

Ανάλυση και σχεδιασμός
διατάξεων αντλιών θερμότητας
υψηλών θερμοκρασιών, με χρήση
οικολογικών εργαζόμενων μέσων.



Τομέας: Θερμότητας

Επιβλέπων: Καρέλλας Σωτήριος, Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Αθήνα 2023

Υπεύθυνη δήλωση για λογοκλοπή και για κλοπή πνευματικής ιδιοκτησίας:

Έχω διαβάσει και κατανοήσει τους κανόνες για τη λογοκλοπή και τον τρόπο σωστής αναφοράς των πηγών που περιέχονται στον οδηγό συγγραφής Διπλωματικών Εργασιών. Δηλώνω ότι, από όσα γνωρίζω, το περιεχόμενο της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας είναι προϊόν δικής μου εργασίας και υπάρχουν αναφορές σε όλες τις πηγές που χρησιμοποίησα.

Οι απόψεις και τα συμπεράσματα που περιέχονται σε αυτή τη Διπλωματική εργασία είναι του συγγραφέα και δεν πρέπει να ερμηνευθεί ότι αντιπροσωπεύουν τις επίσημες θέσεις της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών ή του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου.

Ανδριανού Φάνης Ανδρέας

Περίληψη

Η παρούσα διπλωματική εργασία επιχειρεί να συγκρίνει τρεις βασικές διατάξεις αντλιών θερμότητας υψηλών θερμοκρασιών για συγκεκριμένη θερμοκρασιακή ανύψωση, στοχεύοντας στην παραγωγή ζεστού νερού θερμοκρασίας 80-120 °C, αποδίδοντας 100 kW θερμότητας. Για τις εξεταζόμενες διατάξεις δοκιμάζονται διάφορα ψυκτικά μέσα, τα οποία επιλέγονται με κύριο κριτήριο την επίδρασή τους στο περιβάλλον και συγκρίνονται μεταξύ τους και με το μέσο αναφοράς (R245fa) όσον αφορά την απόδοση και την ογκομετρική ικανότητα θέρμανσης. Επιλέχθηκαν ψυκτικά μέσα χαμηλού δυναμικού υπερθέρμανσης του πλανήτη και χαμηλού δυναμικού εξασθένισης του όζοντος. Για τον υπολογισμό των θερμοδυναμικών κύκλων και της απόδοσης κάθε συστήματος κατασκευάστηκε Matlab μοντέλο. Τα αποτελέσματα έδειξαν πως μονοβάθμιες αντλίες θερμότητας είναι κατάλληλες για παραγωγή θερμότητας έως 90-100 °C. Η προσθήκη ενδιάμεσου εναλλάκτη σε μονοβάθμια αντλία θερμότητας δύναται να αυξήσει σημαντικά την απόδοση και να επιτρέψει τη λειτουργία της σε μεγαλύτερο θερμοκρασιακό εύρος. Η διάταξη αυτή απέδωσε 100 kW θερμότητας με COP ίσο με 2.42. Η Cascade διάταξη κρίθηκε κατάλληλη για μεγάλες θερμοκρασιακές μεταβολές και υψηλές θερμοκρασίες εξόδου, αφού μπόρεσε να παράξει παραγωγή ζεστού νερού 120 °C θερμότητας με COP έως 2.48, ενώ θερμοκρασίας 80 °C με COP έως 3.99. Σε κάθε περίπτωση το R600 κρίθηκε κατάλληλο για χρήση και αποδοτικότερο από το έως σήμερα χρησιμοποιούμενο αλλά βλαβερό για το περιβάλλον R245fa. Αποδοτικότερες και πολλά υποσχόμενες κρίθηκαν και οι υδροφθορο-ολεφίνες R1234ze(Z) και R1233zd(E) για όλες τις διατάξεις, αλλά και η R1234ze(E) για χαμηλές θερμοκρασίες ή για τη βαθμίδα χαμηλής σε Cascade διατάξεις.

