμοποιώντας CO₂ (R744) ως ψυκτικό μέσο (Thevenot 1979) [27]. Έπειτα πάνω από 50 χημικές ουσίες έχουν χρησιμοποιηθεί ως ψυκτικά μέσα σε εμπορικά συστήματα. Στις αρχές της δεκαετίας του 1930, οι χλωροφθοράνθρακες (CFC) εισήχθησαν σε ψυκτικά συστήματα και συστήματα κλιματισμού. Τα κύρια πλεονεκτήματα που προτάθηκαν τότε ήταν η ασφάλεια που παρείχαν για το περιβάλλον και για τον άνθρωπο. Αυτό οδήγησε σε δραστική μείωση της χρήσης φυσικών ψυκτικών όπως το CO₂.

Παρά το γεγονός ότι οι υδροχλωροφθοράνθρακες αναφέρθηκαν αρχικά ως μερικά από τα πιο χρήσιμα χημικά που αναπτύχθηκαν ποτέ, η κατανάλωση τους μειώθηκε σημαντικά κατά τη διάρκεια της δεκαετίας του 1990 (Dincer 2003) [26]. Αυτό οφείλεται στην αποκάλυψη του υψηλού δυναμικού εξάντλησης του όζοντος (Ozone Depleting Potential ODP) και του δυναμικού υπερθέρμανσης του πλανήτη (Global Warming Potential GWP) που κατείχαν, δύο χαρακτηριστικά που έχουν θεμελιώδη σημασία για τα περιβαλλοντικά θέματα. Το 1993 ο Gustav Lorentzen υπογράμμισε το γεγονός ότι το CO₂ είναι όσο το δυνατόν πιο κοντά στο ιδανικό ψυκτικό (Lorentzen 1993) [28]. Το CO₂ ως εργαζόμενο μέσο είναι περιβαλλοντικά ευγενές με μηδενικό GWP και μηδενικό ODP. Το CO₂ είναι επίσης ασφαλές, φθινό και συμβατό με την κανονική κατασκευή ενός μηχανήματος. Αργότερα αποδείχθηκε ότι το CO₂ είναι ένα βιώσιμο ψυκτικό με ευρύ φάσμα χρήσεων όπως π.χ. κινητά κλιματιστικά (Lorentzen και Pettersen 31 Ιουλίου 1992) [29], αντλίες θερμότητας για θέρμανση νερού, αντλίες θερμότητας για κλιματισμό.

Το CO₂ έχει χαμηλή κρίσιμη θερμοκρασία $31,3 \pm \text{ }^\circ\text{C}$ και υψηλή κρίσιμη πίεση 73,8 bar. Τα τυπικά διακριτικά συστήματα CO₂ επιτυγχάνουν τον υψηλότερο συντελεστή απόδοσης (COP) στα βόρεια κλίματα, λόγω του γεγονότος ότι τα συστήματα ψύξης CO₂ είναι ευαίσθητα σε αυξημένες θερμοκρασίες περιβάλλοντος. Η ενθαλπία εξόδου του ψυγείου αερίου εξαρτάται κυρίως από τη θερμοκρασία εισόδου του ψυκτικού, αλλά επηρεάζεται επίσης από την υψηλή πλευρική πίεση. Για τον υποκρίσιμο κύκλο, η ενθαλπία εξαρτάται κυρίως από τη θερμοκρασία.

Επίσης, στον υπερκρίσιμο κύκλο η ενθαλπία εξαρτάται από την πίεση του ψυκτικού αερίου. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την ανάγκη ελέγχου της πίεσης στην υπερκρίσιμη περιοχή. Όταν το συμβατικό σύστημα ψύξης έχει μείωση του COP μετά από αύξηση της πίεσης εκφόρτισης, αυτό δεν ισχύει για τον υπερκρίσιμο κύκλο CO₂. Λόγω της υψηλής απώλειας στραγγαλισμού και της θερμοκρασίας απόρριψης θερμότητας, το COP για ένα σύστημα CO₂ είναι ιδιαίτερα λογικό για τη συγκεκριμένη θερμοκρασία εξόδου του ψυγείου αερίου. Για να επιτευχθεί η απαιτούμενη ικανότητα ψύξης, είναι σημαντικό η ενθαλπία πριν από τον στραγγαλισμό να είναι όσο το δυνατόν χαμηλότερη. Σε θερμότερα κλίματα, αυτή η πτυχή αμφισβήτησε την εμπορευματοποίηση των συστημάτων ψύξης CO₂, λόγω του σημαντικά χαμηλότερου COP σε σύγκριση με άλλα συμβατικά συστήματα. Κατά τις τελευταίες δεκαετίες έχουν αναπτυχθεί και ερευνηθεί διάφορες μέθοδοι για τη βελτίωση της αποτελεσματικότητας των συστημάτων ψύξης CO₂.

Η παροχή συστημάτων CO₂ αυξάνεται ραγδαία, ειδικά στο βόρειο και νότιο τμήμα της Ευρώπης. Τα εμπορικά συστήματα ψύξης έχουν πλέον ποσοστό διείσδυσης 64% στις αγορές (ATMOSphere 2015). Στην Ευρώπη υπήρξε αύξηση 117% των υπερκρίσιμων συστημάτων CO₂ τα τελευταία δύο χρόνια (shecco 2014) [30].

Υπάρχουν επίσης 1.639 καταστήματα που χρησιμοποιούν συστήματα Cascade CO₂ / HFC στην Ευρώπη, προσθήκη στα 2.885 καταστήματα R744. Ωστόσο, σε θερμότερες χώρες, τα διακριτικά συστήματα R744 είναι πολύ λιγότερο συχνά. Η Ιαπωνία έχει επίσης αυξημένο μερίδιο αγοράς με περισσότερες από 600 λιανικές πωλήσεις τροφίμων που χρησιμοποιούν CO₂, και σημαντικές προβλέψεις ισχυρίζονται ότι η Κίνα και η Βόρειος Αμερική σύντομα θα ακολουθήσουν αυτές τις τάσεις (shecco 2014) [30].

Υπάρχει μια σαφής τάση για ανάπτυξη φυσικών λύσεων για τα θερμότερα κλίματα, προκειμένου να επεκταθεί η αποδοχή του CO₂ στην εμπορική ψύξη στο νότιο τμήμα της Ευρώπης. Σήμερα, διατίθενται μια σειρά τεχνολογικών λύσεων που βελτιώνουν την αποδοτικότητα του συστήματος σε υψηλότερες θερμοκρασίες περιβάλλοντος, συμπεριλαμβανομένων ενδεικτικά των εξοικονομητών, των μηχανικών υποψυκτών, των εγχυτήρων, των διαστολέων, των ολοκληρωμένων συστημάτων CO₂, της παράλληλης και βοηθητικής συμπίεσης για συμπίεση ατμών flash και για την ψύξη του εξατμιστή. Ωστόσο, αυτά τα συστήματα έχουν ακόμη μεγάλες δυνατότητες όσον αφορά την αύξηση της ενέργειας και της σχέσης αποδοτικότητας - κόστους.

Στην Ευρωπαϊκή Ένωση αναμένονται νέα αυστηρότερα μέτρα στο μέλλον, προκειμένου να μειωθούν οι HFC και να απαγορευθούν τα φθοριούχα αέρια. Η Δανία έχει ακόμη αυστηρότερους κανονισμούς από την πολιτική της Ε.Ε. και σήμερα είναι ηγέτης στη χρήση τεχνολογίας ψύξης CO₂ (shecco 2014) [30]. Τα συστήματα ψύξης αντιπροσωπεύουν μεγάλο μέρος της σημερινής κατανάλωσης ενέργειας και η βελτιστοποίηση αυτών των συστημάτων μπορεί να διαδραματίσει σημαντικό ρόλο στην επίτευξη των κλιματικών στόχων στην Ευρώπη αλλά και σε άλλες ηπείρους.

Παρακάτω παρέχεται μια ανασκόπηση των πιο υποσχόμενων τεχνολογιών για συστήματα CO₂ που θα βοηθήσουν στην αύξηση της αποδοτικότητας σε λειτουργίες υψηλής θερμοκρασίας αέρα.

- Εσωτερικοί εναλλάκτες θερμότητας
- Διαστολείς
- Βοηθητικοί συμπιεστές για συμπίεση ατμών
- Booster systems
- Εξοικονομητές
- Εγχυτήρες
- Υπόψυξη
- Παράλληλη συμπίεση
- Ψύξη με εξάτμιση

2.2 Θερμοδυναμική Ανάλυση κύκλου

Από την επαναφορά στο προσκήνιο του CO₂ ως φυσικού, περιβαλλοντικά καλοήθους εργαζομένου μέσου σε συστήματα ψύξης, η βελτίωση της απόδοσης του κύκλου CO₂ επιτεύχθηκε μέσω τροποποίησης του βασικού κύκλου, αλλά και με αντικατάσταση και προσθήκη εξαρτημάτων στα υφιστάμενα σχέδια. Σήμερα, διατίθεται μια σειρά τεχνολογικών λύσεων που βελτιώνουν την αποδοτικότητα του συστήματος σε υψηλότερες θερμοκρασίες περιβάλλοντος όπως αναφέρθηκαν αναλυτικά στην προηγούμενη ενότητα.

Ωστόσο, υπάρχουν ορισμένοι περιορισμοί σε αυτά τα συστήματα. Δεν υπάρχει αμφιβολία ότι τα τελευταία χρόνια αναπτύχθηκε ένα ιδιαίτερο ενδιαφέρον για τους εγχυτήρες και τους διαστολείς. Η γνώση σχετικά με τον τρόπο με τον οποίο οι παράμετροι επηρεάζουν την

απόδοση συμβάλλει στη βελτιστοποίηση της απόδοσης του εγχυτήρα και με τη σειρά της βελτιώνει το COP των συστημάτων ψύξης CO₂.

Η συνολική ενεργειακή απόδοση ενός συστήματος εξαρτάται από την επιλεγμένη ιδέα, αλλά και από την απόδοση των εξαρτημάτων. Η επιλογή ενός αποτελεσματικού συστήματος εξαρτάται από την πιθανή μελλοντική βελτίωση, συμπεριλαμβανομένης της σκοπιμότητας και της αξιοπιστίας των συστημάτων.

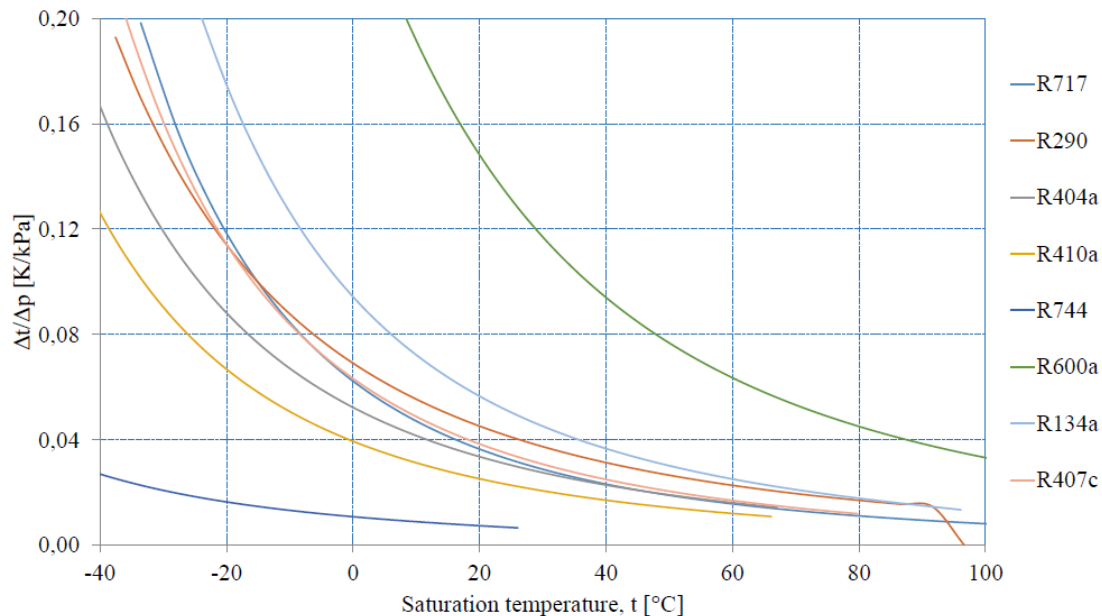
Σήμερα, τα συστήματα ψύξης CO₂ γίνονται όλο και πιο ανταγωνιστικά. Με περισσότερους προμηθευτές που προσφέρουν λύσεις ψύξης CO₂, οι χώρες της Νότιας Ευρώπης θα ανακαλύψουν μια μεγάλη ανάπτυξη τα επόμενα χρόνια. Η Δανία θεωρείται λαμπρό παράδειγμα, λαμβάνοντας υπόψη τους αυστηρούς περιορισμούς για HFC και τη χρήση ψυκτικών μέσων με χαμηλό GWP. Η μελλοντική ανάπτυξη των συστημάτων R744 εξαρτάται από την περαιτέρω βελτιστοποίηση των υπαρχουσών λύσεων ή την ανάπτυξη νέων δοκιμασμένων σχεδίων συστημάτων. Το πιο σημαντικό είναι ότι αυτή η εξέλιξη μπορεί να ενισχυθεί με ακόμη πιο αυστηρούς περιορισμούς και φορολογικές ρυθμίσεις από διάφορες κυβερνήσεις, ακολουθώντας τα βήματα της δανικής πολιτικής.

2.2.1 Φυσικές και θερμοφυσικές ιδιότητες του CO₂

Το CO₂ έχει χαμηλή κρίσιμη θερμοκρασία $31,3 \pm ^\circ\text{C}$ και υψηλή κρίσιμη πίεση 73,8 bar. Η πίεση λειτουργίας του CO₂ είναι συνήθως 5 - 10 φορές υψηλότερη από τα συστήματα που χρησιμοποιούν συμβατικά ψυκτικά μέσα (Kima, Pettersen και Bullard 2004). Η πυκνότητα ατμών του CO₂ είναι εξαιρετικά υψηλή, με αποτέλεσμα υψηλή ογκομετρική ικανότητα θέρμανσης, μέτρια θερμοκρασία εκφόρτισης και μικρό όγκο συμπίεστη. Λόγω των υψηλών πιέσεων λειτουργίας των συστημάτων CO₂, ο λόγος πίεσης είναι σχετικά χαμηλός, με αποτέλεσμα την υψηλή απόδοση συμπίεστη. Η απότομη καμπύλη πίεσης, $\frac{\Delta t}{\Delta p}$ για CO₂ που

απεικονίζεται στην εικόνα 2.1, δίνει χαμηλή απώλεια θερμοκρασίας ανά μονάδα απώλειας πίεσης. Λόγω αυτού, τα συστήματα R744 μπορούν να σχεδιαστούν για υψηλότερες απώλειες πίεσης σε σύγκριση με τα συμβατικά συστήματα, χωρίς να βλάπτεται η ενεργειακή απόδοση. Το χαμηλό ιξώδες, η απότομη καμπύλη πίεσης και η υψηλή πυκνότητα ατμών έχει ως αποτέλεσμα μικρές διαστάσεις των συστημάτων. Το CO₂ έχει ανώτερες ιδιότητες μεταφοράς θερμότητας λόγω χαμηλής επιφανειακής τάσης, χαμηλού ιξώδους και χαμηλού $\frac{\Delta t}{\Delta p}$. Ως

αποτέλεσμα της καλύτερης απόδοσης μεταφοράς θερμότητας, είναι δυνατή μια χαμηλότερη τιμή LMTD (Log Mean Temperature Difference). Το CO₂ έχει πολύ υψηλές απώλειες εκτόνωσης λόγω της υψηλής ειδικής θερμοχωρητικότητας.



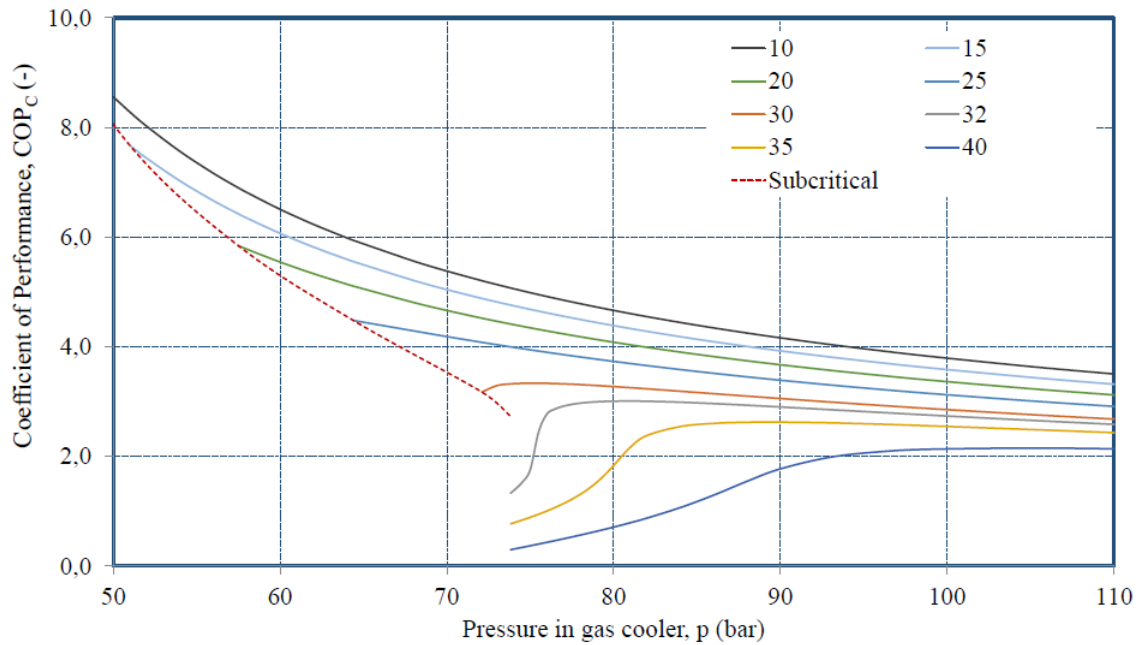
Εικ. 2.1. Απώλεια θερμοκρασίας έναντι απώλειας πίεσης για CO₂ και σύγκριση με άλλα ψυκτικά (Eikevik 2015).

Το πρακτικό ανώτερο όριο συμπύκνωσης αναφέρεται σε θερμοκρασία συμπύκνωσης $28 \pm ^\circ\text{C}$ για υποκρίσιμη λειτουργία (Haukaas 2005) [31]. Η υπερκρίσιμη λειτουργία είναι η πιο διαδεδομένη καθώς για υποκρίσιμη λειτουργία η θερμοκρασία του θερμού δοχείου είναι πολύ υψηλή.

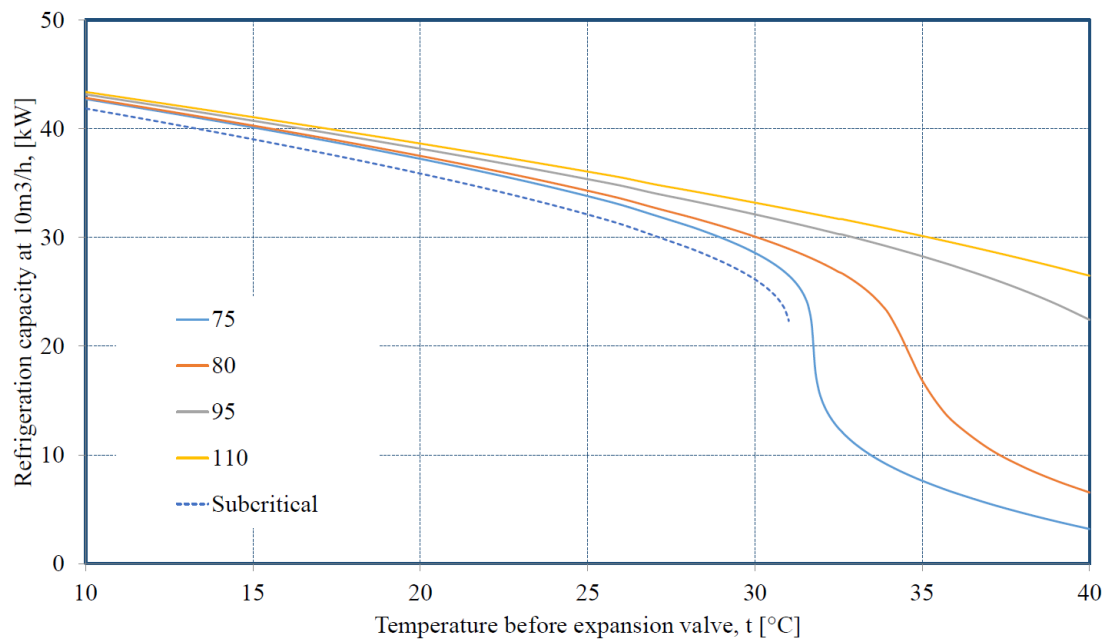
Η εικόνα 2.2 δείχνει την πίεση και την επίδραση της θερμοκρασίας εξόδου στον COP σε ένα ψυγείο αερίου σε σύστημα CO₂. Η εικόνα αφορά περίπτωση για θερμοκρασία εξάτμισης $10 \pm ^\circ\text{C}$. Πάνω από το κρίσιμο σημείο στα 73,8 bar, οι καμπύλες θερμοκρασίας είναι απότομες και η αύξηση της πίεσης οδηγεί σε σημαντική αύξηση του COP. Αυτό εξηγείται από την ήπια κλίση των ισόθερων καμπυλών ακριβώς πάνω από το κρίσιμο σημείο.

Η βέλτιστη πίεση στον ψύκτη αερίου καθορίζεται από την πίεση που δίνει τον μέγιστο COP για το σύστημα. Η εικόνα 2.3 δείχνει πώς αλλάζει η ικανότητα ψύξης με τη θερμοκρασία πριν από τη διαστολή και την πίεση στον ψύκτη αερίου. Καθώς η θερμοκρασία πριν από τη βαλβίδα

εκτόνωσης αυξάνεται, η ικανότητα ψύξης μειώνεται σημαντικά εάν η πίεση δεν διατηρείται αρκετά υψηλή. Ο COP και η ψυκτική ικανότητα καθορίζονται σε μεγάλο βαθμό από τη θερμοκρασία εξόδου του ψυγείου αερίου στα συστήματα CO₂.



Εικ. 2.2. Επίδραση της πίεσης του ψύκτη αερίων και της θερμοκρασίας εξόδου στο COP (Eikevik 2015) [32].



Εικ. 2.3. Επίδραση της θερμοκρασίας πριν από την εκτόνωση και της πίεσης στον ψυκτικό αερίων στην ψυκτική ικανότητα (Eikevik 2015) [32].