Abstract

This thesis attempts to compare three basic high temperature heat pump configurations for a specific temperature rise, aiming to produce hot water at a temperature of 80-120 °C, delivering 100 kW of heat. Different refrigerants are tested for the considered devices, selected mainly based on their environmental impact and compared with each other and with the reference medium (R245fa) in terms of performance and volumetric heating capacity. Refrigerants with low global warming potential and low ozone depletion potential were selected. A Matlab model was built to calculate the thermodynamic cycles and the efficiency of each system. The results showed that single-stage heat pumps are suitable for heat generation up to 90-100 °C. The addition of an intermediate heat exchanger to a single-stage heat pump can significantly increase the efficiency and allow operation over a wider temperature range. This arrangement yielded 100 kW of heat with a COP equal to 2.42. The Cascade configuration was found to be suitable for large temperature variations and high outlet temperatures, since it was able to produce 120 °C hot water heat output with a COP of up to 2.48, and 80 °C heat output with a COP of up to 3.99. In any case, R600 was considered suitable for use and more efficient than the currently used but environmentally harmful R245fa. The hydrofluoroolefins R1234ze(Z) and R1233zd(E) were also found to be more efficient and promising for all configurations, but also R1234ze(E) for low temperatures or for the low grade in cascade configurations.

Περιεχόμενα

1.	Εισαγωγή	7
1.1	Αντλίες θερμότητας υψηλών θερμοκρασιών - Γενικά.....	7
1.2	Κύριες συνιστώσες συστήματος.....	8
1.3	Το εύρος των βιομηχανικών εφαρμογών	10
1.4	Σκοπός, ερωτήματα και στόχοι	12
2.	Βιβλιογραφική ανασκόπηση	14
2.1	Οι αντλίες θερμότητας υψηλών θερμοκρασιών ως αντικείμενο έρευνας και μελέτης	14
2.2	Εργαζόμενα μέσα για διατάξεις αντλιών θερμότητας.....	15
2.2.1	Γενικά στοιχεία	15
2.2.2	Διεθνείς κανονισμοί	16
2.2.3	Τα ψυκτικά μέσα στις αντλίες θερμότητας.....	17
2.2.4	Εφαρμογές για το ψυκτικό μέσο R-1234ze.....	21
2.2.5	Εφαρμογές για το ψυκτικό μέσο R-1233zd.....	22
2.2.6	Εφαρμογές για φυσικά ψυκτικά μέσα	23
3.	Μεθοδολογία.....	26
3.1	Μοντελοποίηση.....	26
3.2	Οριακές συνθήκες και παραδοχές	26
3.3	Εξεταζόμενες διατάξεις – Χρησιμοποιούμενες εξισώσεις.....	28
3.3.1	Μονοβάθμια αντλία θερμότητας (Διάταξη 1)	28
3.3.2	Μονοβάθμια αντλία θερμότητας με ενδιάμεσο εναλλάκτη (Διάταξη 2) ...	33
3.3.3	Διβάθμια αντλία θερμότητας εν σειρά – Cascade (Διάταξη 3).....	34
4.	Αποτελέσματα – Συζήτηση	37
4.1	Ροή ισχύος – Βασικός κύκλος λειτουργίας.....	37
4.2	Μονοβάθμια αντλία θερμότητας (Διάταξη 1)	39
4.2.1	Θερμοδυναμικός κύκλος λειτουργίας.....	39
4.2.2	Απόδοση συστήματος	40
4.3	Μονοβάθμια αντλία θερμότητας με ενδιάμεσο εναλλάκτη (Διάταξη 2)	42
4.3.1	Θερμοδυναμικός κύκλος λειτουργίας.....	42
4.3.2	Απόδοση συστήματος	44
4.3.3	Επίδραση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συμπιεστή	47
4.4	Διβάθμια εν σειρά (Cascade) αντλία θερμότητας (Διάταξη 3)	48
4.4.1	Θερμοδυναμικός κύκλος λειτουργίας.....	48
4.4.2	Απόδοση συστήματος	49
5.	Συμπεράσματα και μελλοντικές προτάσεις	53
5.1	Συμπεράσματα	53
5.1.1	Για τις εξεταζόμενες διατάξεις	53
5.1.2	Για τα υπό εξέταση ρευστά	54
5.2	Μελλοντικές προτάσεις.....	56
6.	Κατάλογος Πινάκων.....	57
7.	Κατάλογος Σχημάτων	58