2.2.2 Βασικός κύκλος ψύξης

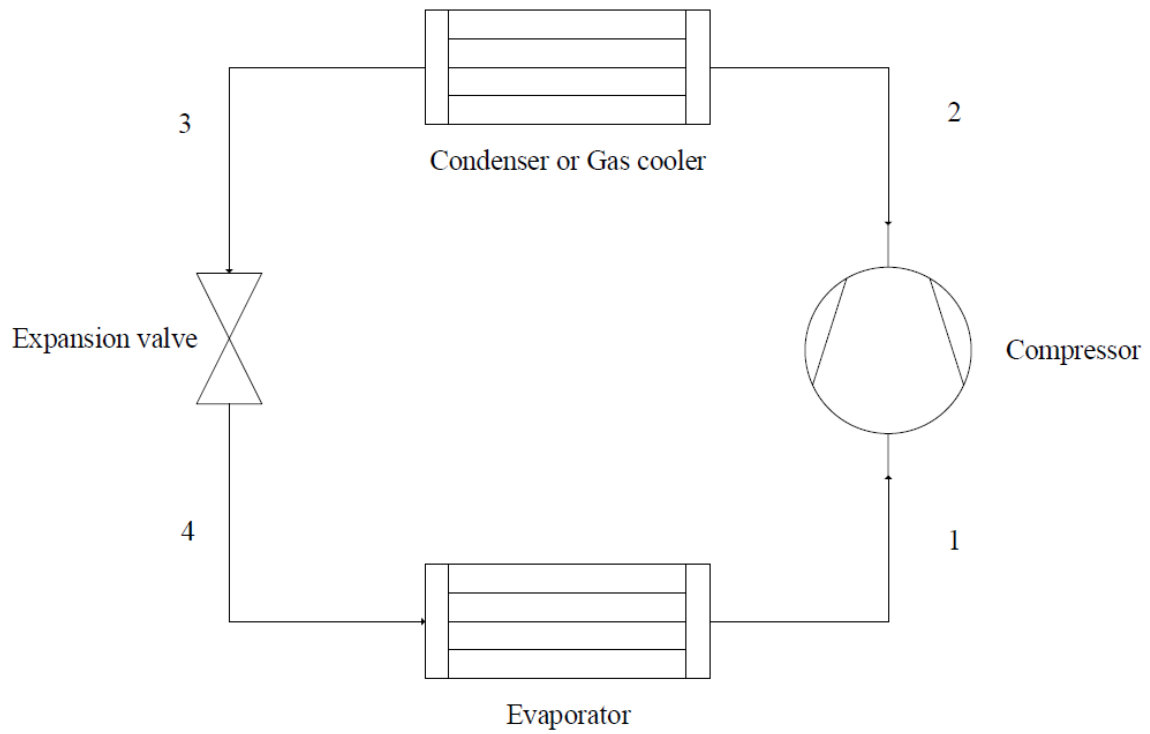
Ένας βασικός κύκλος ψύξης δίνεται στην εικόνα 2.4. Στον βασικό κύκλο, το ψυκτικό συμπιέζεται σε υψηλότερα επίπεδα πίεσης στον συμπιεστή (1-2) άρα απαιτείται έργο. Ανάλογα με τη θερμοκρασία περιβάλλοντος και την πλευρά υψηλής πίεσης του κύκλου, ο κύκλος θα βρίσκεται σε υποκρίσιμη ή υπερκρίσιμη λειτουργία. Οι εικόνες 2.5α και 2.5b δείχνουν την υποκρίσιμη και διακριτική διαδικασία σε ένα διάγραμμα $\log(p) - h$. Σε πιέσεις κάτω από την κρίσιμη πίεση, η λειτουργία θα είναι στην υποκρίσιμη περιοχή και η απόρριψη θερμότητας θα συμβεί σε μια σταθερή θερμοκρασία κατά τη διάρκεια της συμπύκνωσης στον συμπυκνωτή (2-3). Όταν η πίεση είναι πάνω από την κρίσιμη πίεση, το ψυκτικό θα βρίσκεται στην υπερκρίσιμη περιοχή και δεν θα υπάρξει συμπύκνωση αφού το ψυκτικό θα είναι μόνο σε μία φάση, δηλαδή αέριο. Η απόρριψη θερμότητας λαμβάνει χώρα στο ψυγείο αερίου (2-3), λόγω της ανεξάρτητης θερμοκρασίας και πίεσης στην υπερκρίσιμη περιοχή. Στη συνέχεια, το ψυκτικό εκτονώνεται στη ρυθμιστική βαλβίδα (3-4). Μετά την εκτόνωση, η θερμότητα απορροφάται στον εξατμιστή, το ψυκτικό εξατμίζεται (4-1) και παρέχεται ψύξη. Η θερμότητα που απορρίπτεται στο ψυγείο αερίου ή από τον συμπυκνωτή ισούται με το έργο που παρέχεται στον συμπιεστή και τη θερμότητα που απορροφάται στον εξατμιστή. Ο συντελεστής απόδοσης του συστήματος ορίζεται ως η ικανότητα ψύξης διαιρούμενη με το παρεχόμενο έργο του συμπιεστή.

$$Q_{gc} = Q_0 + W \quad (2.1)$$

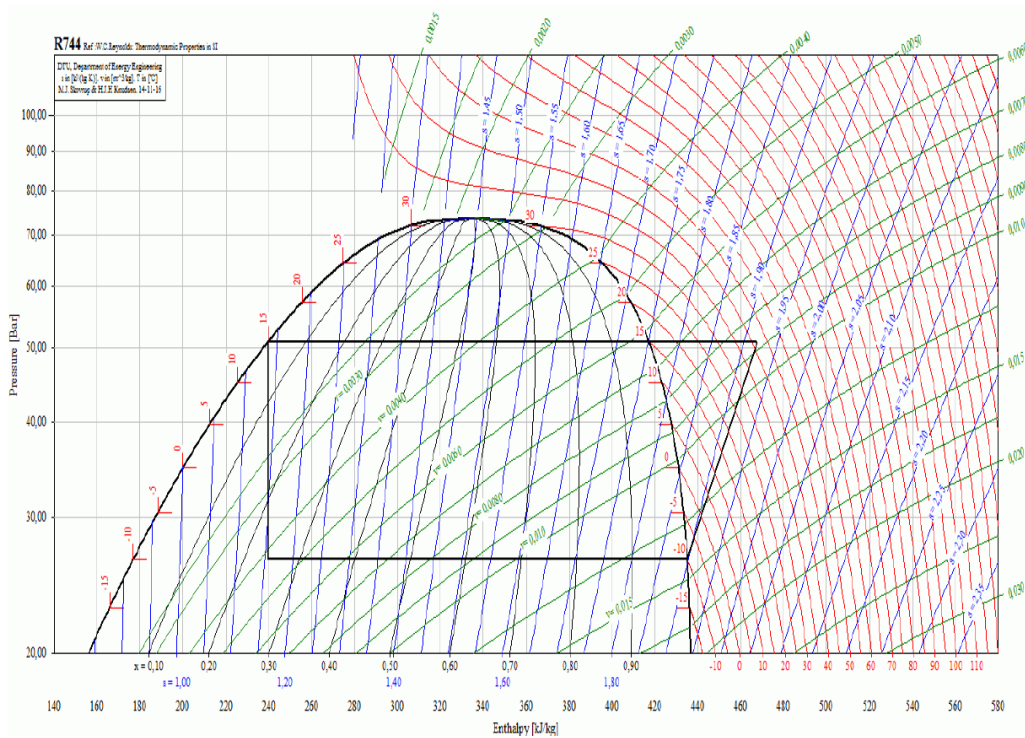
$$COP = \frac{Q_0}{W} \quad (2.2)$$

Η ψυκτική ικανότητα του συστήματος επιτυγχάνεται σε σταθερή πίεση και θερμοκρασία στην υποκρίσιμη περιοχή. Υπολογίζεται από την ποσότητα ψυκτικού που κυκλοφορεί στο σύστημα και τη διαφορά ενθαλπίας πριν και μετά τον εξατμιστή.

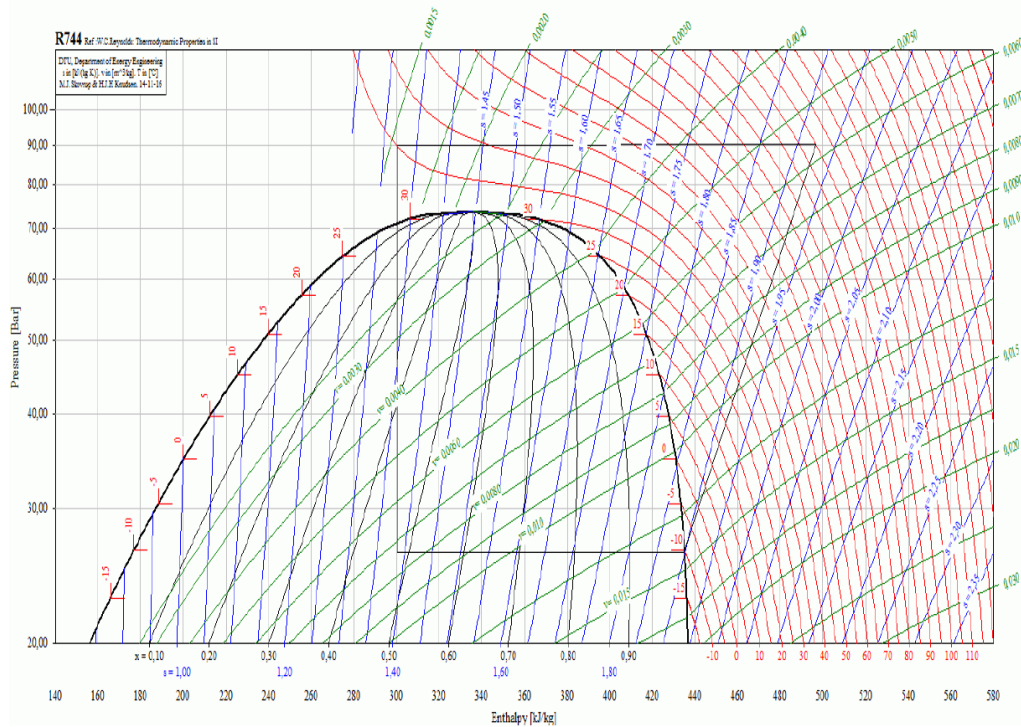
$$\dot{Q}_0 = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \quad (2.3)$$



Εικ. 2.4. Βασικός κύκλος ψύξης.



(α). Υποκρίσιμος κύκλος ψύξης.



(β). Υπερκρίσιμος κύκλος ψύξης.

Εικ. 2.5. Κύκλοι ψύξης R744.

Το μέγεθος του συμπιεστή καθορίζεται από τη ροή όγκου του ψυκτικού μέσου που απαιτείται για να επιτευχθεί η επιθυμητή ψυκτική ικανότητα. Ο όγκος αναρρόφησης είναι ο όγκος που πρέπει να αφαιρεθεί από τον εξατμιστή, (εξίσωση 2.4). Αλλά λόγω των ογκομετρικών απωλειών, ο απαιτούμενος όγκος του συμπιεστή που είναι επίσης γνωστός ως όγκος σάρωσης, είναι μεγαλύτερος από τον όγκο αναρρόφησης. Η ογκομετρική απόδοση του συμπιεστή ορίζεται ως η αναλογία μεταξύ του όγκου αναρρόφησης και σάρωσης (εξίσωση 2.5). Ωστόσο, οι ογκομετρικές απώλειες δεν είναι οι μόνες απώλειες που επηρεάζουν την απόδοση του συμπιεστή και του κύκλου. Οι απώλειες ενέργειας στο συμπιεστή έχουν ως αποτέλεσμα υψηλότερη ζήτηση ισχύος από τη θεωρητική ζήτηση. Οι απώλειες ενέργειας δίδονται από την ισεντροπική απόδοση όπως φαίνεται στην εξίσωση 2.7.

$$V_{suc} = \dot{m} \cdot v_1 \quad (2.4)$$

$$\lambda = \frac{V_{suc}}{V_s} = \frac{\dot{m} \cdot v_1}{V_s} \quad (2.5)$$

$$\dot{W}_{theor} = \dot{m} \cdot (h_{2,is} - h_1) \quad (2.6)$$

$$n_{is} = \frac{W_{theor}}{W} \quad (2.7)$$

Όταν περιλαμβάνεται η απώλεια θερμότητας από τον συμπιεστή, τότε πρέπει να υπολογιστούν δύο διαφορετικές ενθαλπίες εκφόρτισης, όπως φαίνεται στις εξισώσεις 2.8 και 2.9. Ο λόγος για αυτό είναι ότι η ενέργεια δεν μπορεί να διαλυθεί ή να προκύψει από το μηδέν. Η θερμότητα παράγεται μεταξύ άλλων παραγόντων με τριβή στον συμπιεστή που οδηγεί σε αυξημένο έργο του συμπιεστή. Όσον αφορά τον συμπυκνωτή ή το ψυγείο αερίου, σημαίνει ότι πρέπει να αφαιρεθεί λιγότερη θερμότητα.

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2,is} - h_1}{n_{is}} \quad (2.8)$$

$$h_2^* = h_1 + \frac{h_{2,is} - h_1}{n_{is}} \cdot (1 - Q_{heatloss}) \quad (2.9)$$

Το έργο του συμπιεστή υπολογίζεται από τη διαφορά της ενθαλπίας και της απώλειας θερμότητας όπως φαίνεται στην εξίσωση 2.10.

$$\dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.10)$$

Για ένα σύστημα που αποτελείται από έναν αερόψυκτο συμπυκνωτή με έναν ανεμιστήρα, η ισχύς του ανεμιστήρα περιγράφεται στην εξίσωση 2.11, όπου n_{fan} είναι η απόδοση του ανεμιστήρα, ΔP_{tot} είναι η συνολική πτώση πίεσης σε [kPa] στον ανεμιστήρα και V είναι ο ρυθμός ροής αέρα σε [m^3/s].

$$\dot{W}_{fan} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta P_{tot}}{n_{fan}} \quad (2.11)$$

Για ένα σύστημα που αποτελείται από δύο συμπιεστές, το COP του συστήματος θα οριστεί ως η ικανότητα ψύξης διαιρούμενη με τη συνολική ισχύ, συμπεριλαμβανομένου του έργου του ανεμιστήρα.

2.2.3 Μεταφορά θερμότητας

Η θερμότητα είναι ενέργεια και οι εξισώσεις για τη μεταφορά θερμότητας βασίζονται στη διατήρηση της ενέργειας. Η εξίσωση 2.12 περιγράφει πόση θερμότητα απορρίπτεται από το εργαζόμενο μέσο στον συμπυκνωτή ή πόση απορροφάται στον εξατμιστή. Δη για τον συμπυκνωτή είναι η διαφορά μεταξύ της ενθαλπίας εισόδου που περιγράφεται στην εξίσωση 2.9 και της ενθαλπίας εξόδου του συμπυκνωτή.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot \Delta h \quad (2.12)$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (2.13)$$

Η θερμότητα που μεταφέρεται μέσα σε έναν εναλλάκτη θερμότητας όπου υπάρχει αλλαγή θερμοκρασίας μπορεί να υπολογιστεί με την εξίσωση 2.14. Το A είναι η επιφάνεια της περιοχής μεταφοράς θερμότητας, το U είναι ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας και το ΔT_{LMTD} είναι η λογαριθμική μέση διαφορά θερμοκρασίας. Ωστόσο, για υπερκρίσιμη λειτουργία, η εξίσωση 2.15 δεν μπορεί να χρησιμοποιηθεί, λόγω της μεταβαλλόμενης ειδικής θερμοχωρητικότητας στη φάση αερίου. Η εξίσωση 2.15 δείχνει το ΔT_{LMTD} για εναλλάκτη θερμότητας αντίστροφης ροής.

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (2.14)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_{in} - \Delta T_{out}}{\ln \frac{\Delta T_{in}}{\Delta T_{out}}} \quad (2.15)$$

Τα T_{in} and T_{out} ορίζονται στις εξισώσεις 2.16 και 2.17 για τον συμπυκνωτή. T_c είναι η θερμοκρασία συμπύκνωσης για το CO₂, $T_{air,in}$ είναι η θερμοκρασία εισόδου και $T_{air,out}$ είναι η θερμοκρασία εξόδου.

$$\Delta T_{in} = T_c - T_{air,in} \quad (2.16)$$

$$\Delta T_{out} = T_c - T_{air,out} \quad (2.17)$$

Απαιτείται ενεργειακό ισοζύγιο όπου έχουμε ανταλλαγή θερμότητας. Αυτό σημαίνει ότι η θερμότητα που απορροφάται ή απορρίπτεται από την πηγή θερμότητας ή το περιβάλλον πρέπει να είναι ίση με τη θερμότητα που απορρίπτεται ή απορροφάται από το ψυκτικό μέσο και τη διαφορά θερμοκρασίας στον εναλλάκτη θερμότητας. Συνδυάζοντας τις εξισώσεις 2.12, 2.13 και 2.14, λαμβάνεται η εξίσωση 2.18.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot \Delta h = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T = U \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (2.18)$$

2.2.4 Αερόψυκτοι εναλλάκτες θερμότητας CO₂ τύπου σωλήνων και πτερύγιων

Ένας εναλλάκτης θερμότητας μεταφέρει θερμότητα από ένα ζεστό ρευστό σε ένα ψυχρότερο ρευστό, χωρίς ανάμιξη των δύο ρευστών. Υπάρχουν διάφοροι τύποι εναλλακτών θερμότητας. Ο τύπος κελύφους και σωλήνων είναι ο πιο συνηθισμένος. Οι αερόψυκτοι εναλλάκτες θερμότητας σωλήνων και πτερύγιου αποτελούνται από σωλήνες με προσαρμοσμένα πτερύγια προκειμένου να αυξηθεί η επιφάνεια ανταλλαγής θερμότητας, επομένως η μεταφορά θερμότητας. Η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ του θερμού και του ψυχρού ρευστού θα ποικίλει μέσω του εναλλάκτη θερμότητας. Ένας καλός σχεδιασμός εναλλάκτη θερμότητας είναι σημαντικός για τη μείωση του έργου του συμπιεστή. Ένας καλός σχεδιασμός είναι επίσης απαραίτητος για την ψύξη του υγρού όσο το δυνατόν περισσότερο, μεγιστοποιώντας έτσι τη θερμική απόδοση του συστήματος. Επίσης, η μείωση των απωλειών εκτόνωσης και η ελαχιστοποίηση της παραγωγής εντροπίας είναι σημαντικές κατά το σχεδιασμό ενός εναλλάκτη θερμότητας. Παράμετροι όπως ο χώρος, τα οικονομικά, η ασφάλεια, οι ιδιότητες του ρευστού

και των μετάλλων είναι σημαντικές παράμετροι που θα πρέπει να ληφθούν υπόψη κατά το σχεδιασμό ενός εναλλάκτη θερμότητας.

Το σημείο όπου η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ των θερμών και ψυχρών ρευμάτων φτάνει στο ελάχιστο ορίζεται ως pinch point. Για να υπάρξει ένας αποτελεσματικός εναλλάκτης θερμότητας είναι σημαντικό το pinch point να βρίσκεται κοντά στην έξοδο του ψυχρού ρεύματος. Το pinch point στο κέντρο του εναλλάκτη θερμότητας δεν θα οδηγήσει σε καλή μεταφορά θερμότητας μεταξύ των δύο εργαζόμενων μέσων, άρα σε κακή απόδοση που συνεπάγεται υποδεέστερη σχεδίαση.

Σε έναν βασικό κύκλο ψύξης CO₂, η θερμοκρασία του αέρα περιβάλλοντος θα καθορίσει εάν η λειτουργία είναι υπερκρίσιμη ή υποκρίσιμη. Κατά συνέπεια, ο αερόψυκτος εναλλάκτης θερμότητας θα λειτουργήσει τόσο ως συμπυκνωτής όσο και ως ψυγείο αερίου. Κατά τη βελτιστοποίηση του εναλλάκτη θερμότητας CO₂, αυτό το χαρακτηριστικό πρέπει να ληφθεί υπόψη προκειμένου να βελτιωθεί η απόδοση του συστήματος. Οι Ge et al. (2015) [33] διαπίστωσαν ότι το 90% της πτώσης της θερμοκρασίας συμβαίνει στο πρώτο 17% του συνολικού σωλήνα του κυκλώματος και ότι το 90% της συνολικής πτώσης του ρυθμού μεταφοράς θερμότητας συμβαίνει στην πρώτη σειρά του εναλλάκτη θερμότητας. Επιπλέον, ανακαλύφθηκε ότι η μεταβολή του ρυθμού ροής αέρα είναι ο πιο αποτελεσματικός τρόπος για τον έλεγχο και την ελαχιστοποίηση της θερμοκρασίας προσέγγισης. Εάν ο ρυθμός ροής του αέρα είναι πολύ αυξημένος υπάρχει μεγάλη επίδραση στη θερμοκρασία του ψυκτικού. Τέλος αποδείχθηκε ότι ο COP δεν επηρεάστηκε τόσο πολύ από το επιπλέον έργο των ανεμιστήρων σε σύγκριση με τη σημαντική αύξηση της ψυκτικής ικανότητας.

Όταν το ψυγείο αερίου λειτουργεί ως συμπυκνωτής, είναι σημαντικό να διασφαλιστεί ότι το υγρό συμπυκνώνεται πλήρως στην είσοδο του εξατμιστή για να υπάρχει σωστή λειτουργία. Καθώς το ψυκτικό ρέει μέσω του συμπυκνωτή υπάρχει μια αλλαγή φάσης όπου λαμβάνει χώρα πτώση της ταχύτητας (American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers 2008). Μείωση της ταχύτητας θα οδηγήσει σε αύξηση του οριακού στρώματος έναντι του τοιχώματος του σωλήνα και μεγαλύτερη διαφορά θερμοκρασίας επί του οριακού στρώματος. Επιτρέποντας πτώση πίεσης κατά το σχεδιασμό του συμπυκνωτή, η ταχύτητα αυξάνεται μέσω του σωλήνα, επομένως επιτυγχάνεται ένα λεπτότερο οριακό στρώμα, παρέχοντας μια πιο αποτελεσματική μεταφορά θερμότητας. Ωστόσο, μια απώλεια πίεσης μέσω του συμπυκνωτή οδηγεί σε απώλεια θερμοκρασίας, η οποία μπορεί να οδηγήσει σε μείωση της αποτελεσματικότητας του συστήματος. Μια μεγάλη απώλεια πίεσης θα οδηγήσει σε

υψηλότερη αναλογία πίεσης, συνεπώς σε αύξηση του έργου συμπιεστή. Με την υποψύξη του υγρού επαρκώς αυτό μπορεί να αποφευχθεί. Η υποψύξη είναι επίσης ένας αποτελεσματικός τρόπος για να αυξηθεί η ψυκτική ικανότητα ή να μειωθεί το μέγεθος του συμπιεστή. Η συνήθης διαδικασία κατά το σχεδιασμό ενός αερόψυκτου συμπυκνωτή είναι να παρέχει μία περιοχή μεταφοράς θερμότητας και μια πτώση πίεσης που να οδηγεί σε 1 έως 3 K υποψύξη (American Society of Heating, Refrigeration και Air-Conditioning Engineers 2008).

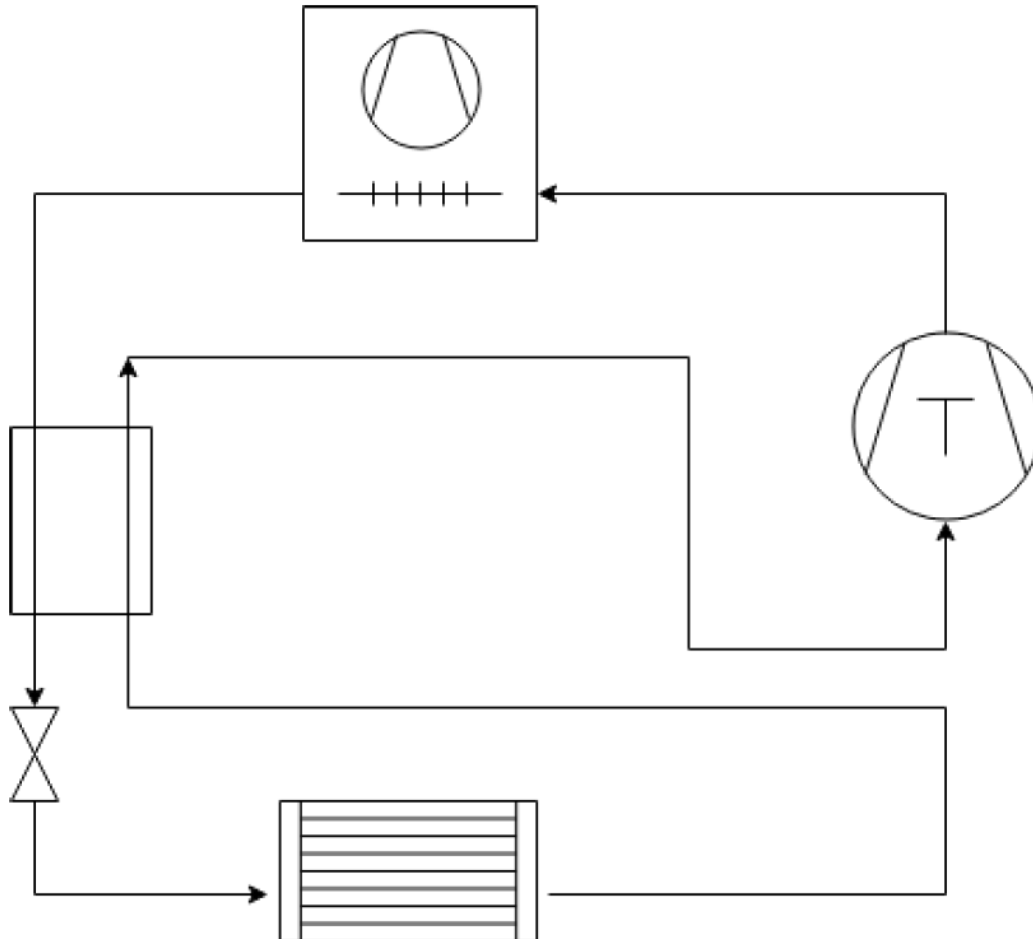
Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, η απώλεια θερμοκρασίας ανά απώλεια πίεσης για το CO₂ είναι πολύ χαμηλή σε σύγκριση με άλλα ψυκτικά και ο συμπυκνωτής μπορεί να σχεδιαστεί για υψηλότερες πτώσεις πίεσης χωρίς να υπάρχει κάποια συνέπεια στην ενεργειακή απόδοση του συστήματος.

2.3 Εφαρμογές και συστήματα βελτίωσης αποδοτικότητας ψυκτικού κύκλου με CO₂

2.3.1 Εσωτερικοί εναλλάκτες θερμότητας

Για ορισμένα ψυκτικά μέσα είναι ωφέλιμο να περιλαμβάνεται ένας εσωτερικός εναλλάκτης θερμότητας (Internal Heat Exchanger - IHX) μεταξύ της γραμμής αναρρόφησης και της εξόδου του ψυκτικού αερίου. Αυτοί αναφέρονται συχνά ως εναλλάκτες θερμότητας γραμμής αναρρόφησης (Suction Line Heat Exchangers - SLHX). Η εφαρμογή έχει ως αποτέλεσμα δύο επακόλουθα. Πρώτον, αυξημένη ικανότητα ψύξης λόγω υποψύξης. Δεύτερον, αύξηση του έργου του συμπιεστή λόγω αυξημένης θερμοκρασίας αναρρόφησης. Η επίδραση στη συνολική απόδοση των συστημάτων εξαρτάται από τις συνθήκες λειτουργίας και το ψυκτικό που χρησιμοποιείται. Για ψυκτικά μέσα όπως το χλωροδιφθορομεθάνιο και το τετραφθοροαιθάνιο (R22 και R134a), η εφαρμογή ενός εσωτερικού εναλλάκτη θερμότητας θα έχει αρνητική επίδραση στη συνολική απόδοση. Ωστόσο, για το CO₂ υπάρχουν εμφανή οφέλη επειδή η βέλτιστη πίεση μειώνεται και οι απώλειες στραγγαλισμού επίσης μειώνονται (Kima, Pettersen και Bullard 2004). Η εφαρμογή ενός SLHX βελτιώνει το COP σε εύρος από 2% έως 4% για τον συμβατικό κύκλο R744 (Kadam, Padalkar και Walekar 2013) [34]. Αυτή η απόδοση COP υπολογίζεται όταν η θερμοκρασία περιβάλλοντος υπερβαίνει τους $35 \pm \text{ }^\circ\text{C}$. Όταν αυτό το σύστημα δοκιμάστηκε με αύξηση της θερμοκρασίας εξάτμισης, το COP αυξήθηκε γρήγορα. Έχει επιτευχθεί αύξηση 12% στην ικανότητα ψύξης για υπερκρίσιμους κύκλους R744 με υψηλές θερμοκρασίες εξόδου ψυγείου αερίου (Torella et al. 2011) [35]. Ωστόσο,

ανακαλύφθηκε επίσης αύξηση της θερμοκρασίας εκφόρτισης του συμπιεστή, από $10 \pm ^\circ\text{C}$ σε θερμοκρασία εξάτμισης $15 \pm ^\circ\text{C}$. Αυτό περιορίζει τη λειτουργία της εγκατάστασης σε χαμηλά επίπεδα εξάτμισης.



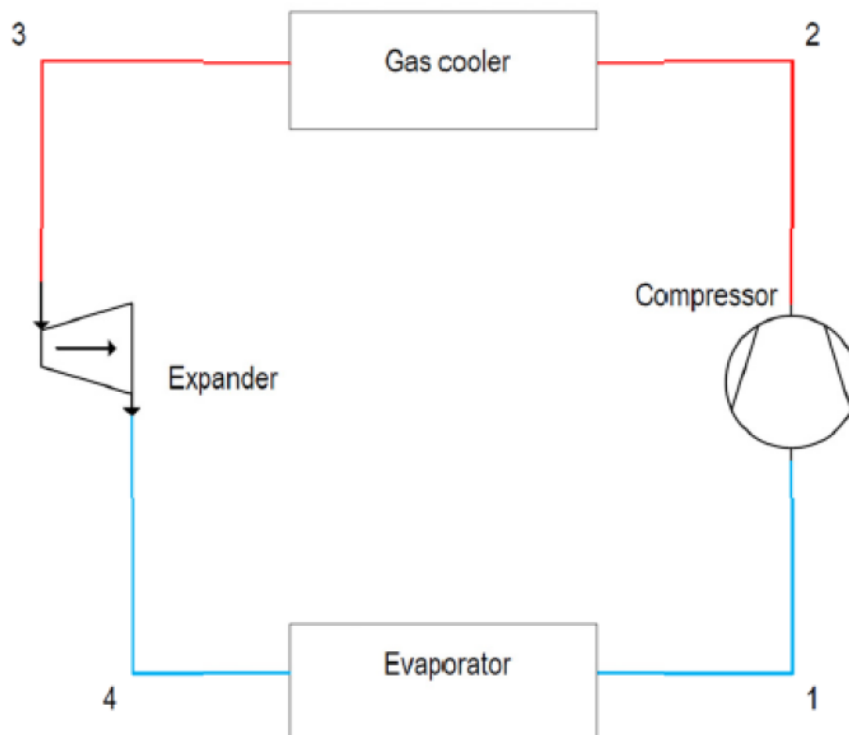
Εικ. 2.6. Σύστημα ψύξης με εναλλάκτη θερμότητας γραμμής αναρρόφησης.

2.3.2 Διαστολείς

Οι κύκλοι CO_2 έχουν πολύ μεγαλύτερες απώλειες στραγγαλισμού σε σύγκριση με τα συμβατικά ψυκτικά, λόγω της μεγάλης αλλαγής πίεσης στη διαδικασία διαστολής. Έτσι, τα οφέλη από την ενσωμάτωση ενός διαστολέα σε έναν κύκλο με εργαζόμενο μέσο το CO_2 έχουν μεγαλύτερο αντίκτυπο σε σύγκριση με τους κύκλους με άλλα μέσα εργασίας. Τα πλεονεκτήματα περιλαμβάνουν αυξημένη ικανότητα ψύξης και μειωμένο έργο συμπίεσης. Το ποσό του έργου που ανακτάται εξαρτάται από την ιστροπική απόδοση του διαστολέα.

Στους υπερκρίσιμους κύκλους η αποδοτικότητα είναι καλύτερη σε σύγκριση με τους υποκρίσιμους κύκλους, καθώς το μεγαλύτερο μέρος της επέκτασης συμβαίνει στη φάση του πυκνού αερίου όπου η τριβή είναι μικρότερη από ότι στην περιοχή δύο φάσεων. Ένας μεγάλος αριθμός ερευνών κατευθύνθηκε σε υπερκρίσιμους κύκλους CO₂ χρησιμοποιώντας διαστολές.

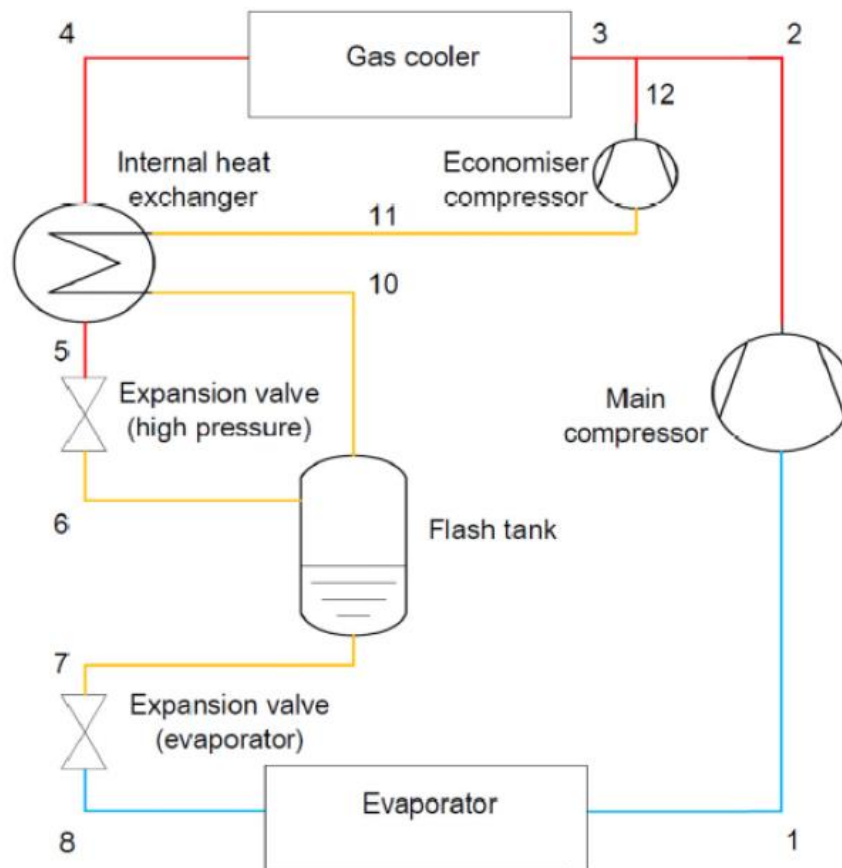
Το COP ενός συστήματος με διαστολέα είναι 6% - 10% υψηλότερο σε σύγκριση με συστήματα χωρίς διαστολέα (Maa, Liu και Tian 2013) [36]. Στο Technical University of Dresden, διαστολές έχουν αναπτυχθεί στο εργαστήριο από το 1994 (Nickl et al. 2005) [37]. Ένας διαστολέας που αναπτύχθηκε, χρησιμοποιήθηκε για υπερκρίσιμη λειτουργία σε ένα σούπερ μάρκετ στην Ελβετία. Αργότερα αποδείχθηκε ότι η χρήση διαστολέων είναι δυνατή και σε υποκρίσιμο κύκλο. Το κόστος του διαστολέα / συμπιεστή ήταν μικρότερο από 30% του ανάλογου κύριου συμπιεστή. Το λειτουργικό κόστος, από άποψη εξοικονόμησης ενέργειας, θα καλύψει εύκολα αυτά τα κόστη (Riha, Quack και Nickl 2006) [38]. Επίσης στο εργαστήριο του Τεχνικού Πανεπιστημίου της Δρέσδης, αποδείχθηκε ότι ένα σύστημα με διαστολέα τριών σταδίων θα αύξανε τον COP κατά 40% σε σύγκριση με τη χρήση ρυθμιστικής βαλβίδας. Η χρήση του διαστολέα σε εμπορικά συστήματα δεν έχει αποδειχθεί ακόμη και χρειάζεται περαιτέρω έρευνα για να εφαρμοστεί σε εμπορικούς κύκλους (Hafner, Hemmingsen και Van de Ven 2014) [39].



Εικ. 2.7. Απλός κύκλος με διαστολέα (Hafner, Hemmingsen και Van de Ven 2014) [39].

2.3.3 Συστήματα Booster

Υπάρχουν διαφορετικές διαμορφώσεις των συστημάτων Booster. Το τυπικό σύστημα για R744 φαίνεται στην εικόνα 2.8. Το κύριο μέρος των εγκατεστημένων συστημάτων ψύξης CO₂ στη Βόρεια Ευρώπη είναι τα τυπικά συστήματα booster με R744, με έλεγχο παράκαμψης από τη δεξαμενή έως τη γραμμή αναρρόφησης. Μόνο το επίπεδο μέσης πίεσης περιλαμβάνεται στο σχήμα, καθώς το τμήμα χαμηλής θερμοκρασίας είναι παρόμοιο. Το σύστημα αποτελείται από τρία επίπεδα πίεσης (άρα συνολικά τέσσερις πιέσεις συμπεριλαμβανομένης της μονάδας κατάψυξης χαμηλής θερμοκρασίας). Το επίπεδο υψηλής πίεσης δεν βρίσκεται στην ίδια περιοχή, αλλά έξω από την περιοχή ψύξης. Το τυπικό σύστημα ενίσχυσης είναι εγκατεστημένο με μια συσκευή υποψύξης μικρής χωρητικότητας. Αυτό συνδέεται με τη δεξαμενή και διατηρεί το επίπεδο πίεσης στο όριο για τη βαλβίδα ασφαλείας (Hafner, Hemmingsen και Van de Ven 2014) [39].



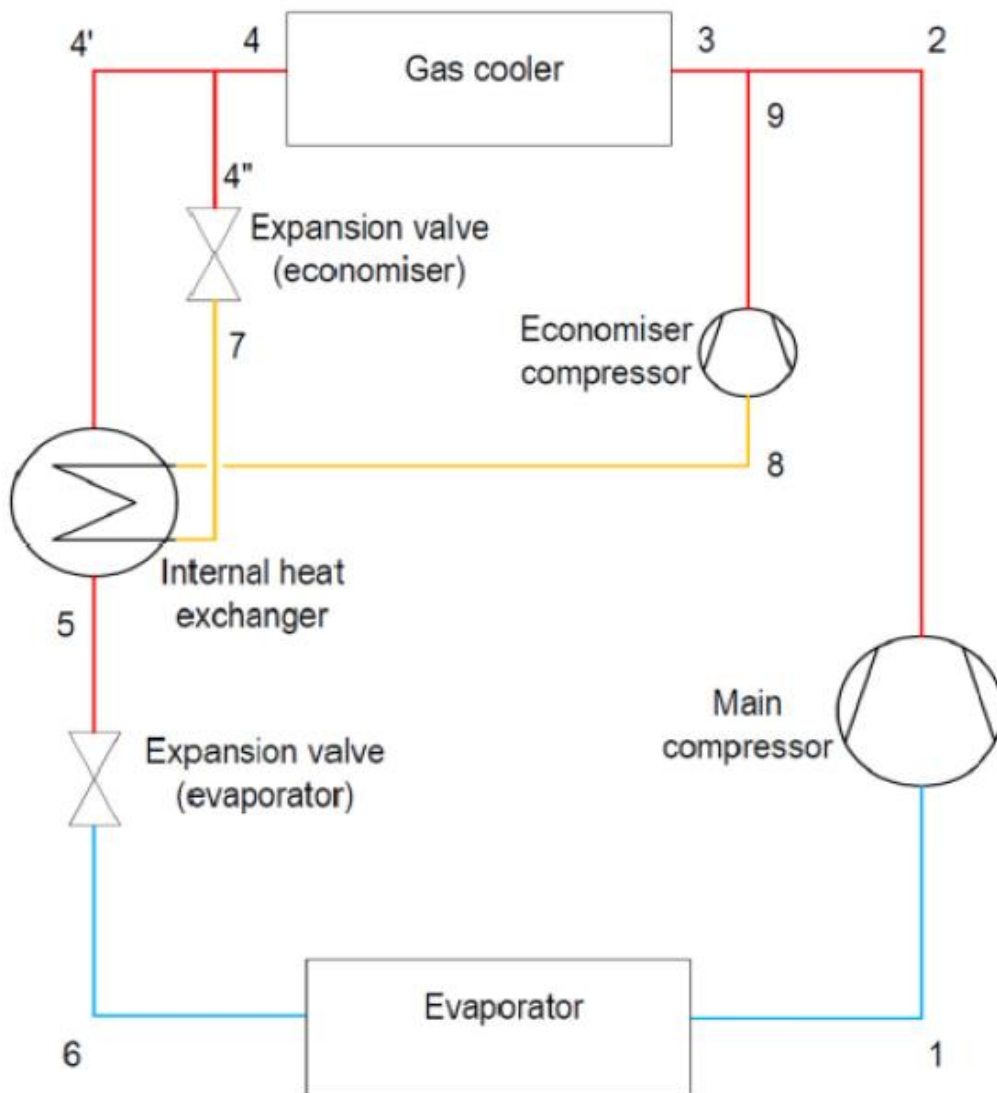
Εικ. 2.8. Βασικό σύστημα με booster R744 (Hafner, Hemmingsen και Van de Ven 2014) [39].

2.3.4 Εξοικονομητές

Μια επιπλέον τεχνική για τη μείωση της κατανάλωσης ενέργειας σε ένα σύστημα R744 είναι η χρήση ενός ενδιάμεσου εναλλάκτη θερμότητας, που ορίζεται ως εξοικονομητής (economisers). Αυτοί οι εναλλάκτες θερμότητας συνήθως διογκώνουν ένα μικρό μέρος του υγρού σε ενδιάμεση πίεση για περαιτέρω υπόψυξη του κύριου ρεύματος προτού εισέλθει στο δεύτερο μέρος του στραγγαλισμού. Στην εικόνα 2.9, παρουσιάζονται οι διαμορφώσεις εξοικονομητών που περιγράφονται από τους (Hafner, Hemmingsen και Van de Ven 2014). Μια βαλβίδα διαστολής συνδέεται με έναν εσωτερικό εναλλάκτη θερμότητας και παρέχει υπόψυξη στο κύριο ψυκτικό από το ψυγείο αερίου πριν συμπιεστεί στην πλευρά υψηλής πίεσης. Η στρατηγική ελέγχου της βαλβίδας διαστολής εμφανίζεται σε δύο λειτουργίες. Η βαλβίδα εκτόνωσης εξοικονόμησης λειτουργεί μόνο όταν η θερμοκρασία περιβάλλοντος υπερβαίνει

τους $20 \pm \text{ }^\circ\text{C}$. Όταν η θερμοκρασία περιβάλλοντος φτάσει τους $40 \pm \text{ }^\circ\text{C}$, το κύκλωμα εξοικονόμησης θα είναι σε θέση να μειώσει τη θερμοκρασία που εισέρχεται στη βαλβίδα διαστολής πριν από τον εξατμιστή στους $25 \pm \text{ }^\circ\text{C}$ (Hafner, Hemmingsen και Van de Ven 2014) [39].

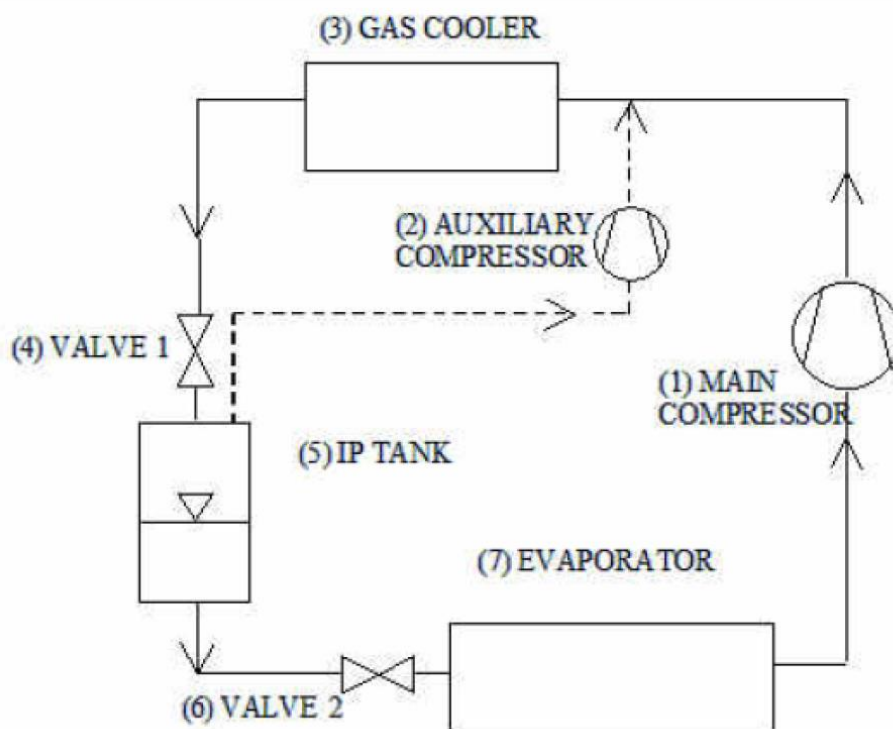
Οι αρχιτεκτονικές συστημάτων R744 με εξοικονομητές διευρύνονται στην Ευρώπη και έχουν σημαντικά βελτιωμένη απόδοση σε σύγκριση με τα τυπικά συστήματα ενίσχυσης. Ωστόσο, σε πολύ υψηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος πρέπει να εγκατασταθεί πρόσθετος εξοπλισμός για το σύστημα εξοικονόμησης ώστε να είναι σε θέση να ανταγωνιστεί τα συστήματα με μηχανική υπόψυξη γεγονός το οποίο απαιτεί πρόσθετο εξοπλισμό αλλά και κόστος εγκατάστασης (Hafner, Hemmingsen και Van de Ven 2014) [39].



Εικ. 2.9. Εξοικονομητής (Hafner, Hemmingsen και Van de Ven 2014) [39].

2.3.5 Βοηθητικοί ή παράλληλοι συμπιεστές για συμπίεση ατμών

Ο απλός κύκλος που αναφέρθηκε παραπάνω μπορεί να επεκταθεί χρησιμοποιώντας έναν βοηθητικό συμπιεστή που αφαιρεί τους ατμούς που εμφανίζονται στο ανοιχτό δοχείο μετά την πρώτη εκτόνωση. Το εναπομένον υγρό στραγγαλίζεται στην πίεση του εξατμιστή, όπου εξατμίζεται περαιτέρω και συμπιέζεται. Η διαδικασία απεικονίζεται στην εικόνα 2.10. Τα πλεονεκτήματα με έναν βοηθητικό κύκλο συμπιεστών προκύπτουν από την επιτάχυνση δύο σταδίων, καθώς ο ατμός που εμφανίζεται στη δεξαμενή συμπιέζεται απευθείας από το ενδιάμεσο έως το επίπεδο υψηλής πίεσης και έτσι εξοικονομεί το απαιτούμενο έργο του συμπιεστή και τις απώλειες εκτόνωσης. Αυτός ο κύκλος είναι επωφελής όταν το επίπεδο θερμοκρασίας στον εξατμιστή δεν είναι πολύ χαμηλό, όπου επιτυγχάνεται η βέλτιστη αναλογία συμπιεστή και απόδοσης. Με αυτόν τον τρόπο, στον κύκλο βελτιώνεται η ενεργειακή απόδοση και επιτυγχάνονται μεγαλύτερες ψυκτικές ικανότητες (Fornasieri, Zilio, et al. 2009) [40].



Εικ. 2.10. Εκτόνωση δύο σταδίων με χρήση βοηθητικού συμπιεστή (Fornasieri, Zilio, et al. 2009) [40].

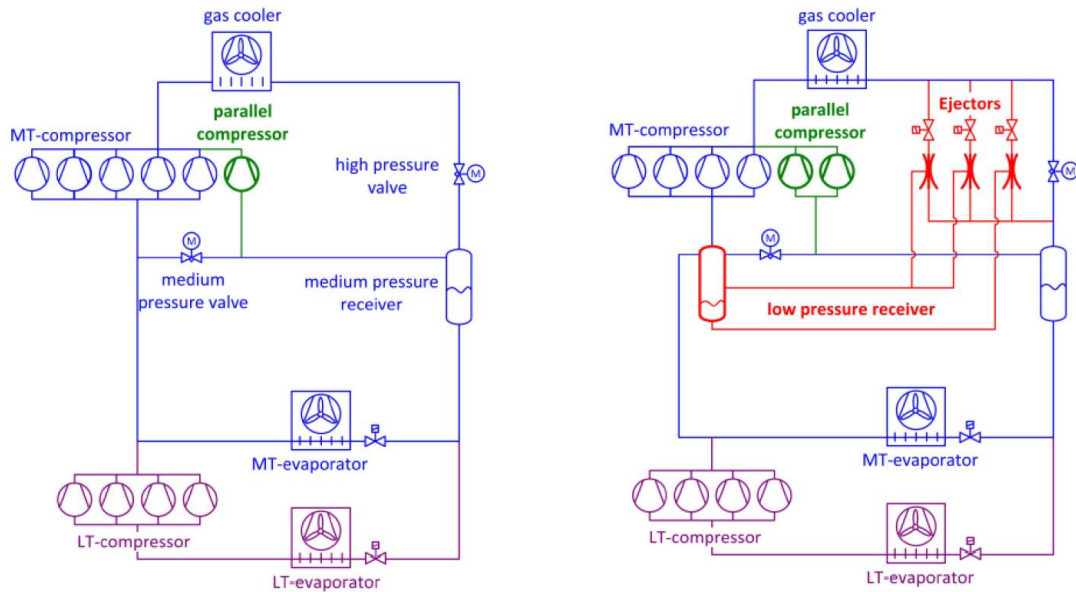
Η τεχνολογία παράλληλης συμπίεσης έχει εφαρμοστεί σε εγκαταστάσεις υψηλών προδιαγραφών από το 2010 (Hafner, Schonberger, et al. 2014) [39] και χρησιμοποιείται συνήθως σε συνδυασμό με εγχυτήρες, όπως φαίνεται στην εικόνα 2.11β. Στην εικόνα 2.11α, παρουσιάζεται το υπερκρίσιμο σύστημα ενίσχυσης που χρησιμοποιεί παράλληλη συμπίεση χωρίς εγχυτήρες.

Σε περιόδους όπου η θερμοκρασία περιβάλλοντος είναι χαμηλή, στους κύκλους που χρησιμοποιούν εγχυτήρες παρατηρείται ότι η ικανότητα ανύψωσης του εγχυτήρα είναι περιορισμένη. Για αυτόν τον λόγο, ένας επιπλέον παράλληλος συμπιεστής μπορεί να τοποθετηθεί στον κύκλο, για να συμπίεσει μέρος του ατμού που επιστρέφει στο ψυγείο αερίου. Η πρώτη αρχιτεκτονική που χρησιμοποίησε αυτήν την ιδέα, πέτυχε αύξηση απόδοσης 12% (Hafner, Schonberger, et al. 2014) [39].

2.3.6 Εγχυτήρες

Η αντικατάσταση της εκτονωτικής βαλβίδας με έναν εγχυτήρα σε έναν υπερκρίσιμο κύκλο R744 είναι ιδιαίτερα πλεονεκτική, ειδικά όταν λειτουργεί σε θερμά κλίματα. Ο εγχυτήρας χρησιμοποιεί τη διαφορά πίεσης που συνήθως χάνεται στην εκτονωτική βαλβίδα για ανάκτηση ενέργειας και βελτιστοποιεί το COP ελέγχοντας ενεργά την υψηλή πίεση σύμφωνα με τις απαιτήσεις θερμοκρασίας περιβάλλοντος ή φορτίου. Αυτό γίνεται με την ρύθμιση του ψυκτικού με ένα ακροφύσιο κίνησης μέσα στον εγχυτήρα.

Η πρώτη πραγματική εφαρμογή σε εγκατάσταση ενός συστήματος ενίσχυσης R744 με εγχυτήρα και παράλληλη συμπίεση πραγματοποιήθηκε σε ένα ελβετικό σούπερ μάρκετ το καλοκαίρι του 2013 (Hafner, Schonberger, et al. 2014) [39]. Ο σχεδιασμός συγκρίνεται με το τυπικό σύστημα ενίσχυσης με παράλληλη συμπίεση στην εικόνα 2.11.



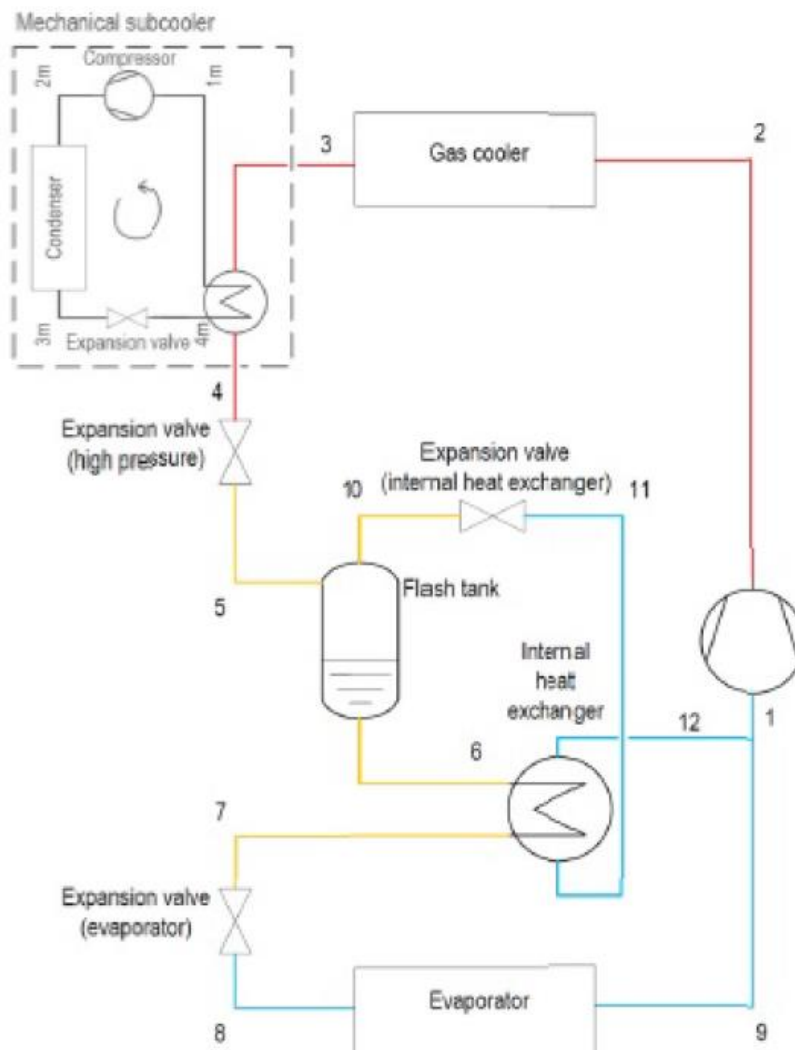
Εικ. 2.11. Υπερκρίσιμο σύστημα R744 με booster με χρήση παράλληλης συμπίεσης (Hafner, Schonenberger, et al. 2014) [39].

Λαμβάνοντας υπόψη το κλίμα, επιτεύχθηκε αύξηση της ενεργειακής απόδοσης κατά 12% για αυτό το σύστημα, σε σύγκριση με την κοινή αρχιτεκτονική ενισχυτή R744 με παράλληλη συμπίεση.

2.3.7 Υπόψυξη

Αύξηση της απόδοσης στα συστήματα ψύξης με CO₂ μπορεί επίσης να επιτευχθεί με ψύξη του ψυκτικού σε χαμηλότερες θερμοκρασίες από αυτές που παρέχονται από το ψυγείο αερίου. Αυτό μπορεί να γίνει είτε εγκαθιστώντας ένα εξωτερικό ψυκτικό συγκρότημα είτε ενσωματώνοντας τον κύκλο CO₂ σε έναν κύκλο πολλαπλών σταδίων. Χρησιμοποιώντας ένα μηχανικό σύστημα, το σύστημα R744 μπορεί να λειτουργήσει σε πολύ χαμηλότερη υψηλή πλευρική πίεση από τον παραδοσιακό κύκλο R744.

Τόσο το μηχάνημα υπόψυξης με εξωτερική μηχανή ψύξης όσο και η εσωτερική υπόψυξη του CO₂ αυξάνουν την ενεργειακή απόδοση σε μεγάλο βαθμό (Petraik 2013) [41]. Πραγματοποιήθηκαν προσομοιώσεις συστήματος σε ένα πιλοτικό εργοστάσιο στην Ισπανία, όπου χρησιμοποιείται τεχνολογία μηχανικής υπόψυξης σε συστήματα R744 (Hafner, Hemmingsen και Van de Ven 2014) [39]. Επιτεύχθηκε ψυκτική ικανότητα 60 kW. Το COP που αποκτήθηκε ήταν ελαφρώς μικρότερο σε σύγκριση με την παράλληλη μονάδα συμπίεσης με εγχυτήρες.



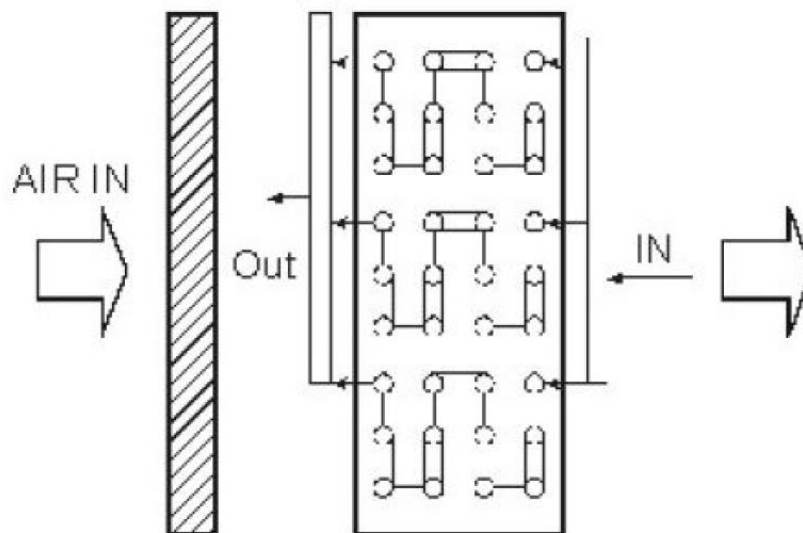
Εικ. 2.12. Απλοποιημένο σύστημα ψύξης R744 με μηχανική μονάδα υπόψυξης (Hafner, Hemmingsen και Van de Ven 2014) [39].

2.3.8 Ψύξη με εξάτμιση

Η αύξηση του COP όταν υπάρχουν μέγιστες θερμοκρασίες στο περιβάλλον, μπορεί επίσης να επιτευχθεί με σταδιακή συμπίεση και εκτόνωση σε συνδυασμό με ψύξη με εξάτμιση. Η ψύξη με εξάτμιση του αέρα στην είσοδο του ψυγείου αερίου, χρησιμοποιώντας αδιαβατικό κορεσμό είναι ένας γενικός τρόπος βελτίωσης της απόδοσης στους κύκλους συμπίεσης ατμών. Όπως αναφέρθηκε, η απόρριψη θερμότητας στο ψυγείο αερίου είναι ιδανικά μια ισοβαρική, όχι

ισοθερμική διαδικασία, οπότε η ψύξη με εξάτμιση μόνο για ένα μέρος της συνολικής ψύξης ρεύματος αέρα του ψυκτικού αερίου είναι επαρκής.

Τα ευεργετικά αποτελέσματα χρησιμοποιώντας αυτήν την μέθοδο, εξαρτώνται από τη διαφορά μεταξύ της θερμοκρασίας ξηρού και υγρού ή από την ποσότητα υγρασίας στον αέρα. Η περιεκτικότητα σε υγρασία του αέρα σε ορισμένα τροπικά κλίματα θα είναι κοντά στη μέγιστη τιμή της και η απόδοση ψύξης θα είναι πολύ χαμηλή. Οι Fornasieri, Girotto, και Minetto (2008) [42] ανακάλυψαν ότι αξίζει να εξεταστεί αυτή η μέθοδος και σε υγρά κλίματα, ειδικά όταν η θερμοκρασία περιβάλλοντος υπερβαίνει τους $35 \pm ^\circ\text{C}$. Αυτό οφείλεται στην υψηλότερη δυνατή μείωση της θερμοκρασίας του αέρα και συνεπώς στην καλύτερη απόδοση COP. Μια πιθανή τροποποίηση της ψύξης με εξάτμιση σε ένα ψυγείο αερίου πτερυγίων και σωλήνων φαίνεται στην εικόνα 2.13. Εδώ το 100% του αέρα που εισέρχεται στο ψυγείο αερίου είναι προψυγμένο.



Εικ. 2.13. Ψύξη με εξάτμιση προ του ψυγείου αερίου (Fornasieri, Zilio, et al. 2009) [40].

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3^ο

3.1 Ανάλυση τεχνολογίας ψύξης CO₂ με χρήση ηλιακής ενέργειας και βιομάζας

Όπως αναφέρθηκε και ανωτέρω, η αυξανόμενη κατανάλωση ορυκτών καυσίμων προκάλεσε σοβαρά περιβαλλοντικά προβλήματα και ως συνέπεια η χρήση ανανεώσιμων τεχνολογιών έχει λάβει μεγάλη προσοχή. Τα συστήματα Concentrated Solar Power (CSP) έχουν τη δυνατότητα παραγωγής ηλεκτρισμού με εργαζόμενο μέσο το διοξείδιο του άνθρακα σε υπερκρίσιμη κατάσταση (S-CO₂) και η λειτουργία τους είναι φιλική προς το περιβάλλον και ταυτόχρονα αποτελεσματική. Το S-CO₂ που λειτουργεί σε έναν κύκλο Brayton κλειστού βρόχου προσφέρει τη δυνατότητα υψηλότερης απόδοσης σε σχέση με τους υπέρθερμους ή τους υπερκρίσιμους κύκλους ατμού στις ίδιες θερμοκρασίες για εφαρμογές CSP [43].

Ο Feher [44] πρότεινε αρχικά έναν κύκλο ισχύος χρησιμοποιώντας το S-CO₂ ως εργαζόμενο μέσο το 1968. Οι Zhang et al.[45] πραγματοποίησαν τη θεωρητική ανάλυση ενός θερμοδυναμικού κύκλου για την ηλιακή ενέργεια που τροφοδοτεί ένα κύκλο Rankine χρησιμοποιώντας επίσης διοξείδιο του άνθρακα ως εργαζόμενο μέσο σε υπερκρίσιμη κατάσταση και διερεύνησαν την επίδραση των παραμέτρων που διέπουν τις επιδόσεις. Ο Pardeep [46] επίσης διερεύνησε και συνέκρινε έναν υποκρίσιμο και έναν υπερκρίσιμο κύκλο χρησιμοποιώντας το CO₂ με αξιοποίηση της ηλιακής ενέργειας. Διαπίστωσαν ότι ο υπερκρίσιμος κύκλος είναι ικανός να παράγει ισχύ με θερμική απόδοση άνω του 30% ακόμη και σε χαμηλότερη θερμοκρασία πηγής. Ο Besarati [47] πραγματοποίησε την ανάλυση του υπερκρίσιμου κύκλου ισχύος CO₂ με έναν κύκλο αποσυμπίεσης για το σύστημα συμπυκνωμένης ηλιακής ενέργειας, του οποίου η αποδοτικότητα θα μπορούσε να βελτιωθεί περαιτέρω εξετάζοντας έναν κατάλληλο κύκλο κατώτατου σημείου που χρησιμοποιεί απορριπτόμενη θερμότητα από το κορυφαίο S-CO₂.

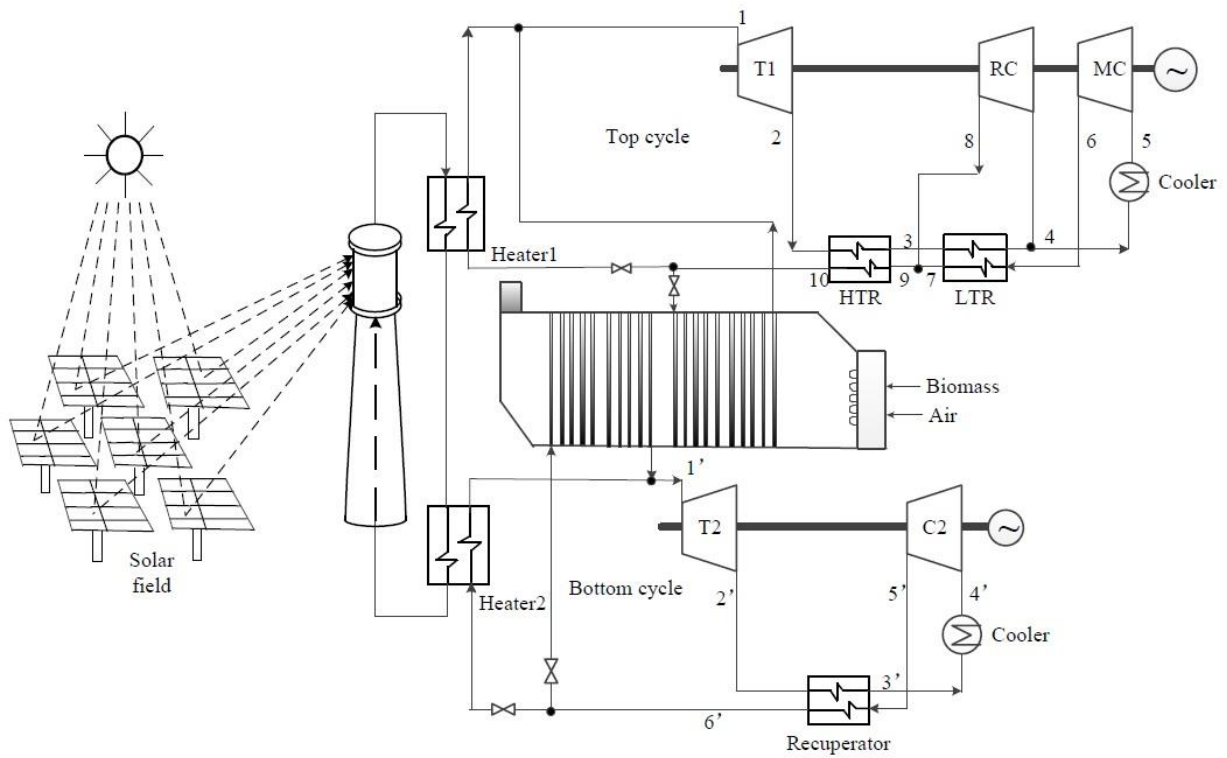
Οι παραπάνω πηγές δείχνουν μεγάλες δυνατότητες για τον κύκλο Brayton ενσωματωμένο σε συστήματα CSP. Ωστόσο, η ηλιακή ενέργεια έχει διακοπτόμενη παροχή ισχύος ενώ η συνεχής λειτουργία του συστήματος χρειάζεται ένα σύστημα αποθήκευσης μεγάλης κλίμακας της θερμικής ενέργειας (σε υψηλές θερμοκρασίες) [48]. Συνεπώς, με την χρήση της ηλιακής ενέργειας ως μοναδικής πηγής θερμότητας είναι δύσκολο να επιτευχθεί συνεχής λειτουργία για τον κύκλο S-CO₂ Brayton με θερμοκρασία εργασίας που κυμαίνεται από 550 °C έως 800 °C.

Στην ενότητα που ακολουθεί αναλύεται μια πρόταση ενός συστήματος στο οποίο η ηλιακή ενέργεια και η ενέργεια της βιομάζας χρησιμεύουν ως πηγή θερμότητας.

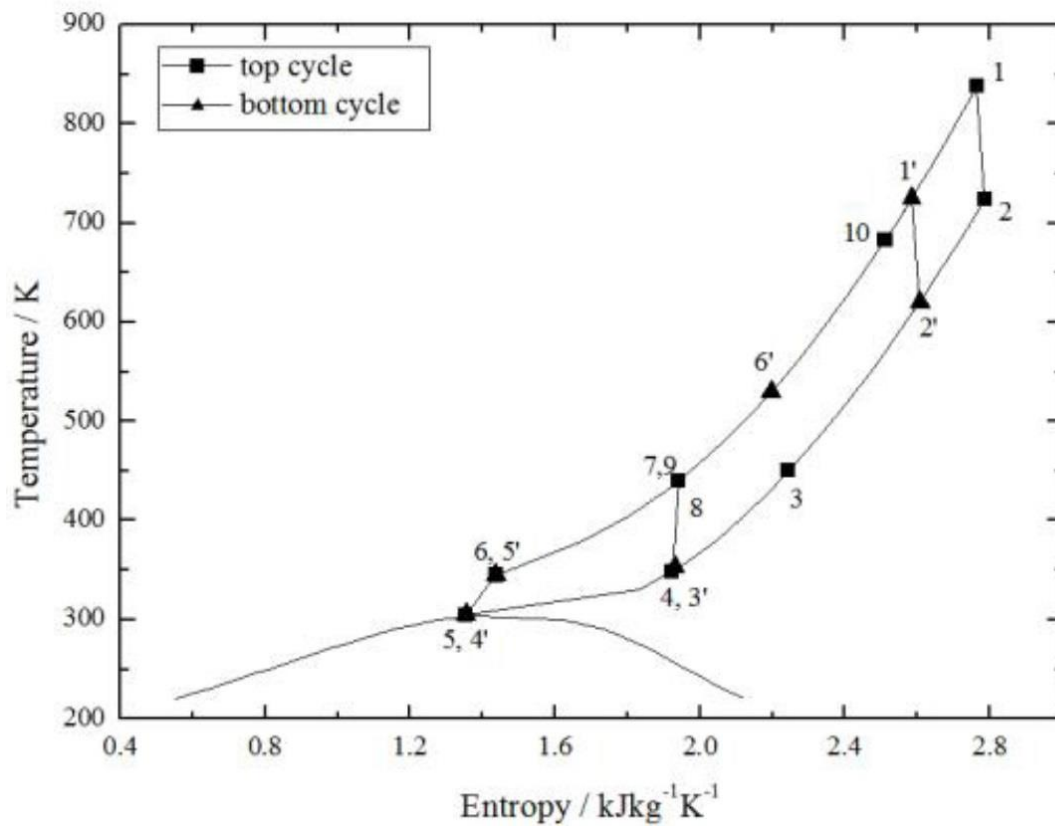
Αυτή η διαδοχική κλειστή διαμόρφωση βρόχου S-CO₂ προτείνεται στο Σχ. 3.1, και το Σχ. 3.2 απεικονίζει το διάγραμμα θερμοκρασίας - εντροπίας για τον διαδοχικό κύκλο S-CO₂. Η υβριδική χρήση της ηλιακής ενέργειας και της βιομάζας επιτυγχάνει συνεχή λειτουργία του συστήματος, καθώς η βιομάζα αντικαθιστά την ηλιακή ενέργεια ως πηγή θερμότητας όταν η ηλιακή ενέργεια είναι ανεπαρκής. Επιπλέον, κατά τη διαδικασία συμπίεσης του συστήματος, παρόλο που ο λόγος πίεσης είναι 2.6, η πυκνότητα αλλάζει μόνο κατά 9,5%. Αυτή η σχεδόν μηδενική μεταβολή της πυκνότητας προκαλεί χαμηλή κατανάλωση ισχύος στο συμπιεστή σε σύγκριση με το ιδανικό αέριο. Επομένως, η χρήση του CO₂ ως εργαζόμενου μέσου υπερνικά τις υψηλές καταναλώσεις ισχύος στον συμπιεστή εισάγοντας το στάδιο συμπίεσης σε πίεση υψηλότερη από το κρίσιμο σημείο.

Στον κύκλο επανασυμπίεσης, χρησιμοποιείται ένας ανακτητής υψηλής θερμοκρασίας (HTR) και ένας ανακτητής χαμηλής θερμοκρασίας (LTR). Το εργαζόμενο μέσο χωρίζεται σε δύο ρεύματα μετά την έξοδό του από τον LTR. Ένα ρεύμα εισέρχεται στον κύριο συμπιεστή αφού απορρίψει τη θερμότητα στο ψυχοδοχείο και το άλλο ρεύμα οδηγείται στον συμπιεστή. Στην έξοδο του συμπιεστή θα αναμιχθεί με το ρεύμα που φεύγει από τον κύριο συμπιεστή και προθερμαίνεται στον LTR. Ο στόχος της διάσπασης του ρεύματος είναι να βελτιώσει την αντιστοίχιση των προφίλ θερμοκρασίας μέσα στον ανακτητή, λόγω της υψηλής τιμής της συγκεκριμένης θερμότητας σε χαμηλές θερμοκρασίες και της υψηλής πίεσης για το εργαζόμενο μέσο. Το μικτό ρεύμα θερμαίνεται περαιτέρω στον HTR και μετά εισέρχεται στον ηλιακό δέκτη ή στον καυστήρα βιομάζας. Σε αυτόν τον κύκλο, τόσο ο κύριος συμπιεστής όσο και ο επανασυμπιεστής καθοδηγούνται από την ισχύ που παράγεται από τον στρόβιλο.

Στον κάτω κύκλο, το CO₂ βρίσκεται σε υψηλή πίεση και υψηλή θερμοκρασία μετά την απορρόφηση της ηλιακής ενέργειας ή της ενέργειας από βιομάζα. Στη συνέχεια, μπαίνει στον στρόβιλο όπου παράγεται έργο, καθώς το εργαζόμενο μέσο διαστέλλεται. Ένας ανακτητής χρησιμοποιείται για την ανάκτηση θερμότητας από το εργαζόμενο μέσο που εξέρχεται από τον στρόβιλο και χρησιμοποιείται επίσης για την προθέρμανση του εργαζόμενου μέσου που θα εισέλθει στον ηλιακό δέκτη ή στον καυστήρα βιομάζας. Προκειμένου να μειωθεί η κατανάλωση ισχύος του συμπιεστή, το ρεύμα ψύχεται από ψυγείο.



Εικ. 3.1. Σύστημα Cascaded S-CO₂ cycle.



Εικ. 3.2. Διάγραμμα θερμοκρασίας - εντροπίας για τον κύκλο.

3.2 Θερμοδυναμική ανάλυση του συστήματος

Η θερμική απόδοση του κύκλου υπολογίζεται ως:

$$\eta = \frac{W_{t,net} + W_{b,net}}{Q_{heater}}$$

Όπου:

- $W_{t,net}$ είναι η καθαρή παραγόμενη ισχύς στον άνω κύκλο
- $W_{b,net}$ είναι η καθαρή παραγόμενη ισχύς στον κάτω κύκλο
- Q_{heater} είναι η ενέργεια που απορροφάται από το σύστημα.

Το εξεργειακό ισοζύγιο του κύκλου μπορεί να υπολογιστεί ως εξής [49]:

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \sum_j E_{qj} - W_{cv} + \sum_i m_i e_i - \sum_o m_o e_o - E_d$$

Όπου:

$$E_{qj} = \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) Q_j$$

$$e = h - h_o - T_o (s - s_o)$$

- E_{qj} είναι η εξέργεια που σχετίζεται με τη μεταφορά θερμότητας
- W_{cv} είναι το έργο εξόδου e_i και e_o είναι η εξέργεια που σχετίζεται με την μαζική μεταφορά.
- E_d είναι η καταστροφή της εξέργειας.

Αρχικά η είσοδος εξέργειας από την ηλιακή ακτινοβολία μπορεί να υπολογιστεί ως εξής [50, 51]:

$$E_{input} = \frac{Q_{heater}}{n_{th} \cdot n_{field}} \psi$$

Όπου:

$$\psi = 1 - \frac{4}{3} \frac{T_0}{T_s} (1 - \cos \delta)^{1/4} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_s} \right)^4$$

$$n_{th} = \alpha - \frac{\varepsilon \sigma F_{view} T_R^4 + f_{conv} \cdot h_{conv} (T_R - T_0)}{n_{field} E_{DNI} C}$$

- η_{field} είναι η απόδοση ηλιακού πεδίου λαμβάνοντας υπόψη τις απώλειες ανάκλασης και τις απώλειες συνημίτονου
- Ψ (που υπολογίζεται από το Parro [51]) είναι το αδιάστατο μέγιστο ωφέλιμο έργο που λαμβάνεται από την ηλιακή ακτινοβολία
- η_{th} είναι η θερμική απόδοση του ηλιακού δέκτη του κύκλου [52], η οποία μπορεί να υπολογιστεί από τον ανωτέρω τύπο.

Οι παράμετροι που χρησιμοποιούνται για τον βοηθητικό υπολογισμό παρουσιάζονται στον Πίνακα 3.1.

$$T_R = T_{HTF} + \Delta T_R$$

Παράμετροι	Τιμή
Absorptance, α	0.95
Thermal emittance, ε	0.85
Radiative view factor, F_{view}	1
Convective heat loss factor, f_{conv}	1
Convective heat transfer coefficient, h_{conv}	10 W/(m ² K)
Annual heliostat field efficiency, η_{field}	0.6
Concentration ratio, C	900
Solar receiver temperature approach, ΔT_R	150 °C
Equivalent temperature of the sun, T_s	5800 °K
Cone angle of the sun, δ	0.005 rad
Reference temperature, T_0	25 °C

Πίνακας 3.1. Οι παράμετροι που χρησιμοποιούνται για την ανάλυση της εξέργειας του κύκλου [52].

Η συνολική ενεργειακή απόδοση μπορεί να υπολογιστεί ως:

$$n_{exergy} = \frac{W_{t,net} + W_{b,net}}{E_{input}}$$

Οι μη αναστρέψιμες απώλειες κάθε εξαρτήματος στον κύκλο μπορούν να υπολογιστούν χρησιμοποιώντας την ακόλουθη μέθοδο.

Σύστημα	Μη αναστρέψιμες απώλειες
Ηλιακοί δέκτες [53]	$E_{d,rec} = E_{input} n_{field} - m_{HTF} (e_i - e_o)_{rec}$
Ηλιακό πεδίο [53]	$E_{d,field} = \frac{Q_{heater}}{n_{th}} \frac{\psi}{n_{field}} (1 - n_{field})$
Ψύκτες	$E_{gain,air} = m_{air} [(h_o - h_i) - T_0 (s_o - s_i)]_{air}$ $E_{d,cooler} = m_{CO_2} (e_{i,CO_2} - e_{o,CO_2})_{cooler}$
Recuperators	$E_{d,recu} = m_{CO_2} (e_{i,CO_2} - e_{o,CO_2})_{ht} - m_{CO_2} (e_{o,CO_2} - e_{i,CO_2})_{lt}$
Συμπιεστές	$E_{d,comp} = W_{comp} - m_{CO_2} (e_{o,CO_2} - e_{i,CO_2})_{comp}$
Στρόβιλοι	$E_{d,tur} = m_{CO_2} (e_{i,CO_2} - e_{o,CO_2})_{tur} - W_{tur}$
Heaters	$E_{d,heater} = m_{HTF} (e_{i,HTF} - e_{o,HTF}) - m_{CO_2} (e_{o,CO_2} - e_{i,CO_2})$

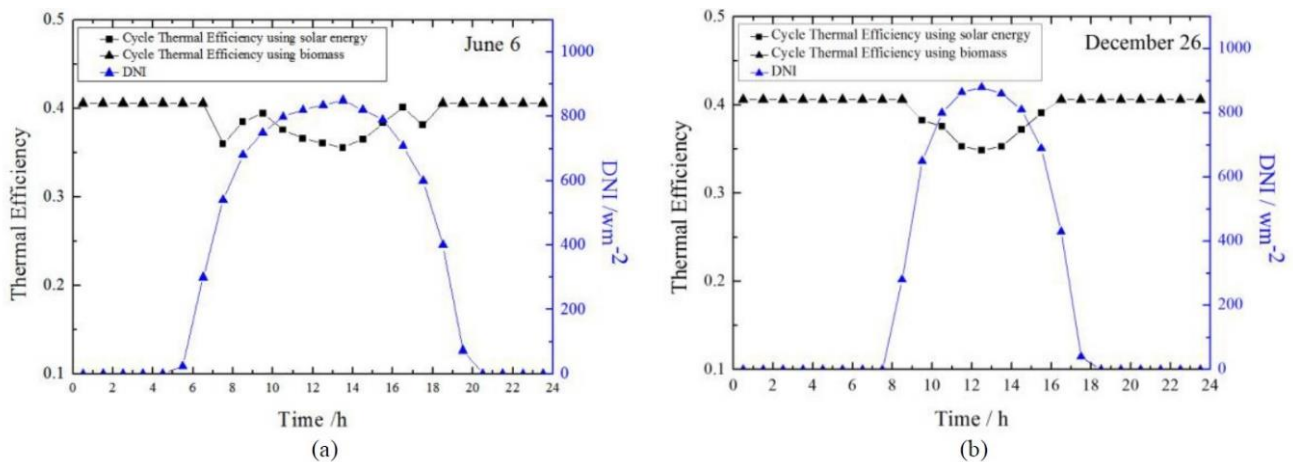
Πίνακας 3.2.

3.3 Αποτελέσματα

Προκειμένου να μετρηθεί η απόδοση του κύκλου S-CO₂ Brayton που περιεγράφηκε ανωτέρω πραγματοποιείται θερμική ανάλυση και ανάλυση εξέργειας.

3.3.1 Θερμική ανάλυση του προτεινόμενου συστήματος

Η θερμική απόδοση του προτεινόμενου συστήματος σε σχέση με τον χρόνο φαίνεται στο Σχ. 3.3. Η μέγιστη πίεση λειτουργίας σε αυτόν τον κύκλο είναι 20 MPa και η είσοδος θερμοκρασίας του κύριου συμπιεστή είναι περίπου 32 °C. Το συνολικό σύστημα λειτουργεί σε υπερκρίσιμη κατάσταση. Οι μετεωρολογικές παράμετροι λαμβάνονται ίδιες με την πηγή [53].



Εικ. 3.3. Θερμική απόδοση του συνολικού κύκλου σε σχέση με τον χρόνο.

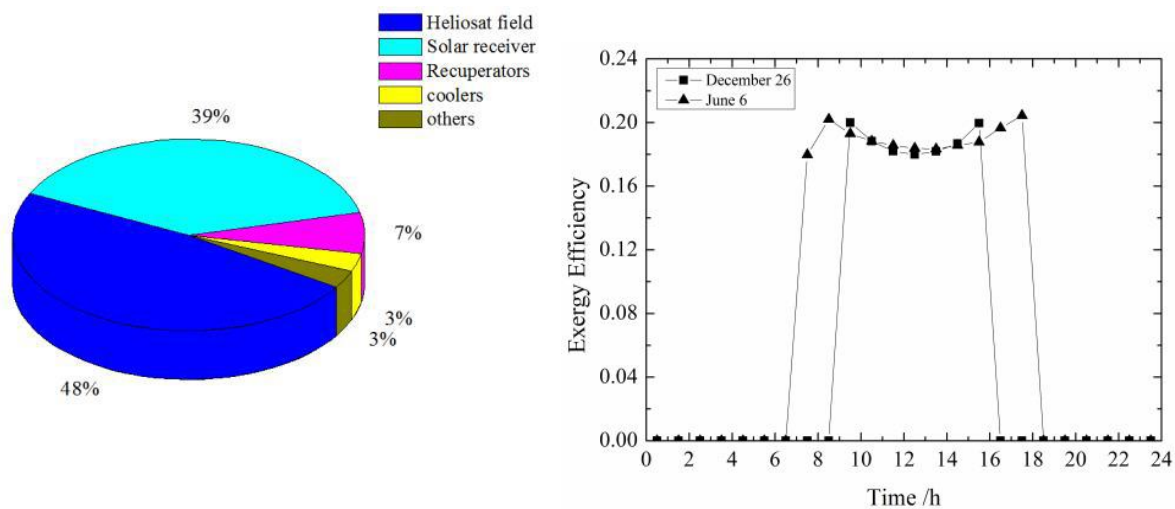
Μια καλοκαιρινή μέρα, όπως φαίνεται στο Σχ. 3.3a, τόσο η απόδοση του συνολικού συστήματος όσο και η ηλιακή ροή αυξάνονται με την πάροδο του χρόνου. Η μέγιστη τιμή θερμικής απόδοσης είναι περίπου 40,1%, όταν η άμεση κανονική ακτινοβολία (DNI) είναι 710 W/m². Ένας από τους λόγους είναι ότι περισσότερη ηλιακή ροή μπορεί να επιφέρει περισσότερη θερμική ενέργεια που απορροφάται από τον δέκτη, με αποτέλεσμα υψηλότερη θερμοκρασία στην είσοδο του στροβίλου.

Ωστόσο, σε αυτή την κατάσταση η απόδοση μειώνεται με την πάροδο του χρόνου, ενώ η ηλιακή ροή συνεχίζει να αυξάνεται, επειδή το πλεόνασμα που συλλέγεται από την ηλιακή θερμική ενέργεια δεν μπορεί να χρησιμοποιηθεί. Την επιλεγμένη χειμερινή ημέρα, όπως φαίνεται στο Σχ. 3.3b, η ίδια τάση θερμικής απόδοσης συγκρίνεται με την επιλεγμένη θερινή ημέρα. Η διάρκεια της ηλιοφάνειας είναι χαμηλότερη, επομένως η λειτουργία του συστήματος εξαρτάται κυρίως από τη συμπληρωματική λειτουργία με βιομάζα, η οποία αποτρέπει την πτώση της απόδοσης. Τη νύχτα η ακτινοβολία του ήλιου δεν επαρκεί οπότε για τη διατήρηση της σταθερής λειτουργίας του συστήματος χρησιμοποιείται η βιομάζα, όπως φαίνεται στο

σχήμα 3.3. Ως αποτέλεσμα, μια αισιόδοξη απόδοση του συστήματος κυμαίνεται από 35% έως 40,1%.

3.3.2 Εξεργειακή ανάλυση του συστήματος

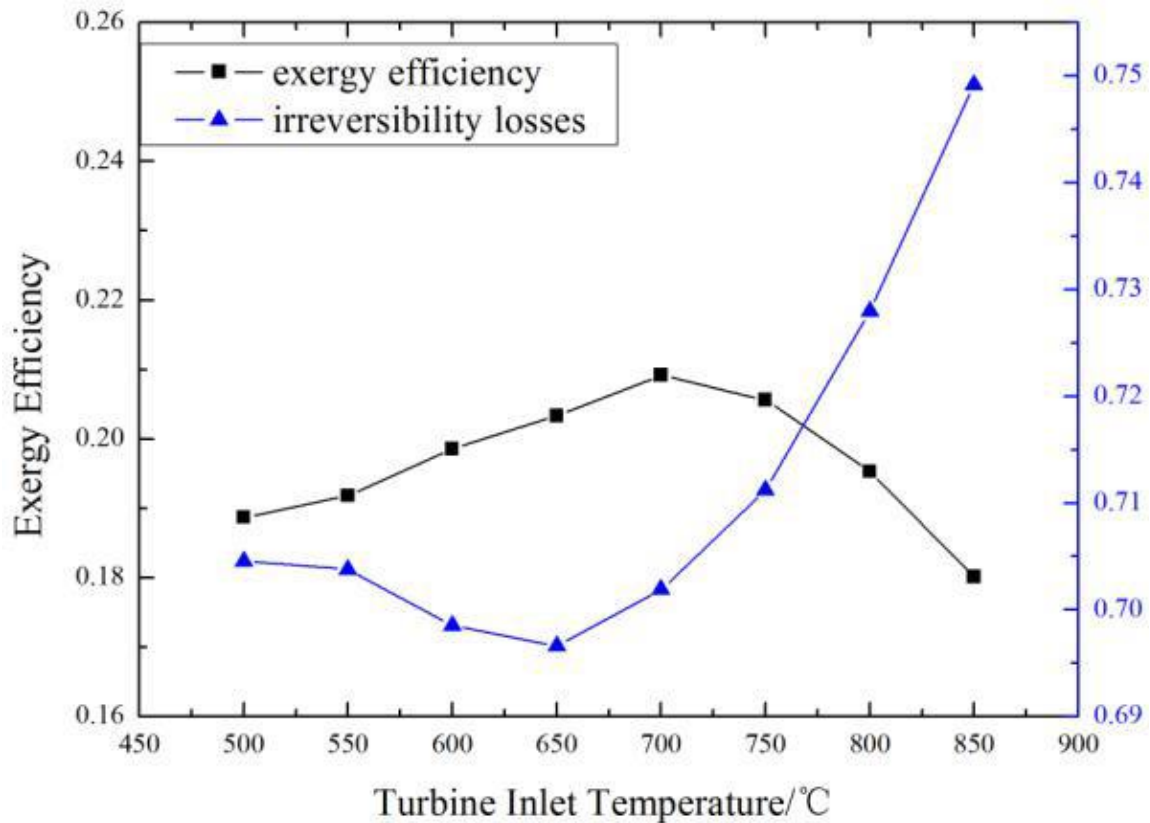
Η καταστροφή της εξέργειας κάθε συστατικού στο σύστημα μπορεί να υπολογιστεί από τον Πίνακα 3.2, και τα αποτελέσματα απεικονίζονται στο Σχ. 3.4α, όταν το DNI είναι 710 W/m^2 και το σύστημα οδηγείται από ηλιακή ενέργεια. Η μεγάλη μη αντιστρεψιμότητα υπάρχει στο πεδίο του ηλιοστάτη όπου η αναλογία μη αναστρεψιμότητας είναι κοντά στο 48% των συνολικών απωλειών.



Εικ. 3.4. Μη αναστρέψιμες απώλειες και εξεργειακή απόδοση του συνολικού συστήματος.
(α). Ο λόγος της μη αντιστρεψιμότητας στα 710 W/m^2 .

(β). Ενεργειακή απόδοση τις επιλεγμένες ημέρες.

Το σχήμα 3.4β δείχνει την εξεργειακή απόδοση του συνολικού συστήματος σε συνάρτηση με τον χρόνο. Η εξεργειακή απόδοση επηρεάζεται από το έργο παραγωγής του στροβίλου και αυξάνεται αρχικά. Στη συνέχεια, η καταστροφή της εξέργειας του δέκτη και του ηλιοστάτη αυξάνεται με την άνοδο της ηλιακής ροής γεγονός που επηρεάζει αρνητικά την εξεργειακή απόδοση, για αυτό και η ενεργειακή απόδοση μειώνεται αργότερα.



Εικ. 3.5. Η απόδοση εξέργειας του συνολικού συστήματος και ο λόγος μη αναστρεψιμότητας κατά την διαδικασία της ηλιακής συλλογής.

Το Σχ. 3.5 απεικονίζει την απόδοση της εξέργειας του συνολικού συστήματος και τον λόγο μη αναστρεψιμότητας κατά την διαδικασία της ηλιακής συλλογής στο ηλιακό πεδίο και τον ηλιακό δέκτη σε διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου του στροβίλου του κορυφαίου κύκλου. Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι η ενεργειακή απόδοση έχει τη βέλτιστη τιμή όπου η θερμοκρασία εισόδου του στροβίλου είναι περίπου 700°C, καθώς η ενεργειακή απόδοση του συνολικού συστήματος εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από την μη αναστρέψιμη στο ηλιακό πεδίο και τον ηλιακό δέκτη.

3.4 Συμπεράσματα

Στην μελέτη που αναλύθηκε ανωτέρω πραγματοποιείται ανάλυση ενέργειας και εξέργειας του διαδοχικού κύκλου S-CO₂. Με βάση τα αποτελέσματα που προέκυψαν, οι τελικές παρατηρήσεις συνοψίζονται ως εξής:

1. Τα αποτελέσματα δείχνουν τις αλλαγές ενεργειακής απόδοσης με το χρόνο και η θερμική απόδοση φτάνει το 40,1%. Η ελάχιστη τιμή της απόδοσης εμφανίζεται όταν το DNI είναι το μέγιστο, επειδή η πλεονάζουσα ενέργεια που συλλέγεται από τον ηλιακό δέκτη δεν μπορεί να χρησιμοποιηθεί αποτελεσματικά.
2. Για την ανάλυση της εξέργειας, η τάση της ενεργειακής απόδοσης με το χρόνο είναι η ίδια με τη θερμική απόδοση. Η μεγάλη καταστροφή εξέργειας του διαδοχικού συστήματος S-CO₂ λαμβάνει χώρα στο ηλιακό πεδίο και στον ηλιακό δέκτη όπου επιτυγχάνονται επίσης οι μη αναστρέψιμες απώλειες με διαφορετική θερμοκρασία εισόδου στροβίλου. Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι το συνολικό σύστημα έχει τη βέλτιστη τιμή όταν η θερμοκρασία εισόδου του στροβίλου του άνω κύκλου είναι περίπου 700 °C.
3. Τα θεωρητικά αποτελέσματα δείχνουν ότι το ανωτέρω σύστημα CO₂ είναι μια πολλά υποσχόμενη επιλογή για την αποτελεσματική χρήση των άφθονων πόρων ηλιακής ενέργειας και βιομάζας.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4^ο

4.1 Εισαγωγή

Το διοξείδιο του άνθρακα (CO₂), ως φυσικό ψυκτικό, προσελκύει όλο και περισσότερο την προσοχή στις εφαρμογές που περιλαμβάνουν συστήματα ψύξης, αντλιών θερμότητας και κλιματισμού. Σε σύγκριση με τα συμβατικά ψυκτικά όπως τα R22, R134a, R404A κ.λπ., το CO₂ είναι πιο φιλικό προς το περιβάλλον με μηδενικό δυναμικό μείωσης του όζοντος και πολύ χαμηλό άμεσο δυναμικό υπερθέρμανσης του πλανήτη. Επίσης, το CO₂ ως ψυκτικό μέσο έχει θετικές θερμοφυσικές ιδιότητες, όπως υψηλότερες τιμές πυκνότητας, λανθάνουσα θερμότητα, ειδική θερμότητα, θερμική αγωγιμότητα και ογκομετρική ικανότητα ψύξης και χαμηλότερη τιμή ιξώδους. Ωστόσο, το ψυκτικό CO₂ έχει πολύ υψηλή πίεση λειτουργίας λόγω της χαμηλής κρίσιμης θερμοκρασίας του (31,1 °C) και της υψηλής κρίσιμης πίεσης (73,8 bar).

Σε ένα σύστημα ψύξης CO₂ όταν η θερμότητα απορρίπτεται στον αέρα του περιβάλλοντος σε θερμοκρασίες κοντά ή πάνω από 31,1 °C, κρίσιμη θερμοκρασία του CO₂, ο κύκλος ψύξης λέγεται ότι λειτουργεί σε κρίσιμη κατάσταση. Ο συμβατικός αερόψυκτος συμπυκνωτής αντικαθίσταται επομένως με έναν ψύκτη αερίου. Ως κύρια συνιστώσα ενός τέτοιου συστήματος ψύξης, η απόδοση του ψυκτικού αερίου επηρεάζει σημαντικά την αποτελεσματικότητά του και επομένως αξίζει περαιτέρω διερεύνησης.

Στην απλούστερη μορφή του, ένας υπερκρίσιμος κύκλος CO₂ είναι θερμοδυναμικά λιγότερο αποδοτικός σε σύγκριση με έναν συμβατικό κύκλο συμπίεσης ατμών [54]. Ο Bullock [55] συνέκρινε την απόδοση ενός υπερκρίσιμου κύκλου CO₂ με ένα σύστημα R22 για μια εφαρμογή κλιματισμού. Διαπίστωσε ότι τα συστήματα CO₂ ήταν λιγότερο αποτελεσματικά από τα συστήματα R22 κατά 30% στη λειτουργία ψύξης. Παρόμοια συμπεράσματα προέκυψαν από τους Robinson και Groll [56] και Aarlien και Frivik [57].

Η αποτελεσματικότητα λειτουργίας του συστήματος CO₂ μπορεί ωστόσο να βελτιωθεί με τη χρήση ενός στροβίλου διαστολής, ενός εναλλάκτη θερμότητας και σημαντικών βελτιώσεων απόδοσης στον εξοπλισμό του συστήματος όπως συμπιεστής, εξατμιστής ή ψυγείο αερίου. Στο σύστημα ψύξης CO₂ με υπερκρίσιμο κύκλο, σε σταθερή θερμοκρασία εξόδου ψυγείου ψυκτικού αερίου και θερμοκρασία εξατμίστη, υπάρχει μια βέλτιστη πίεση υψηλής πλευράς έτσι ώστε το COP ψύξης στο σύστημα να μπορεί να φτάσει το μέγιστο [58–60].

Η υψηλή πίεση ψυκτικού μέσου μπορεί να ελεγχθεί ρυθμίζοντας την πίεση της εγκατεστημένης βαλβίδας διαστολής στο σύστημα [54]. Είναι γνωστό ότι σε σταθερή θερμοκρασία εξάτμισης ο μέγιστος COP ψύξης αυξάνεται πολύ με χαμηλότερη θερμοκρασία ψυκτικού στην έξοδο του gas cooler. Η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ της εξόδου του ψυκτικού και του εισερχόμενου αέρα περιβάλλοντος ονομάζεται θερμοκρασία προσέγγισης (AT) για έναν αερόψυκτο gas cooler. Η ελαχιστοποίηση της θερμοκρασίας προσέγγισης θα επηρεάσει σε μεγάλο βαθμό την αποδοτικότητα του συστήματος [61] που εξαρτάται κυρίως από τον βέλτιστο σχεδιασμό του εναλλάκτη θερμότητας. Η εξέταση των διατάξεων κυκλώματος και των δομικών παραμέτρων θα επηρεάσει τον βέλτιστο σχεδιασμό για τον εναλλάκτη θερμότητας. Ένας αποτελεσματικός και οικονομικός τρόπος για την πραγματοποίηση αυτής της ανάλυσης είναι η χρήση της τεχνικής προσομοίωσης.

Σε υπερκρίσιμους κύκλους CO₂, οι ψύκτες αερίου με πτερύγια δεν είναι τόσο δημοφιλείς όσο οι εναλλάκτες θερμότητας μικρού καναλιού αλουμινίου, οι οποίοι έχουν πλεονεκτήματα όπως μικρότερο κίνδυνο υψηλών πιέσεων, μικρό βάρος, είναι συμπαγής και χρησιμοποιούνται ευρέως στον κλιματισμό αυτοκινήτων. Ως εκ τούτου, έχει γίνει μεγάλη προσπάθεια έρευνας και ανάπτυξης όσον αφορά εναλλάκτες θερμότητας μικρών καναλιών [62-64]. Ωστόσο, λόγω του χαμηλότερου κόστους, τα πηνία με πτερύγια σωλήνων εξακολουθούν να θεωρούνται ως καταλληλότεροι και επικρατέστεροι τύποι gas coolers.

Θεωρητικά, τρεις μέθοδοι μοντελοποίησης θα μπορούσαν να χρησιμοποιηθούν στην ανάλυση απόδοσης τέτοιων gas cooler, e-NTU ή LMTD, δηλ. μέθοδοι lumped, tube-in-tube, και distributed. Δεδομένου ότι υπάρχει ταχεία αλλαγή των θερμοφυσικών ιδιοτήτων του CO₂ με τη θερμοκρασία κατά τη διάρκεια μιας διαδικασίας ισοβαρούς ψύξης αερίου, δεν είναι πρακτικό να χρησιμοποιηθεί η μέθοδος e-NTU ή LMTD για την προσομοίωση [65]. Η μέθοδος tube-in-tube που αναπτύχθηκε από την έρευνα του Domanski [66-67] χρησιμοποιήθηκε στην προσομοίωση ενός gas cooler από τους Chang και Kim [68]. Μέσω της προσομοίωσης, διερευνήθηκαν οι επιδράσεις ορισμένων δομικών παραμέτρων του πηνίου στην απόδοση του ψυκτικού αερίου. Βρέθηκε από τα αποτελέσματα της προσομοίωσης ότι η θερμοκρασία προσέγγισης μπορεί να μειωθεί με αυξημένη επιφάνεια εναλλάκτη θερμότητας. Αν και μια σημαντική βελτίωση μοντελοποίησης μπορεί να επιτευχθεί με αυτή τη μέθοδο, μια πιο λεπτομερής στρατηγική μοντελοποίησης, μέθοδος distributed, αναμένεται να ενισχύσει περαιτέρω την ακρίβεια της προσομοίωσης και συνεπώς να επιτύχει πιο αξιόπιστα συμπεράσματα. Λόγω της μεγαλύτερης ακρίβειας, η distributed μέθοδος έχει χρησιμοποιηθεί ευρέως στη μοντελοποίηση των gas coolers με πτερύγια και στους αερόψυκτους συμπυκνωτές.

Ένα υπολογιστικό μοντέλο με την ανωτέρω μέθοδο για τον λεπτομερή σχεδιασμό των πτερυγίων πηνίων (συμπυκνωτές ή εξατμιστές) έχει αναπτυχθεί από τους Bensafi et al. [69]. Το μοντέλο μπορεί να προσομοιώσει τα πτερύγια με μη συμβατικά κυκλώματα, μη ομοιόμορφη κατανομή αέρα και διαφορετικές δομές σωλήνων και πτερυγίων. Ωστόσο, οι συσχετίσεις που χρησιμοποιούνται στους υπολογισμούς των συντελεστών μεταφοράς θερμότητας και των πτώσεων πίεσης τόσο για ψυκτικό όσο και για τον αέρα πρέπει να μελετηθούν περαιτέρω. Επιπλέον, οι τύποι ψυκτικών που εφαρμόζονται στο μοντέλο πρέπει να βελτιωθούν. Ομοίως, οι αερόψυκτοι συμπυκνωτές μοντελοποιήθηκαν με την ανωτέρω μέθοδο από τους Casson et al. [70]. Το μοντέλο μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την βέλτιστη σχεδίαση των εσωτερικών κυκλωμάτων των εναλλακτών θερμότητας και για την σύγκριση απόδοσης με αντίστοιχους εναλλάκτες θερμότητας που χρησιμοποιούν R22 και τα υποκατάστατά του HFC. Αυτό το μοντέλο χρησιμοποιήθηκε από τους Zilio et al. [71] για την επικύρωση της πειραματικής έρευνας για gas cooler CO₂ τα αποτελέσματα της οποίας έδειξαν μια συστηματική απόκλιση. Εξετάστηκαν επομένως οι κατάλληλοι συσχετισμοί για την πρόβλεψη των συντελεστών μεταφοράς θερμότητας CO₂.

Πρόσφατα, οι Jiang et al. εισήγαγαν ένα εργαλείο προσομοίωσης για τη βέλτιστη ανάλυση σχεδιασμού και απόδοσης για τους εναλλάκτες θερμότητας αέρα - ψυκτικού, που ονομάζεται CoilDesigner [72]. Εκτός από τις ισχυρές λειτουργίες σχεδιασμού και προσομοίωσης που οφείλονται στη χρήση της κατανεμημένης μεθόδου, το εργαλείο σχεδίασης διαθέτει ένα προηγμένο φιλικό προς το χρήστη interface για την αντιμετώπιση των διαδικασιών πριν και μετά την προσομοίωση. Ωστόσο, οι μέθοδοι επανάληψης τόσο για το ψυκτικό μέσο όσο και για τον αέρα δεν έχουν παρουσιαστεί σε κάποια μελέτη. Η κατανεμημένη μέθοδος χρησιμοποιήθηκε σε μοντέλο gas cooler από τους Sarkar et al. [73] αλλά ο εναλλάκτης θερμότητας ήταν τύπου διπλού υδρόψυκτου σωλήνα.

Από προηγούμενες μελέτες, δεν διαπιστώνεται ότι έχει αναπτυχθεί κάποιο μοντέλο gas cooler με τη χρήση της κατανεμημένης μεθόδου. Αν και οι θεμελιώδεις εξισώσεις διατήρησης που χρησιμοποιούνται σε κάθε στοιχείο πηνίου μπορεί να είναι οι ίδιες κατά τη χρήση της κατανεμημένης μεθόδου για τη ρύθμιση των μοντέλων, τα αποτελέσματα της προσομοίωσης θα μπορούσαν να είναι σε μεγάλο βαθμό διαφορετικά. Οι κύριοι λόγοι είναι οι διαφορετικές παραδοχές κατά τη χρήση των εξισώσεων διατήρησης, οι διάφοροι συσχετισμοί συντελεστών μεταφοράς θερμότητας και πτώσεων πίεσης τόσο για τις πλευρές του ψυκτικού όσο και του αέρα, καθώς και οι διαφορετικές μέθοδοι επίλυσης και επανάληψης που χρησιμοποιούνται στα μοντέλα.

Σε αυτή την ενότητα περιγράφεται η μαθηματική μοντελοποίηση ενός gas cooler CO₂ λεπτού σωλήνα μέσω κατανεμημένης μεθόδου. Χρησιμοποιούνται οι συσχετισμοί ενημέρωσης των συντελεστών μεταφοράς θερμότητας και των πτώσεων πίεσης τόσο για το ψυκτικό μέσο όσο και για τον αέρα. Μια αποτελεσματική μέθοδος προσομοίωσης προτείνεται. Το μοντέλο επικυρώνεται με τα αποτελέσματα των δοκιμών από δημοσιευμένη βιβλιογραφία. Στη συνέχεια, το επικυρωμένο μοντέλο χρησιμοποιείται για να διερευνήσει τις δυνατότητες βελτιωμένων σχεδίων gas cooler για την επίτευξη της ελάχιστης θερμοκρασίας προσέγγισης και της μέγιστης αποδοτικότητας λειτουργίας του συστήματος.

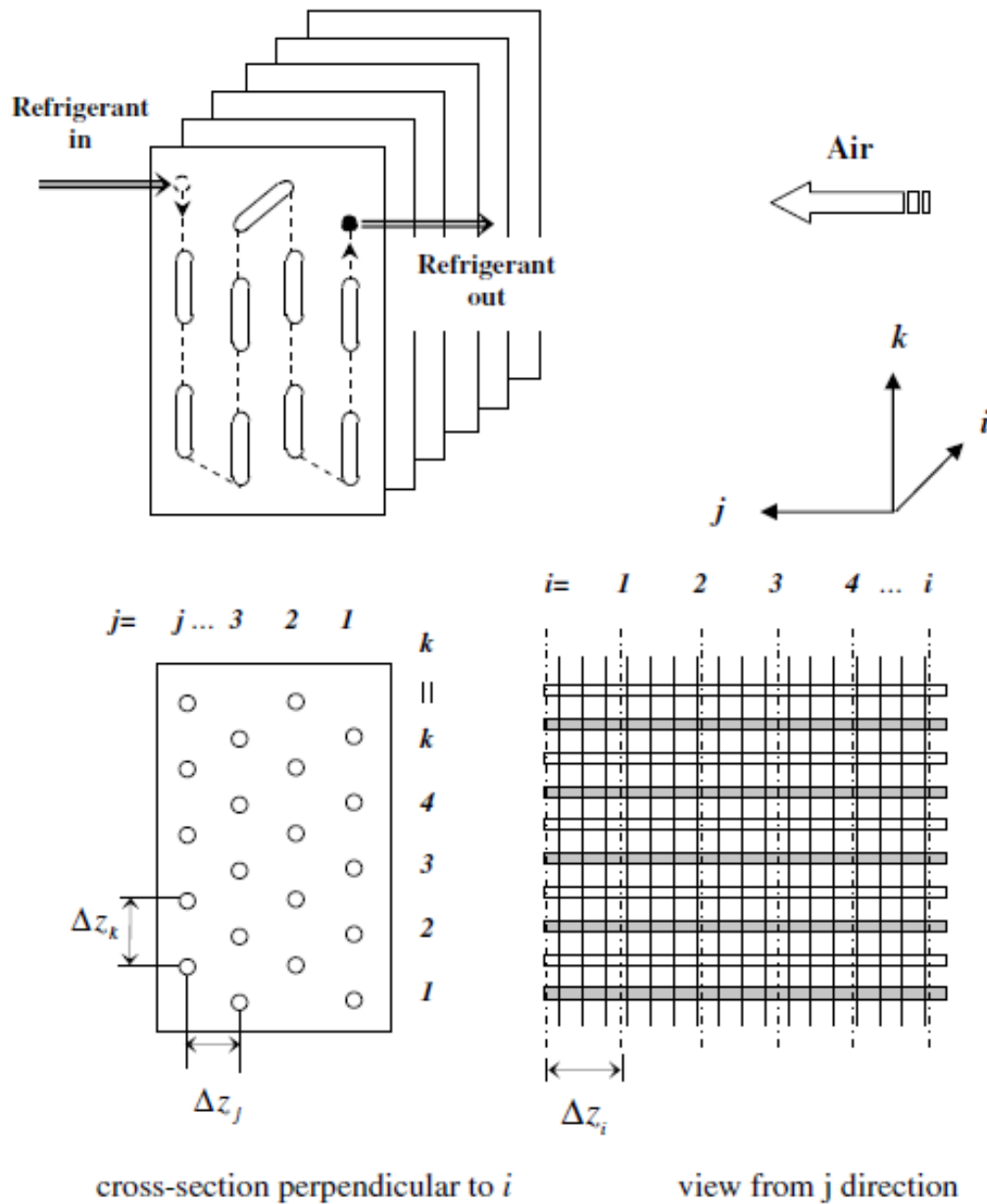
4.2 Περιγραφή μοντέλου

Η κατανεμημένη μέθοδος χρησιμοποιείται για την ανάπτυξη του μοντέλου προσομοίωσης των αερόψυκτων gas cooler CO₂ με πτερύγια. Ένα διάγραμμα με στοιχεία του πηνίου σε τρισδιάστατο (3D) χώρο για το μοντέλο παρουσιάζεται σχηματικά στο Σχ. 4.1. Οι σωλήνες διατάσσονται παράλληλα προς την κατεύθυνση i , το j καθορίζεται στη διαμήκη κατεύθυνση, ενώ το k είναι στην εγκάρσια κατεύθυνση. Ο αέρας ρέει παράλληλα προς την κατεύθυνση j και το ψυκτικό μέσο θεωρείται ότι βρίσκεται κατά προσέγγιση αντίθετα προς τον αέρα για αυτό το δείγμα. Η επιλογή του αριθμού των μικρών στοιχείων κατά την κατεύθυνση i είναι αυθαίρετη από το ένα έως στο άπειρο. Όσο μεγαλύτερη είναι αυτή η τιμή, τόσο πιο ακριβής θα είναι η προσομοίωση, αλλά θα θυσιάζεται υπολογιστικός χρόνος. Στη συνέχεια μπορεί να προσδιοριστεί η συντεταγμένη κάθε διαιρεμένου στοιχείου στον χώρο 3D. Η τιμή συντεταγμένης i αντιπροσωπεύει τον αριθμό των υπο-στοιχείων για κάθε σωλήνα, που επιλέγεται από το μοντέλο, το j αντιστοιχεί σε αριθμούς σωλήνων σε διαμήκεις διαδρομές ξεκινώντας από την είσοδο αέρα, ενώ το k ισούται με τους αριθμούς σωλήνων στην εγκάρσια διαδρομή που προέρχονται από το κάτω μέρος. Επομένως, το σημείο κατάστασης είτε ψυκτικού είτε αέρα σε κάθε καθορισμένο υπο-στοιχείο στον χώρο 3D μπορεί να τοποθετηθεί με τις αντίστοιχες τιμές συντεταγμένων i , j και k , οι οποίες ποικίλλουν ανάλογα με τον αριθμό κυκλώματος και τον αριθμό σωλήνα.

Η αρίθμηση των σωλήνων ξεκινά από την είσοδο του ψυκτικού έως την έξοδο του ψυκτικού για κάθε κύκλωμα. Η ρουτίνα επίλυσης ξεκινά πρώτα από τον βρόχο κυκλώματος εάν υπάρχουν περισσότερα από ένα κύκλωμα για το πηνίο. Για κάθε κύκλωμα, η προσομοίωση θα διατρέχει κάθε αριθμημένο σωλήνα ξεκινώντας από την είσοδο ψυκτικού και στη συνέχεια τον

βρόχο στοιχείου για κάθε σωλήνα. Η όλη εργασία μοντελοποίησης εξαρτάται από τη ρύθμιση των εξισώσεων διατήρησης για κάθε υπο-στοιχείο και μια αποτελεσματική ρουτίνα για την επίλυση αυτών των εξισώσεων.

Οι λύσεις για ένα υπο-στοιχείο μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως είσοδοι για την επόμενη υποδιαίρεση. Οι παράμετροι της πλευράς αέρα για κάθε στοιχείο που είναι συνήθως άγνωστες αρχικά θα ληφθούν υπόψη. Αυτές οι παράμετροι θα ενημερωθούν μέχρι την επανάληψη την επόμενη φορά. Το συνολικό φορτίο θέρμανσης του ψυγείου αερίου υπολογίζεται στο τέλος κάθε επανάληψης. Η επανάληψη θα συνεχιστεί έως ότου ολοκληρωθούν όλοι οι βρόχοι και τα συνολικά φορτία θέρμανσης για δύο συνεχείς επαναλήψεις σχεδόν δεν αλλάζουν.



Εικ. 4.1. Τρισδιάστατη συντεταγμένη υπο-στοιχείων στο πηνίο για το μοντέλο gas cooler.

4.3 Εξισώσεις διατήρησης πλευράς ψυκτικού μέσου

Πριν από τον ορισμό των εξισώσεων διατήρησης για το ψυκτικό για κάθε στοιχείο, προτείνονται οι ακόλουθες παραδοχές:

- Το σύστημα είναι σε σταθερή κατάσταση
- Χωρίς αγωγιμότητα θερμότητας προς την κατεύθυνση του άξονα του σωλήνα και τα κοντινά πετρώγια

- Ο αέρας είναι σε ομοιογενή κατανομή, δηλαδή, η ταχύτητα του αέρα σε κάθε στοιχείο είναι η ίδια
- Δεν υπάρχει αντίσταση επαφής μεταξύ πτερυγίων και σωλήνων
- Το ψυκτικό μέσο σε οποιοδήποτε σημείο της κατεύθυνσης της ροής βρίσκεται σε κατάσταση θερμικής ισορροπίας

Εξίσωση Μάζας:

$$\frac{d}{dz}(\dot{m}_r) = 0 \quad (4.1)$$

Εξίσωση Ορμής:

$$\frac{1}{A_i} \frac{d}{dz}(\dot{m}_r u) = -\frac{dP}{dz} - \frac{t_{wi} s_{wi}}{A_{wi}} \quad (4.2)$$

Εξίσωση ενέργειας:

$$\frac{d}{dz}(\dot{m}_r h) = -(\pi d_o) \dot{q} \quad (4.3)$$

Οι παραπάνω εξισώσεις μπορούν εύκολα να διακριτοποιηθούν όπως παρακάτω για ένα υπο-στοιχείο που φαίνεται στο Σχ. 4.1 με συντεταγμένη από (i, j, k) έως (i + 1, j, k). Οι διαστάσεις του υπο-στοιχείου στο i, j, k είναι Dz_i , Dz_j και Dz_k , αντίστοιχα.

Εξίσωση Μάζας:

$$\dot{m}_r|_{i+1,j,k} - \dot{m}_r|_{i,j,k} = 0 \quad (4.4)$$

Εξίσωση Ορμής:

$$\frac{1}{A_i} [(\dot{m}_r u)|_{i+1,j,k} - (\dot{m}_r u)|_{i,j,k}] = \Delta P - \Delta P_f \quad (4.5)$$

$$\Delta P_f = f \frac{G \Delta z_i}{2 \rho d_i} \quad (4.6)$$

Εξίσωση ενέργειας:

$$(\dot{m}_r h) \Big|_{i+1,j,k} - (\dot{m}_r h) \Big|_{i,j,k} = -(\pi d_o) \dot{q} \times \Delta z_i \quad (4.7)$$

Οι εξισώσεις διατήρησης μπορούν επίσης να εφαρμοστούν για τον υπολογισμό της πλευράς του αέρα. Ο υπολογισμός πτώσης πίεσης χρησιμοποιείται αντί της εξίσωσης ορμής και ο υπολογισμός μεταφοράς θερμότητας περιλαμβάνεται στην εξίσωση ενέργειας για αυτήν την πλευρά. Επιπλέον, υπάρχει ισορροπία θερμότητας μεταξύ των πλευρών αέρα και ψυκτικού για κάθε στοιχείο.

4.3.1 Μεταφορά θερμότητας πλευράς του αέρα

Η μέθοδος e-NTU χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της μεταφοράς θερμότητας για την πλευρά του αέρα σε ένα τμήμα πλέγματος.

Η μεταφορά θερμότητας από την πλευρά του αέρα είναι:

$$\dot{Q}_a = \varepsilon C_{\min} [T_r(i, j, k) - T_a(i, j, k)] \quad (4.8)$$

όπου η αποτελεσματικότητα ε υπολογίζεται ως εξής:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\gamma \frac{C_{\max}}{C_{\min}}\right) \quad \text{για } C_{\max} = C_h \quad (4.9)$$

Όπου:

$$\gamma = 1 - \exp\left(-\frac{UA}{C_{\max}}\right)$$

και

$$\varepsilon = \frac{C_{\max}}{C_{\min}} \left(1 - \exp \left(-\gamma \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \right) \text{ για } C_{\min} = C_h \quad (4.10)$$

$$\gamma = 1 - \exp \left(-\frac{UA}{C_{\min}} \right)$$

Το γινόμενο UA (ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας πολλαπλασιασμένο με το εμβαδό) μπορεί να υπολογιστεί ως εξής:

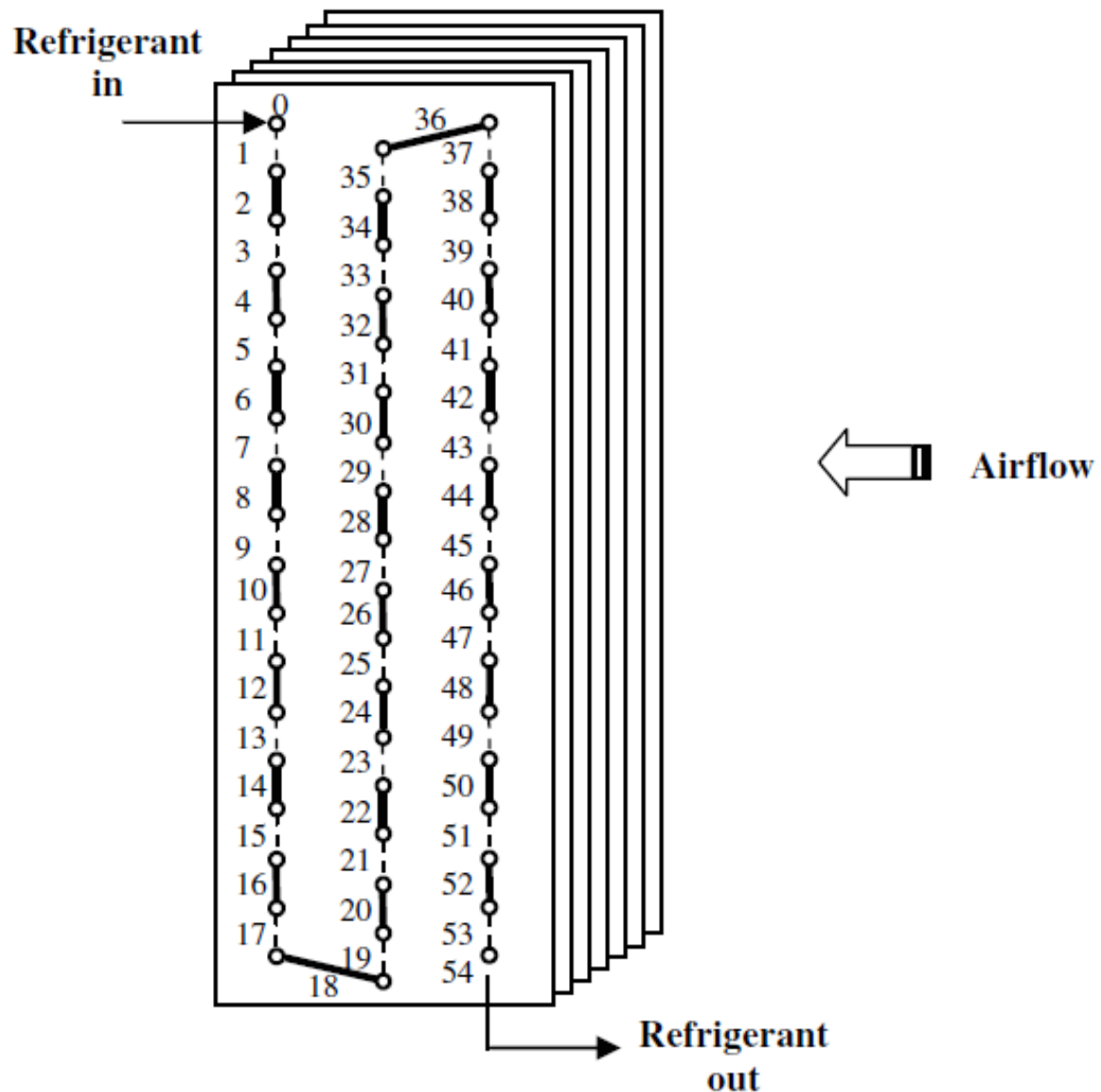
$$UA = \left(\frac{1}{a_o n_o A_o} + \sum R_i + \frac{1}{a_r + A_r} \right)^{-1} \quad (4.11)$$

όπου το $\sum R_i$ είναι το άθροισμα των αντιστάσεων αγωγής θερμότητας μέσω του τοιχώματος του σωλήνα και του πτερυγίου.

Η μεταφορά θερμότητας από την πλευρά του αέρα μπορεί να υπολογιστεί ως εξής:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_a &= \dot{m}_a(i, j, k) \times C_{p_a}(i, j, k) \times [T_a(i, j+1, k) - T_a(i, j, k)] \\ &= UA(i, j, k) \times [T_r(i, j, k) - T_a(i, j, k)] \quad (4.12) \end{aligned}$$

Οι παράμετροι στα σημεία πλέγματος $(i + 1, j, k)$ για το ψυκτικό και $(i, j + 1, k)$ για τον αέρα μπορούν να ληφθούν όταν οι ανωτέρω εξισώσεις επιλύονται μαζί. Η ακριβής πρόβλεψη του μοντέλου βασίζεται επίσης στους ακριβείς υπολογισμούς των ιδιοτήτων του ρευστού, των συντελεστών μεταφοράς θερμότητας και των πτώσεων πίεσης τόσο στην πλευρά του ψυκτικού όσο και του αέρα. Οι ιδιότητες του ψυκτικού CO₂ υπολογίζονται χρησιμοποιώντας υπορουτίνες από το πακέτο λογισμικού REFPROP [74] του Εθνικού Ινστιτούτου Προτύπων και Τεχνολογίας. Για τον υπολογισμό του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας ψυκτικού, χρησιμοποιείται η συσχέτιση από τους Pitla et al. [75]. Η πτώση πίεσης τριβής υπολογίζεται από την Εξ. (4.6) και η εξίσωση Blasius [76] χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό του συντελεστή τριβής f . Οι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας από πλευράς αέρα και τριβής υπολογίζονται χρησιμοποιώντας τους συσχετισμούς των Wang et al. [77-78].



Εικ. 4.2. Gas Cooler δοκιμής (Coil A) με αριθμημένους σωλήνες.

4.4 Επικύρωση μοντέλου

Για την ανάπτυξη μιας βάσης δεδομένων επιδόσεων για το σχεδιασμό των εξαρτημάτων σε υπερκρίσιμο κύκλο CO₂, δημιουργήθηκε μια ειδικά σχεδιασμένη εγκατάσταση δοκιμών από τους Hwang et al. [79]. Το σύστημα δοκιμής αποτελείται από έναν αγωγό αέρα και δύο θαλάμους που στεγάζουν έναν εξατμιστή, έναν gas cooler, μια βαλβίδα διαστολής και έναν

συμπιεστή. Μέσω αυτής της διάταξης δοκιμών, πραγματοποιήθηκε ένα σύνολο παραμετρικών μετρήσεων σε διάφορες θερμοκρασίες και ταχύτητες αέρα εισόδου, θερμοκρασίες εισόδου ψυκτικού μέσου, ρυθμών ροής μάζας και πιέσεων λειτουργίας σε έναν καθορισμένο gas cooler CO₂. Η πλάγια όψη της διάταξης για το ψυγείο αερίων φαίνεται στο Σχ. 4.2. Η ροή αέρα είναι από τα δεξιά προς τα αριστερά και η είσοδος του ψυκτικού βρίσκεται στην επάνω αριστερή αρίθμηση με ένδειξη «0», ενώ η έξοδος ψυκτικού είναι κάτω δεξιά αριθμημένη με ένδειξη «54» για τον εναλλάκτη θερμότητας. Οι διακεκομμένες γραμμές στο σχήμα υποδεικνύουν τα U-bends της πίσω πλευράς που σημειώνονται με μονούς αριθμούς, ενώ οι συμπαγείς γραμμές υποδηλώνουν τα U-bends της μπροστινής πλευράς που σημειώνονται με ζυγούς αριθμούς.

Για τη μέτρηση της διακύμανσης της θερμοκρασίας του ψυκτικού κατά μήκος των σωλήνων του εναλλάκτη θερμότητας, αριθμοί θερμοστοιχείων συνδέθηκαν στις εξωτερικές επιφάνειες των μπροστινών πλευρών σωλήνων U-bends και επίσης στην είσοδο και την έξοδο ψυκτικού. Αυτά τα θερμοστοιχεία ήταν καλά μονωμένα για πιο ακριβή μέτρηση. Η δομική προδιαγραφή του gas cooler παρατίθεται στον Πίνακα 1.

Οι συνθήκες δοκιμής, 36 συνολικά, παρατίθενται στον Πίνακα 2. Κάθε κατάσταση δοκιμής περιέχει τις μετρήσεις της θερμοκρασίας εισόδου αέρα, της ταχύτητας αέρα, της θερμοκρασίας εισόδου ψυκτικού, της πίεσης εισόδου ψυκτικού και του ρυθμού ροής μάζας ψυκτικού. Αυτές οι μετρήσεις και οι δομικές παράμετροι του πηνίου θα χρησιμοποιηθούν ως είσοδοι και παράμετροι μοντέλου, αντίστοιχα. Το προβλεπόμενο προφίλ θερμοκρασίας ψυκτικού σε κάθε κατάσταση δοκιμής συγκρίνεται επομένως με το αντίστοιχο αποτέλεσμα της δοκιμής προκειμένου να επικυρωθεί το μοντέλο. Για εξοικονόμηση χώρου, τα αποτελέσματα σύγκρισης για δώδεκα συνθήκες δοκιμής με αριθμούς 1-3, 10-12, 19-21 και 25-27, που αναφέρονται στον Πίνακα 2 επιλέγονται και εμφανίζονται στα Σχ. 4.3–4.6, αντίστοιχα. Φαίνεται τόσο από τα αποτελέσματα προσομοίωσης όσο και από τα αποτελέσματα των δοκιμών ότι μια απότομη μείωση θερμοκρασίας ψυκτικού συμβαίνει στην τρίτη σειρά σωλήνων ($j = 3$). Οι σωλήνες αριθμούνται από 0 έως 18 στο Σχ. 4.2.

Οι ρυθμοί μεταβολής της θερμοκρασίας στη δεύτερη ($j = 2$) και στην πρώτη σειρά ($j = 1$) μειώνονται σταδιακά. Επιπλέον, σε σταθερή πίεση και ροή μάζας ψυκτικού, παρόμοια θερμοκρασία εισόδου ψυκτικού και αμετάβλητη θερμοκρασία εισόδου αέρα, η θερμοκρασία ψυκτικού σε οποιαδήποτε καθορισμένη θέση είναι πάντα χαμηλότερη για υψηλότερη ταχύτητα αέρα. Αυτό συμβαίνει επειδή η μεταφορά θερμότητας ενισχύεται με υψηλότερη ταχύτητα. Το προβλεπόμενο προφίλ θερμοκρασίας ψυκτικού για κάθε κατάσταση δοκιμής ταιριάζει αρκετά

καλά με αυτό του αποτελέσματος δοκιμής. Για όλες τις συνθήκες δοκιμής, οι θερμοκρασίες ψυκτικού στην έξοδο του ψυγείου αερίου προβλέπονται και συγκρίνονται με αυτές των αποτελεσμάτων δοκιμής, όπως φαίνεται στο Σχ. 4.7. Οι διαφορές θερμοκρασίας μεταξύ προσομοίωσης και αποτελεσμάτων δοκιμής για θερμοκρασίες εξόδου ψυκτικού είναι κυρίως εντός ± 2 °C όταν η ταχύτητα του αέρα είναι πάνω από 1 m / s. Τα μεγαλύτερα σφάλματα προκαλούνται κυρίως όταν η ταχύτητα του αέρα είναι 1 m / s. Συνεπώς, ο συσχετισμός του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας από πλευράς αέρα με χαμηλότερη ταχύτητα αέρα πρέπει να αναθεωρηθεί περαιτέρω. Συμπεραίνεται ότι η προσομοίωση μπορεί να αντιπροσωπεύει ασφαλώς τα αποτελέσματα των δοκιμών και επομένως το μοντέλο επικυρώνεται.

Διαστάσεις	
WxHxD (m)	0.61 x 0.46 x 0.05
Front area (m ²)	0.281
Πτερύγιο	
Shape	Raised lance
Fin pitch (mm)	1.5
Thickness (mm)	0.13
Σωλήνωση	
Number of tubes row	3
Number of tubes per row	18
Tube outside diameter (mm)	7.9
Tube inside diameter (mm)	7.5
Tube shape	Smooth

Πίνακας 4.1. Προδιαγραφές του gas cooler.

4.5 Εφαρμογές μοντέλου

Το επικυρωμένο μοντέλο χρησιμοποιείται για να διερευνήσει τη δυνατότητα ελαχιστοποίησης της θερμοκρασίας προσέγγισης μέσω επανασχεδιασμού των κυκλωμάτων του ψυκτικού αερίου. Όπως φαίνεται στο Σχ. 4.2, το αρχικό ψυγείο αερίου, με το όνομα Coil A, έχει μόνο ένα κύκλωμα για το σύνολο των 54 σωλήνων. Το πηνίο αναδιατάσσεται τώρα σε δύο

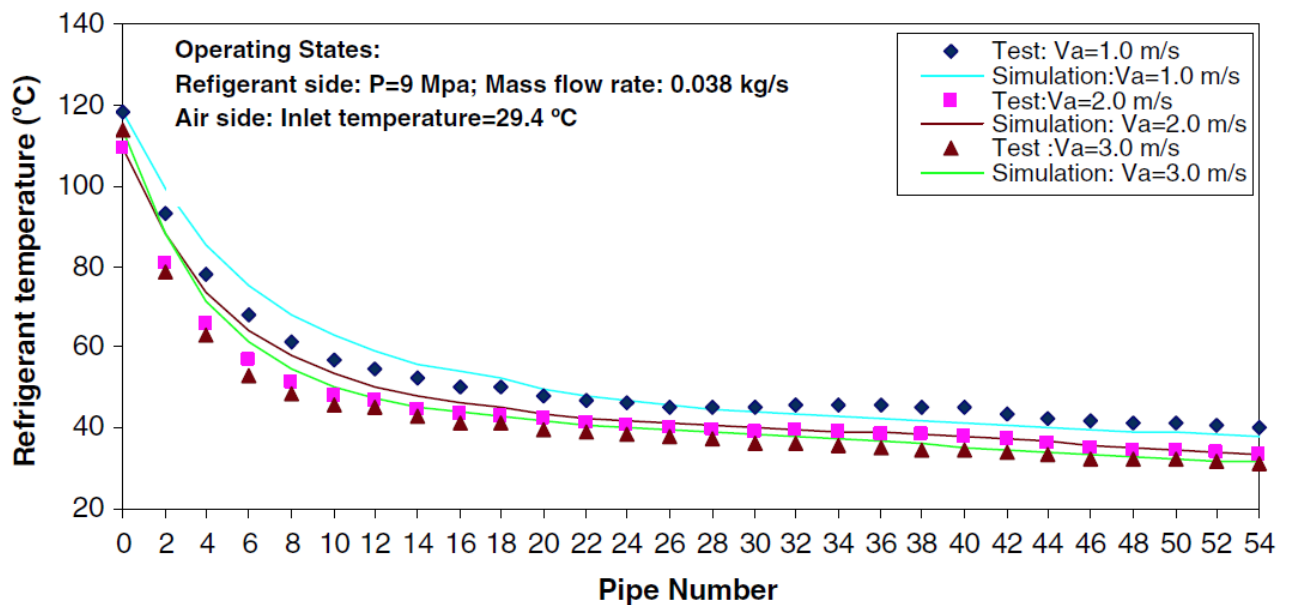
κυκλώματα με το όνομα Coil B και τρία κυκλώματα που ονομάζονται Coil C, όπως φαίνεται στο Σχ. 4.8. Σε κάθε κύκλωμα σωλήνων, υπάρχουν 27 σωλήνες για το Coil B και 18 σωλήνες για το Coil C. Όλες οι άλλες δομικές παράμετροι στα Coil B και Coil C διατηρούνται ίδιες με αυτά του Coil A.

Υπό τις ίδιες συνθήκες δοκιμής που αναφέρονται στον Πίνακα 2, εκτελείται η προσομοίωση και προβλέπονται θερμοκρασίες προσέγγισης και φορτία θέρμανσης και συγκρίνονται για Coil A, Coil B και Coil C, όπως φαίνεται στα Σχ. 4.9–4.12, αντίστοιχα.

Test conditions	Air inlet air temperatures (°C)	Air velocity (m/s)	Refrigerant inlet temperature (°C)	Refrigerant inlet pressure (MPa)	Refrigerant flow rate (kg/s)	Tested refrigerant outlet temperature (°C)	Simulated refrigerant outlet temperature (°C)
1	294	1	1,181	9	0,038	404	380
2	294	2	1,095	9	0,038	335	335
3	294	3	1,135	9	0,038	313	315
4	294	1	124	10	0,038	415	369
5	294	2	118	10	0,038	323	312
6	294	3	1,171	10	0,038	311	303
7	294	1	1,288	11	0,038	404	343
8	294	2	1,235	11	0,038	317	304
9	294	3	1,231	11	0,038	309	299
10	35	1	1,213	9	0,038	431	406
11	35	2	1,194	9	0,038	398	388
12	35	3	1,188	9	0,038	382	379
13	35	1	1,277	10	0,038	455	419
14	35	2	1,226	10	0,038	387	379
15	35	3	1,222	10	0,038	372	366
16	35	1	1,333	11	0,038	460	409
17	35	2	1,289	11	0,038	380	366
18	35	3	1,284	11	0,038	367	356
19	294	1	948	9	0,076	411	411
20	294	2	908	9	0,076	384	388
21	294	3	869	9	0,076	372	378
22	294	1	1,033	10	0,076	458	449
23	294	2	948	10	0,076	391	404
24	294	3	907	10	0,076	353	375
25	294	1	1,106	11	0,076	493	470
26	294	2	1,007	11	0,076	384	395

27	294	3	971	11	0,076	339	356
28	35	1	925	9	0,076	438	433
29	35	2	90	9	0,076	402	409
30	35	3	884	9	0,076	394	400
31	35	1	1,041	10	0,076	480	472
32	35	2	984	10	0,076	434	436
33	35	3	939	10	0,076	411	420
34	35	1	1,096	11	0,076	515	497
35	35	2	1,019	11	0,076	436	443
36	35	3	984	11	0,076	405	416

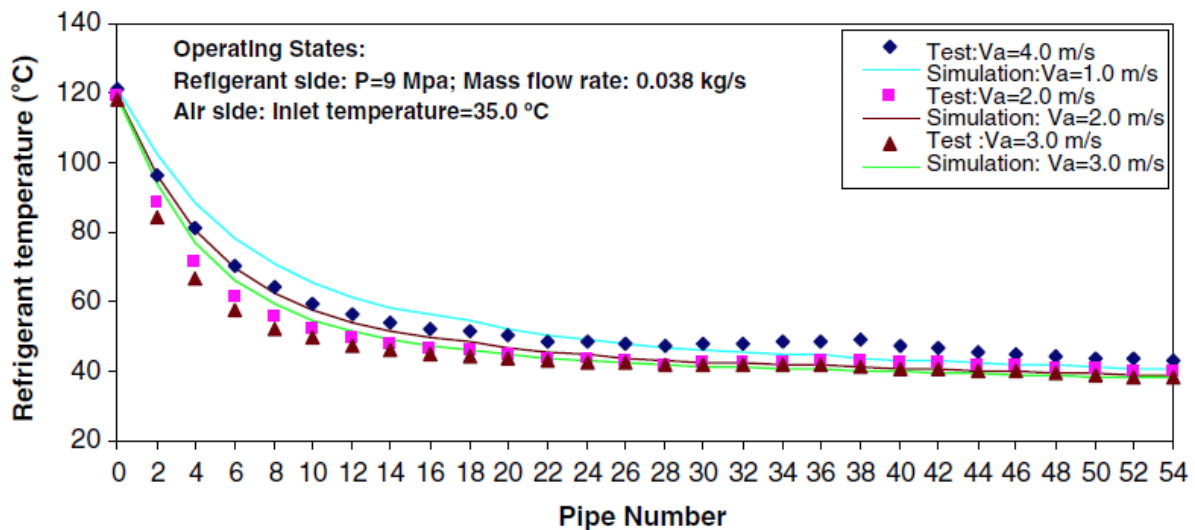
Πίνακας 4.2. Συνθήκες δοκιμής (συμπεριλαμβανομένων των δοκιμασμένων και προσομοιωμένων θερμοκρασιών εξόδου ψυκτικού).



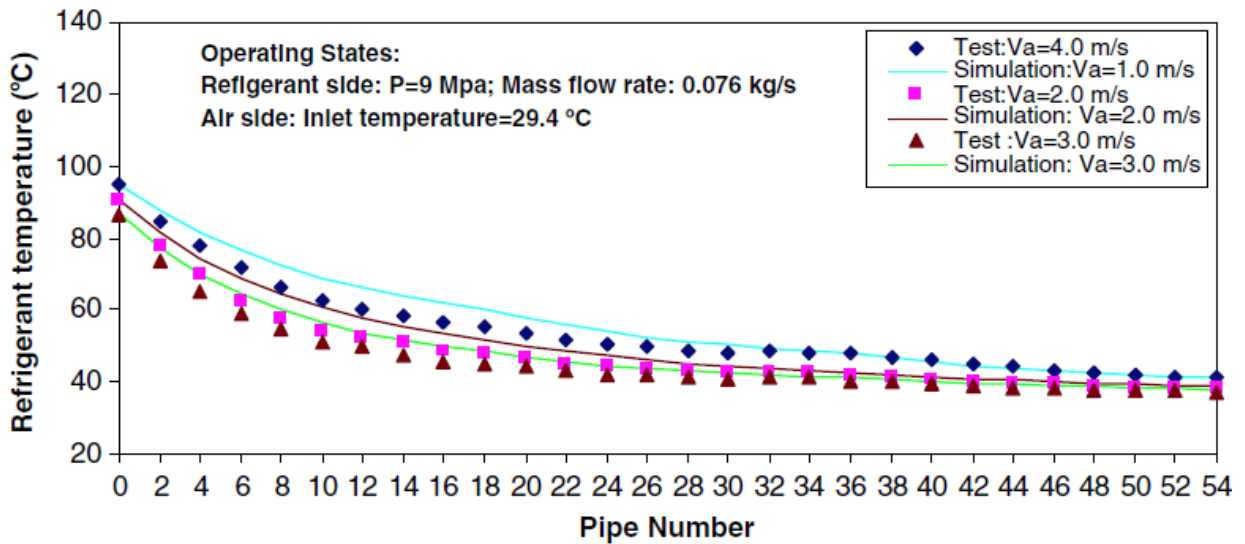
Εικ. 4.3. Σύγκριση της προσομοίωσης με τα αποτελέσματα της δοκιμής των συνθηκών δοκιμής αρ. 1-3 για το προφίλ θερμοκρασίας ψυκτικού.

Από τα αποτελέσματα της προσομοίωσης φαίνεται ότι σε οποιαδήποτε κατάσταση δοκιμής, η θερμοκρασία προσέγγισης για το πηνίο C είναι ελαφρώς μικρότερη από εκείνη του πηνίου B αλλά πολύ μικρότερη από αυτήν του πηνίου A, ειδικά όταν ο συνολικός ρυθμός ροής μάζας ψυκτικού είναι χαμηλότερος. Η μέγιστη μείωση της θερμοκρασίας προσέγγισης τροποποιώντας το πηνίο A στο πηνίο C μπορεί να φθάσει στα 12,1 k στην κατάσταση δοκιμής 25. Εν τω μεταξύ, η θερμοκρασία προσέγγισης μειώνεται με αυξημένη ταχύτητα εμπρός αέρα όταν άλλες παράμετροι είναι αμετάβλητες. Επιπλέον, η θερμοκρασία προσέγγισης γενικά

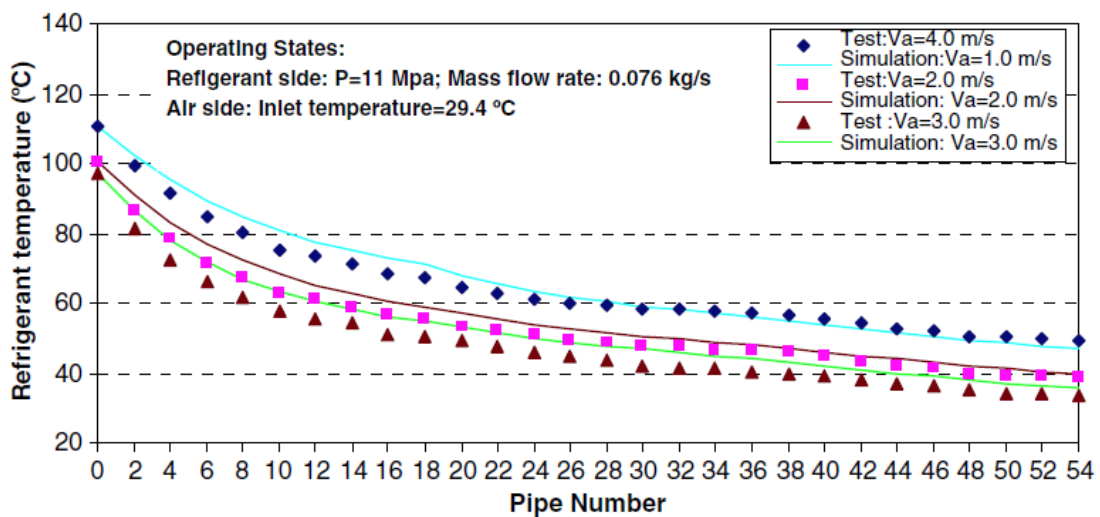
αυξάνεται με υψηλότερη θερμοκρασία αέρα περιβάλλοντος εκτός από ορισμένα σημεία όπως η δοκιμή 1 και η δοκιμή 10 λόγω των επιπτώσεων των διαφορετικών θερμοκρασιών εισαγωγής αερίου. Η χαμηλότερη θερμοκρασία προσέγγισης που προβλέπεται στο Coil C μπορεί να φέρει το υψηλότερο φορτίο θέρμανσης μεταξύ αυτών των πηνίων σε οποιαδήποτε κατάσταση δοκιμής, όπως φαίνεται στα Σχ. 4.11 και 4.12. Ο μέγιστος ρυθμός αύξησης του φορτίου θέρμανσης χρησιμοποιώντας το πηνίο C για την αντικατάσταση του πηνίου A μπορεί να είναι 52% στην κατάσταση δοκιμής 5. Κατά συνέπεια, σε οποιαδήποτε δοκιμαστική κατάσταση, το πηνίο A έχει το χαμηλότερο φορτίο θέρμανσης σε σύγκριση με τα άλλα δύο πηνία. Σε οποιαδήποτε κατάσταση δοκιμής, το πηνίο C θα έχει συνεπώς τη χαμηλότερη ενθαλπία εξόδου αερίου που θα παράγει το υψηλότερο αποτέλεσμα ψύξης και κατά συνέπεια το υψηλότερο COP ψύξης συστήματος.



Εικ. 4.4. Σύγκριση προσομοίωσης με τα αποτελέσματα δοκιμής των συνθηκών δοκιμής αριθ. 10-12 για το προφίλ θερμοκρασίας ψυκτικού.



Εικ. 4.5. Σύγκριση προσομοίωσης με τα αποτελέσματα δοκιμής των συνθηκών δοκιμής αριθ. 19-21 για το προφίλ θερμοκρασίας ψυκτικού.

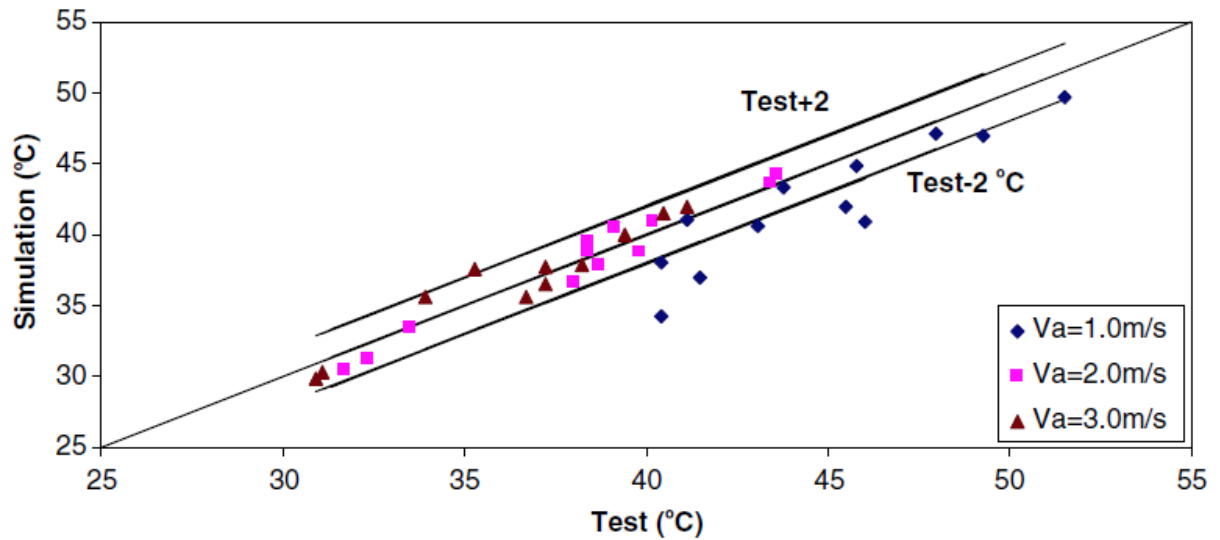


Εικ 4.6. Σύγκριση προσομοίωσης με τα αποτελέσματα δοκιμής των συνθηκών δοκιμής αριθ. 25-27 για το προφίλ θερμοκρασίας ψυκτικού.

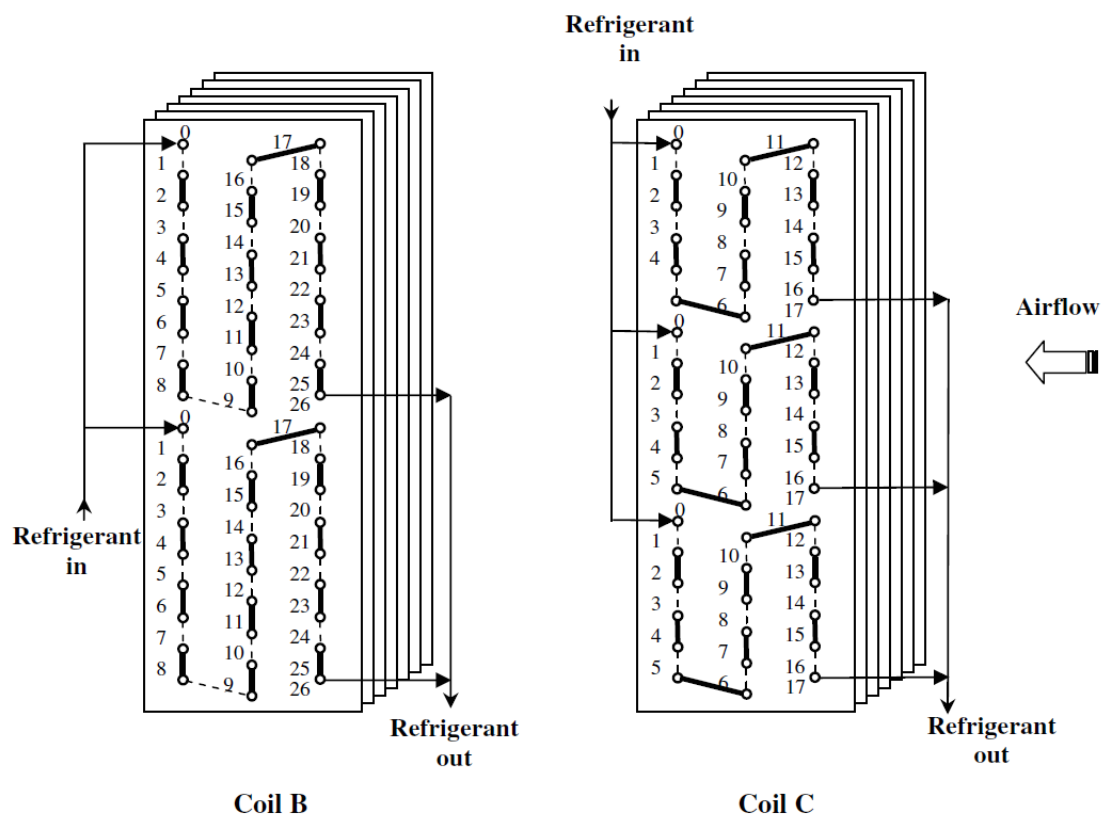
4.6 Συμπεράσματα

Ένα μοντέλο σταθερής κατάστασης για gas cooler με αερόψυκτο σωλήνα έχει αναπτυχθεί μέσω μεθόδου κατανεμημένης προσομοίωσης (distributed). Μια τέτοια μέθοδος προσομοίωσης είναι απαραίτητη για την ακριβή μοντελοποίηση ενός gas cooler, καθώς αναμένεται αξιοσημείωτη διαφοροποίηση θερμοφυσικών παραμέτρων αερίου και τοπικών συντελεστών μεταφοράς θερμότητας κατά τη διαδικασία ψύξης. Μια προτεινόμενη στρατηγική επίλυσης μοντέλων όταν χρησιμοποιείται κατανεμημένη μέθοδος μπορεί να εκτελέσει αποτελεσματικά την προσομοίωση. Το μοντέλο του gas cooler επικυρώνεται με τα πειραματικά αποτελέσματα από δημοσιευμένη βιβλιογραφία σε διαφορετικές συνθήκες δοκιμής. Το επικυρωμένο μοντέλο χρησιμοποιείται για να διερευνηθεί η επίδραση των διαφόρων κυκλωμάτων σωληνώσεων στην απόδοση των ψυκτικών αερίων και προκύπτουν ορισμένα συμπεράσματα:

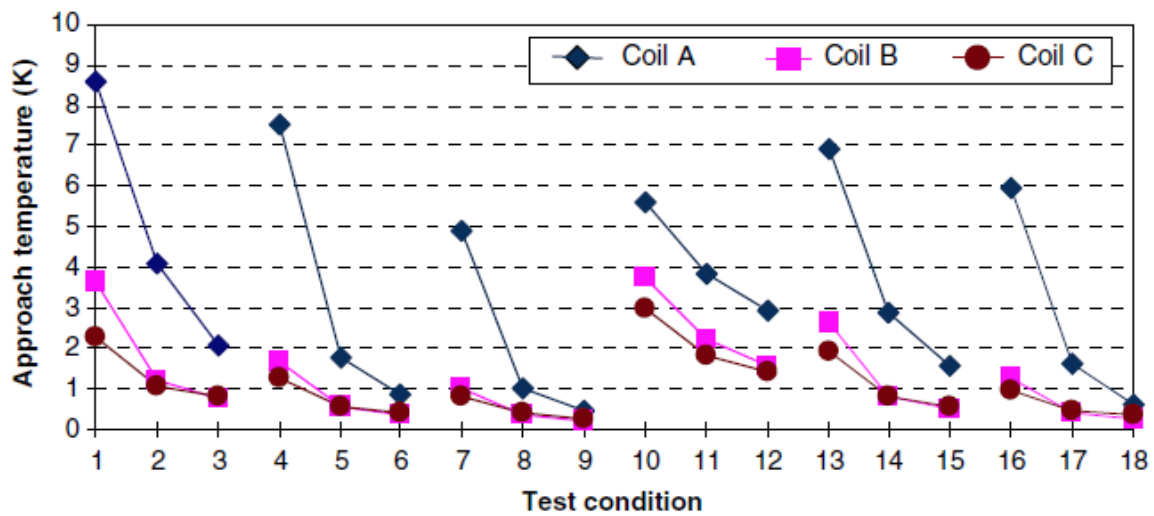
- Η θερμοκρασία του αερίου μειώνεται με τον υψηλότερο ρυθμό στην αρχή κατά μήκος του σωλήνα από την είσοδο του ψυκτικού προς την έξοδο.
- Με αυξημένο αριθμό κυκλωμάτων σωληνών, οι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας αερίου εντός των σωληνών θα αυξηθούν και επομένως σε οποιαδήποτε δοκιμαστική κατάσταση, η θερμοκρασία προσέγγισης θα μειωθεί και το φορτίο θέρμανσης θα αυξηθεί. Από τα αποτελέσματα της προσομοίωσης, η μέγιστη μείωση θερμοκρασίας προσέγγισης 12,1 k και η αύξηση του φορτίου θέρμανσης κατά 51,5% μπορούν να επιτευχθούν όταν αυξηθούν οι αριθμοί κυκλωμάτων σωληνών ψύξης αερίου. Επομένως, στο βέλτιστο σχεδιασμό του gas cooler, πρέπει να ληφθούν υπόψη περισσότεροι αριθμοί κυκλωμάτων.
- Η θερμοκρασία προσέγγισης μειώνεται με αυξημένη ταχύτητα αέρα.
- Η χαμηλότερη θερμοκρασία προσέγγισης μπορεί να προκαλέσει υψηλότερο φορτίο θέρμανσης του gas cooler και κατά συνέπεια υψηλότερη ικανότητα ψύξης και COP ψύξης συστήματος.
- Ένα ακριβές μοντέλο gas cooler μπορεί να βοηθήσει στον βέλτιστο σχεδιασμό του ψυγείου αερίου.



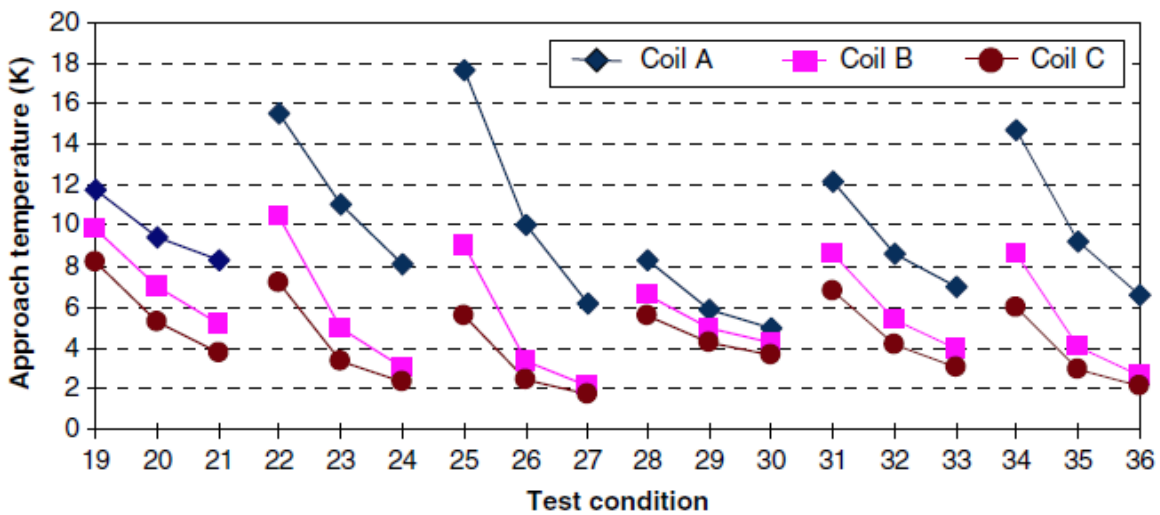
Εικ 4.7. Σύγκριση προσομοίωσης με τα αποτελέσματα δοκιμών όλων των συνθηκών δοκιμής για θερμοκρασίες ψυκτικού στην έξοδο ψυκτικού αερίου.



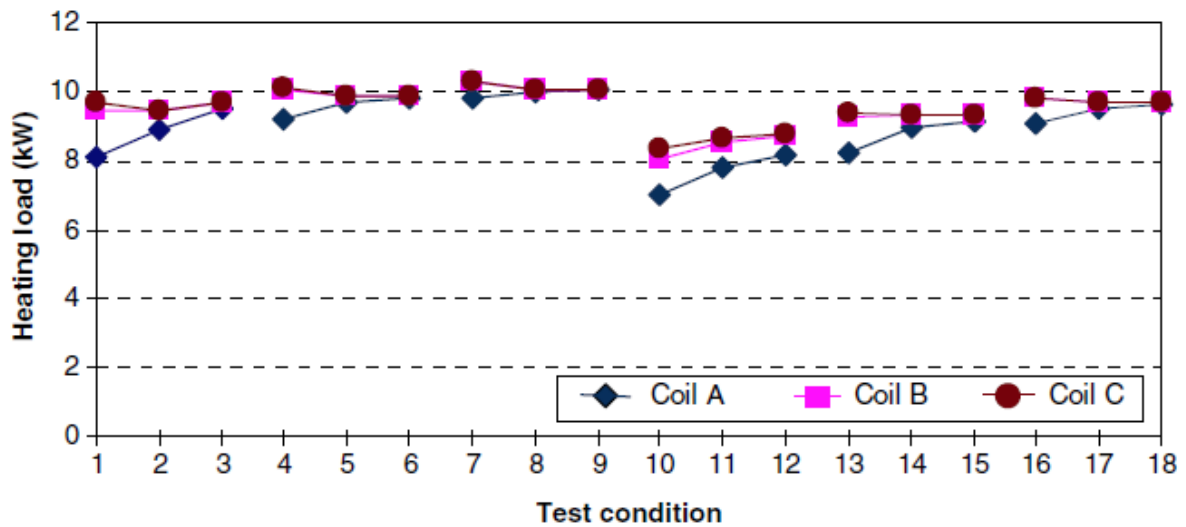
Εικ. 4.8. Δύο νέες διατάξεις κυκλώματος για το ψυγείο αερίου που ελέγχεται.



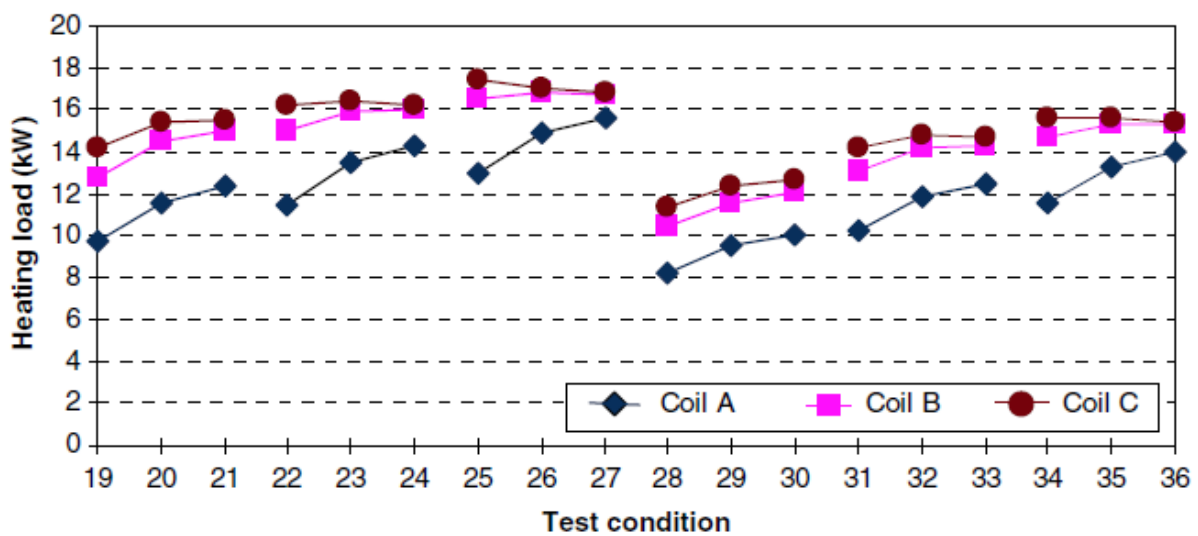
Εικ. 4.9. Προσομοιωμένες θερμοκρασίες προσέγγισης για τα πηνία A, B και C σε διάφορες συνθήκες δοκιμής (1–18).



Εικ. 4.10. Προσομοιωμένες θερμοκρασίες προσέγγισης για τα πηνία A, B και C σε διάφορες συνθήκες δοκιμής (19–36).



Εικ. 4.11. Προσομοιωμένα φορτία θέρμανσης για πηνία A, B και C σε διάφορες συνθήκες δοκιμής (1–18).



Εικ. 4.12. Προσομοιωμένα φορτία θέρμανσης για τα πηνία A, B και C σε διάφορες συνθήκες δοκιμής (19–36).

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5^ο

5.1 Συμπεράσματα

Όπως αναφέρθηκε και ανωτέρω η αυξανόμενη κατανάλωση ορυκτών καυσίμων προκάλεσε σοβαρά περιβαλλοντικά προβλήματα. Ως συνέπεια αυτού, η χρήση ανανεώσιμων τεχνολογιών έχει λάβει μεγάλη προσοχή. Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η θερμοδυναμική ανάλυση μετακρίσιμου και υπερκρίσιμου συστήματος ψύξης CO₂ με ηλιακή ενέργεια και βιομάζα.

Από την εργασία τελικά προκύπτουν τα εξής συμπεράσματα:

- Το CO₂ μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε όλες σχεδόν τις εφαρμογές ψυκτικών συστημάτων
- Στα συστήματα ψύξης με CO₂, το σύστημα μπορεί να λειτουργεί σε υποκρίσιμη ή υπερκρίσιμη κατάσταση ανάλογα με τη θερμοκρασία περιβάλλοντος.
- Τα ηλιακά συστήματα κλιματισμού ως εναλλακτικές επιλογές για συμβατικά συστήματα κλιματισμού προσφέρουν πλεονεκτήματα ως κάτωθι:
 - Μείωση της διαφοράς μεταξύ της ενεργειακής προσφοράς και της ζήτησης ενέργειας με τη χρήση πηγών θερμότητας χαμηλής ποιότητας
 - Μείωση των εκπομπών CO₂
 - Μείωση της αιχμής της κατανάλωσης ενέργειας των διαδικασιών κλιματισμού που δημιουργούνται από τη χρήση συμβατικών συστημάτων ειδικά κατά τη θερινή περίοδο για τα κτίρια και τους χώρους που έχουν υψηλά λανθάνοντα φορτία
- Τα ίδια πλεονεκτήματα προκύπτουν και από την χρήση βιομάζας για τα ανωτέρω συστήματα

Για συστήματα που χρησιμοποιούν συνδυασμό ηλιακής ενέργειας και βιομάζας από μελέτες που έχουν πραγματοποιηθεί τα συμπεράσματα που προκύπτουν είναι ότι :

- Αλλαγές ενεργειακής απόδοσης με το χρόνο και τιμές θερμικής απόδοσης να φτάνουν το 40,1%. Η ελάχιστη τιμή της απόδοσης εμφανίζεται όταν η άμεση κανονική ακτινοβολία είναι μέγιστη, επειδή η πλεονάζουσα ενέργεια που συλλέγεται από τον ηλιακό δέκτη δεν μπορεί να χρησιμοποιηθεί αποτελεσματικά
- Για την ανάλυση της εξέργειας, η τάση της ενεργειακής απόδοσης με το χρόνο είναι η ίδια με τη θερμική απόδοση. Η μεγάλη καταστροφή εξέργειας του διαδοχικού

συστήματος S-CO₂ λαμβάνει χώρα στο ηλιακό πεδίο και στον ηλιακό δέκτη όπου επιτυγχάνονται επίσης οι μη αναστρέψιμες απώλειες με διαφορετική θερμοκρασία εισόδου στροβίλου. Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι το συνολικό σύστημα έχει τη βέλτιστη τιμή όταν η θερμοκρασία εισόδου του στροβίλου του άνω κύκλου είναι περίπου 700°C

- Τα θεωρητικά αποτελέσματα δείχνουν ότι το ανωτέρω σύστημα CO₂ είναι μια πολλά υποσχόμενη επιλογή για την αποτελεσματική χρήση των άφθονων πόρων ηλιακής ενέργειας και βιομάζας

Τέλος, όσον αφορά τον gas cooler των ανωτέρω συστημάτων από την μελέτη που αναλύθηκε στο 4^ο κεφάλαιο:

- Η θερμοκρασία του αερίου μειώνεται με τον υψηλότερο ρυθμό στην αρχή κατά μήκος του σωλήνα από την είσοδο ψυκτικού προς την έξοδο
- Με αυξημένο αριθμό κυκλωμάτων σωλήνων, οι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας αερίου εντός των σωλήνων θα αυξηθούν και επομένως σε οποιαδήποτε δοκιμαστική κατάσταση, η θερμοκρασία προσέγγισης θα μειωθεί και το φορτίο θέρμανσης θα αυξηθεί. Από τα αποτελέσματα της προσομοίωσης, η μέγιστη μείωση θερμοκρασίας προσέγγισης 12,1 k και η αύξηση του φορτίου θέρμανσης κατά 51,5% μπορούν να επιτευχθούν όταν αυξηθούν οι αριθμοί κυκλωμάτων σωλήνων ψύξης αερίου. Επομένως, στο βέλτιστο σχεδιασμό του gas cooler, πρέπει να ληφθούν υπόψη περισσότεροι αριθμοί κυκλωμάτων
- Η θερμοκρασία προσέγγισης μειώνεται με αυξημένη ταχύτητα αέρα
- Η χαμηλότερη θερμοκρασία προσέγγισης μπορεί να προκαλέσει υψηλότερο φορτίο θέρμανσης του gas cooler και κατά συνέπεια να φέρει υψηλότερη ικανότητα ψύξης και COP ψύξης συστήματος
- Ένα ακριβές μοντέλο gas cooler μπορεί να βοηθήσει στον βέλτιστο σχεδιασμό του ψυγείου αερίου

5.2 Επίλογος

Σε μία σύγχρονη χώρα της Ευρωπαϊκής Ένωσης, με υψηλό τεχνολογικό γνωστικό επίπεδο όπως η Ελλάδα, τα οφέλη της βελτιστοποίησης των gas coolers CO₂ είναι όχι μόνο σημαντικά αλλά ίσως και φυσική συνέπεια. Το λαμπρό παράδειγμα της Δανίας και της οικολογικής πολιτικής της είναι σίγουρα παράδειγμα προς μίμηση. Με γνώμονα την θέληση να το

ακολουθήσουμε, όντας όμως μια χώρα με υψηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος, γεγονός που όπως αναλύθηκε προηγουμένως επηρεάζει αρνητικά τον βαθμό απόδοσης συστημάτων ψύξης CO₂, η επένδυση στη μελέτη, την μοντελοποίηση και τη δοκιμή διαφορετικών εναλλακτικών που θα έχουν ως αποτέλεσμα την βελτίωση του βαθμού απόδοσης φαίνεται ως το πιο λογικό επόμενο βήμα. Τα οικονομικά οφέλη αλλά και το επίπεδο των τεχνολογικών ιδρυμάτων της χώρας μας μόνο ενισχύουν την άποψη πως η εν λόγω έρευνα πρέπει να λάβει περισσότερη σημασία και να αποτελέσει πρωταγωνιστή στην παγκόσμια έρευνα για την βελτίωση του βαθμού απόδοσης των συστημάτων ψύξης CO₂. Ο πιο αποτελεσματικός, ευέλικτος, οικονομικά προσιτός αλλά και με τις περισσότερες εναλλακτικές προοπτικές τρόπος είναι η ακόμη πιο αναλυτική αλλά και αποτελεσματική μοντελοποίηση των CO₂ gas coolers.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1] Santosa, ID.M.C., Suamir, IN., Ge, Y.T., Tsamos, K., Tassou, S.A., 2013. *Modelling and analysis of CO₂ gas coolers for commercial refrigeration applications. Proc. 2nd Conference on Sustainability and the Cold Chain. Paris, France, ISBN: 978-2-913149-97-7 paper S12-P2.*
- [2] Gupta, K, Singh, D.K., Dasgupta, M.S., 2010. *Environmental effect on gas cooler design for transcritical carbon dioxide refrigeration system in India context. Journal of Advanced Research in Mechanical Engineering , pp.147-152.*
- [3] Fillipini, S., and Merlo, U., 2011. *New finned heat exchanger development with low refrigerant charge. Proc. on ICR, Prague, Czech Republic, ID:296.*
- [4] Ge, Y.T., and Cropper, R.T., 2009. *Simulation and performance evaluation of finned-tube CO₂ gas coolers for refrigeration systems. Applied Thermal Engineering 29,957-965.*
- [5] Sun, L., and Zhang, C.L., 2014. *Evaluation of elliptical finned-tube heat exchanger performance using CFD and response surface methodology. International Journal of Thermal Sciences 75, 45-53.*
- [6] Alahmer A, Wang X, Al-Rbaihat R, Alam KA, Saha BB. *Performance evaluation of a solar adsorption chiller under different climatic conditions. Applied Energy. 2016;175:293-304.*
- [7] Ajib S. *An overview on solar thermal energy for cooling and air conditioning. Annals of Arid Zone. 2010;49(3 & 4):275-284.*
- [8] Henning HM. *Solar assisted air conditioning of buildings—An overview. Applied Thermal Engineering. 2007;27(10):1734-1749.*
- [9] U.S. Department of Energy. *2011 Buildings Energy Data Book, Table 1.1.3. D & RInternational Ltd; 2012.*
- [10] Boyano A, Hernandez P, Wolf O. *Energy demands and potential savings in European office buildings; case studies based on energy plus simulations. Energy and Buildings. 2013;65:19-28.*
- [11] Zhu S, Chen J. *A simulation study for a low carbon consumption HVAC project using energy plus. International Journal of Low Carbon Technologies. 2012;7(3):248-254.*

- [12] EU Commission. *Communication from the Commission to the European Parliament: The Council, the European Economic and Social Committee and the Committee of the Regions—An EU Strategy on Heating and Cooling*. Brussels; 2016.
- [13] Clausse M, Alam KC, Meunier F. Residential air conditioning and heating by means of enhanced solar collectors coupled to an adsorption system. *Solar Energy*. 2008;**82**(10):885-892.
- [14] Balaras CA, Grossman G, Henning HM, Ferreira CA, Podesser E, Wang L, Wiemken E. Solar air conditioning in Europe—An overview. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2007;**11**(2):299-314.
- [15] Desideri U, Proietti S, Sdringola P. Solar-powered cooling systems; technical and economic analysis on industrial refrigeration and air-conditioning applications. *Applied Energy*. 2009;**86**(9):1376-1386.
- [16] Riffat SB, Qiu G. Comparative investigation of thermoelectric air-conditioners versus vapour compression and absorption air-conditioners. *Applied Thermal Engineering*. 2004;**24**(14-15):1979-1993.
- [17] Wang J, Shang S, Li X, Wang B, Wu W, Shi W. Dynamic performance analysis for an absorption chiller under different working conditions. *Applied Sciences*. 2017;**7**(8). DOI: 10.3390/app7080797.
- [18] Al-Rbaihat R, Sakhrieh A, Al-Asfar J, Alahmer A, Ayadi O, Al-Salaymeh A, Al_hamamre Z, Al-bawwab A, Hamdan M. Performance assessment and theoretical simulation of adsorption refrigeration system driven by flat plate solar collector. *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering*. 2017;**11**(1).
- [19] Behbahani-nia A, Sayfekar M. Study of the performance of a solar adsorption cooling system. *Energy Equipment and Systems*. 2013;**1**(1):75-90.
- [20] Alsaqoor S, Alahmer A, Chorowski M, Pyrka P, Rogala Z. Performance evaluation for a low temperature heat powered for 3-beds with dual evaporators silica gel water adsorption chillers. In: 2017 8th International Renewable Energy Congress (IREC); IEEE; 2017. pp. 1-6.
- [21] Fafous A, Asfar J, Al-Salaymeh A, Sakhrieh A, Al_hamamre Z, Al-Bawwab A, Hamdan M. Potential of utilizing solar cooling in the University of Jordan. *Energy Conversion and Management*. 2013;**65**:729-735.
- [22] Alahmer A. Thermal analysis of a direct evaporative cooling system enhancement with desiccant dehumidification for vehicular air conditioning. *Applied Thermal Engineering*. 2016;**98**:1273-1285.

- [23] Varga S, Oliveira AC, Diaconu B. Analysis of a solar-assisted ejector cooling system for air conditioning. *International Journal of Low Carbon Technologies*. 2009;4(1):2-8.
- [24] Zhang B, Lv JS, Zuo JX. Theoretical and experimental study on solar ejector cooling system using R236fa. *International Journal of Low Carbon Technologies*. 2013;9(4):245-249.
- [25] Zeyghami M, Goswami DY, Stefanakos E. A review of solar thermo-mechanical refrigeration and cooling methods. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2015;51:1428-1445.
- [26] Dincer, I. (2003). *Refrigeration systems and application*. Department of Mechanical Engineering, KFUPM, Saudi Arabia.
- [27] Thevenot, R. (1979). *A history of Refrigeration Throughout the World*. Paris International Institute of Refrigeration.
- [28] Lorentzen, G. (1993). "Revival of carbon dioxide as a refrigerant". In: *NTH-SINTEF Refrigeration Engineering*.
- [29] Lorentzen, G. and J. Pettersen (31 July 1992). "A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning". In: *NTH-SINTEF Refrigeration Engineering, N-7034 Trondheim*.
- [30] Shecco (2014). "Guide 2014: Natural refrigerants continued growth and innovation in Europe".
- [31] Haukaas, H.T. (2005). "Kulde- og varmepumpende prosesser med CO₂ som kuldemedium". In: pp. 1–13.
- [32] Eikevik, T.M. (2015). *Compendium in TEP4255 - Heat Pumping Processes and Systems*. NTNU. Chap. 7 - CO₂ as a working fluid.
- [33] Ge, Y.T. et al. (2015). "Design optimisation of CO₂ gas cooler/condenser in a refrigeration system". In: *Applied Energy*.
- [34] Kadam, A.D., A.S. Padalkar, and V.U. Walekar (2013). "Comparative Study of Transcritical CO₂ Cycle with and Without Suction Line Heat Exchanger at High Ambient temperature". In: *International Journal Of Computational Engineering Research Vol. 3 Issue. 3*.
- [35] Torella, E. et al. (2011). "Energetic evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ transcritical refrigeration plant using experimental data". In: *International journal of refrigeration 34th*.

- [36] Maa, Y., Z. Liu, and H. Tian (2013). "A review of transcritical carbon dioxide heat pump and refrigeration cycles". In: *Energy*, pp. 156–172.
- [37] Nickl, J. et al. (2005). "Integration of a three-stage expander into a CO₂ refrigeration system". In: *International journal of refrigeration* 28.
- [38] Riha, J., H. Quack, and J. Nickl (2006). "Sub-Critical Operation of the CO₂ Expander/Compressor". In: *International Compressor Engineering Conference*, paper 1765.
- [39] Hafner, A., A.K. Hemmingsen, and A. Van de Ven (2014). "R744 Refrigeration system configurations for supermarkets in warm climates". In: *Proceedings of the 3rd IIR International Conference on Sustainability and the Cold Chain*, London, UK.
- [40] Fornasieri, E., C. Zilio, et al. (2009). *Natural Refrigerant CO₂. Leonardo Da Vinci project*. University of Padova, pp. 17–38.
- [41] Petrak, M. (2013). "Efficiency improvements of CO₂ transcritical refrigeration systems by machinemade subcooling". In: *Proceeding of the 8th International Conference on Compressors and Coolants*, Castá Papiernicka, Slovakia.
- [42] Fornasieri, E., S. Giroto, and S. Minetto (2008). "Refrigeration systems for hot climates using CO₂ as the working fluid". In: *Proceeding of the 8th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, Copenhagen, Denmark.
- [43] Turchi CS, Ma Z, Neises TW, Wagner MJ. Thermodynamic study of advanced supercritical carbon dioxide power cycles for concentrating solar power systems. *Transactions of ASME, Journal of Solar Energy Engineering*. 2013;135:041007.
- [44] Feher EG. The supercritical thermodynamic power cycle. *Energy conversion*. 1968;8:85-90.
- [45] Zhang X, Yamaguchi H, Fujima K, Enomoto M, Sawada N. Theoretical analysis of a thermodynamic cycle for power and heat production using supercritical carbon dioxide. *Energy*. 2007;32:591-9.
- [46] Garg P, Kumar P, Srinivasan K. Supercritical carbon dioxide Brayton cycle for concentrated solar power. *The Journal of Supercritical Fluids*. 2013;76:54-60.
- [47] Besarati SM, Goswami DY. Analysis of advanced supercritical carbon dioxide power cycles with a bottoming cycle for concentrating solar power applications. *Transactions of ASME, Journal of Solar Energy Engineering*. 2014;136:010904.
- [48] Glatzmaier G. Summary Report for Concentrating Solar Power Thermal Storage Workshop. National Renewable Energy Laboratory, Golden, CO, Report No NREL/TP-5500-52134. 2011.

- [49] Moran MJ, Shapiro HN, Boettner DD, Bailey MB. *Fundamentals of engineering thermodynamics: John Wiley & Sons; 2010.*
- [50] Ho CK, Iverson BD. *Review of high-temperature central receiver designs for concentrating solar power. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2014;29:835-46.*
- [51] Parrott J. *Theoretical upper limit to the conversion efficiency of solar energy. Solar Energy. 1978;21:227-9.*
- [52] Padilla RV, Too YCS, Benito R, Stein W. *Exergetic analysis of supercritical CO₂ Brayton cycles integrated with solar central receivers. Applied Energy. 2015;148:348-65.*
- [53] Liu Q, Bai Z, Sun J, Yan Y, Gao Z, Jin H. *Thermodynamics investigation of a solar power system integrated oil and molten salt as heat transfer fluids. Applied Thermal Engineering. 2016;93:967-.*
- [54] E.A. Groll, J.H. Kim, *Review of recent advances toward transcritical CO₂ cycle technology, HVAC&R Research 13 (3) (2007) 499–520.*
- [55] C.E. Bullock, *Theoretical performance of carbon dioxide in subcritical and transcritical cycles. ASHRAE/NIST Refrigeration Conference, Refrigerants for 21st Century, 1997, pp. 20–26.*
- [56] D.M. Robinson, E.A. Groll, *Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine, International Journal of Refrigeration 21 (7) (1998) 577–589.*
- [57] R. Aarlien, P.E. Frivik, *Comparison of practical performance between CO₂ and R-22 reversible heat pumps for residential use, in: Proceedings of Natural Working Fluids, IIF-IIR Commission 2, Oslo, Norway, 1998, pp. 388–398.*
- [58] S.M. Liao, T.S. Zhao, A. Jakobsen, *A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles, Applied Thermal Engineering 20 (2000) 831–841.*
- [59] F. Kauf, *Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂-refrigeration cycles, International Journal of Thermal Science 38 (1999) 325–330.*
- [60] Y. Chen, J. Gu, *The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers, International Journal of Refrigeration 28 (2005) 1238–1249.*
- [61] X. Fang, C. Bullard, P. Hrnjak, *Heat transfer and pressure drop of gas coolers, ASHRAE Transactions 107 (1) (2001) 255–266.*

- [62] J.M. Yin, C.W. Bullard, P.S. Hrnjak, R-744 gas cooler model development and validation, *International Journal of Refrigeration* 24 (2001) 692–701.
- [63] T.M. Ortiz, D. Li, E.A. Groll, Evaluation of the performance potential of CO₂ as a refrigerant in air-to-air air conditioners and heat pumps: system modeling and analysis, *Final Report, ARTI-21CR/610-10030, December 2003*.
- [64] J. Pettersen, A. Hafner, G. Skaugen, H. Rekestad, Development of compact heat exchangers for CO₂ air-conditioning systems, *International Journal of Refrigeration* 21 (3) (1998) 180–193.
- [65] M.H. Kim, J. Pettersen, C.W. Bullard, Fundamental process and system design issues in CO₂ vapour compression systems, *Progress in Energy and Combustion Science* 30 (2004) 119–174.
- [66] P.A. Domanski, *EVSIM-An evaporator simulation model accounting for refrigerant and one-dimensional air, NISTIR-89-4133. Washington, DC: NIST, 1989*.
- [67] P.A. Domanski, D. Yashar, Optimization of finned-tube condensers using an intelligent system, *International Journal of Refrigeration* 30 (2007) 482–488.
- [68] Y.S. Chang, M.S. Kim, Modelling and performance simulation of a gas cooler for CO₂ heat pump system, *HVAC&R Research* 13 (3) (2007) 445–456.
- [69] A. Bensafi, S. Borg, D. Parent, CYRANO: a computational model for the detailed design of plate-fin-and-tube heat exchangers using pure and mixed refrigerants, *International Journal of Refrigeration* 20 (3) (1997) 218–228.
- [70] V. Casson, A. Cavallini, L. Cecchinato, D. Del Col, L. Doretto, E. Fornasieri, L. Rossetto, C. Zilio, Performance of finned coil condensers optimized for new HFC refrigerants, *ASHRAE Transactions* 108 (2) (2002) 517–527.
- [71] C. Zilio, L. Cecchinato, M. Corradi, G. Schiochet, An assessment of heat transfer through fins in a fin-and-tube gas cooler for transcritical carbon dioxide cycles, *HVAC&R Research* 30 (3) (2007).
- [72] H. Jiang, V. Aute, R. Radermacher, CoilDesigner: a general-purpose simulation and design tool for air-to-refrigerant heat exchangers, *International Journal of Refrigeration* 29 (2006) 601–610.
- [73] J. Sarkar, S. Bhattacharyya, M.R. Gopal, Simulation of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications, *International Journal of Refrigeration* 29 (2006) 735–743.

- [74] M. McLinden, S.A. Klein, E.W. Lemmon, A.P. Peskin, *NIST thermodynamic and transport properties of refrigerants and refrigerant mixtures- REFPROP, v6.0, NIST Standard Reference Database 23 (1998).*
- [75] S.S. Pitla, E.A. Groll, S. Ramadhyani, *New correlation to predict the heat transfer coefficient during in-tube cooling of turbulent supercritical CO₂, International Journal of Refrigeration 25 (2002) 887–895.*
- [76] F.P. Incropera, D.P. DeWitt, *Introduction to Heat Transfer, third ed., John Wiley and Sons, New York, 1996.*
- [77] C.C. Wang, J.Y. Jang, N.F. Chiou, *A heat transfer and friction correlation for wavy fin-and-tube heat exchangers, International Journal of Heat Mass Transfer 42 (1999) 1919–1924.*
- [78] C.C. Wang, W.S. Lee, W.J. Sheu, *A comparative study of compact enhanced finand- tube heat exchangers, International Journal of Heat Mass Transfer 44 (2001) 3565–3573.*
- [79] Y. Hwang, D.D.H. Jin, R. Adermacher, J.W. Hutchins, *Performance measurement of CO₂ heat exchangers, ASHRAE Transactions (2005) 306–316.*