8.	Κατάλογος Εικόνων	59
9.	Κατάλογος Διαγραμμάτων	60
10.	Κατάλογος αναφορών - Βιβλιογραφία.....	61
11.	ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α – ΚΩΔΙΚΕΣ ΜΑΤΛΑΒ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ.....	67
11.1	ΜΟΝΟΒΑΘΜΙΑ ΒΑΘΜΙΑ ΑΝΤΛΙΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ.....	67
11.2	ΜΟΝΟΒΑΘΜΙΑ ΑΝΤΛΙΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕ ΕΝΔΙΑΜΕΣΟ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ	73
11.3	ΔΙΒΑΘΜΙΑ CASCADE ΑΝΤΛΙΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ.....	86

1. Εισαγωγή

1.1 Αντλίες θερμότητας υψηλών θερμοκρασιών - Γενικά

Η ενεργειακή κρίση που συντελείται τα τελευταία χρόνια σε παγκόσμια κλίμακα, συνοδευόμενη από μόνιμη αύξηση των ενεργειακών αναγκών και σε συνδυασμό με την ρύπανση της ατμόσφαιρας και την υπερθέρμανση του πλανήτη [1], οδηγεί ολοένα και περισσότερο τους μηχανικούς σε λύσεις βελτιστοποίησης της αποδοτικότητας των συστημάτων παραγωγής ενέργειας αλλά και μείωσης των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου. Επιπλέον, βιομηχανικές διεργασίες έχουν ως αποτέλεσμα την απόρριψη μεγάλων ποσών ενέργειας προς το περιβάλλον, ως θερμότητα χαμηλής ποιότητας [2], [3]. Η ανάκτηση αυτής της ενέργειας με Αντλίες Θερμότητας δύναται να αυξήσει σημαντικά την απόδοση των συστημάτων παραγωγής [4].

Ως Αντλίες Θερμότητας Υψηλών Θερμοκρασιών (High Temperature Heat Pumps – HTHP) νοούνται κλειστού τύπου αντλίες θερμότητας ικανές για παραγωγή θερμότητας θερμοκρασίας πάνω από 80 °C [15], [16]. Έχει αποδειχτεί πως συστήματα HTHP έχουν ευρύ πεδίο εφαρμογής στη βιομηχανία τροφίμων, εκτύπωσης και βαφής, στη βιομηχανία χάρτου, στην παραγωγή χημικών αλλά και σε εφαρμογές ξήρανσης και θερμικού διαχωρισμού (π.χ. διόρθωση – rectification) [17-19]

Οι HTHP αναμένεται να αντικαταστήσουν βαθμιαία τους λέβητες καυσίμων (π.χ. πετρελαίου, φυσικού αερίου) που χρησιμοποιούνται, μεταξύ άλλων, για παραγωγή ατμού, θερμού νερού και θερμού αέρα [5], [6]. Η συγκεκριμένη τεχνολογία, με σχεδόν μηδενικές περιβαλλοντικές επιπτώσεις παρουσιάζει σημαντικό δυναμικό για την ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας και, ως εκ τούτου, για την μείωση των ισοδύναμων εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα (CO₂).

Χρησιμοποιώντας ηλεκτρισμό από ανανεώσιμες πηγές ενέργειας ως κινητήρια ενέργεια, οι HTHP μπορούν να ενσωματωθούν σε συστήματα συμπαραγωγής, παρέχοντας ψύξη, θέρμανση και παραγωγή ηλεκτρισμού [7]. Οι θερμοκρασίες της πηγής και καταβόθρας θερμότητας, καθώς και το θερμοκρασιακό εύρος λειτουργίας καθορίζουν την επιλογή τύπου αντλίας θερμότητας και θερμοδυναμικού κύκλου [8]. Ο τύπος της πηγής θερμότητας εξαρτάται από την τοποθεσία (γεωγραφική θέση) της εγκατάστασης. Για παράδειγμα, στην Ελλάδα θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί ηλιακή ενέργεια ενώ στη Σερβία γεωθερμικές πηγές [9]. Εν γένει το νερό ή το έδαφος ως πηγές θερμότητας είναι θερμοδυναμικά αποδοτικότερα από τον αέρα, όμως πιο κοστοβόρα σε οικονομοτεχνικό επίπεδο.

Πέρα από την πηγή θερμότητας προς εκμετάλλευση, σημαντικό ρόλο στην απόδοση του συστήματος παίζει η επιλογή κατάλληλου εργαζόμενου μέσου. Τα εργαζόμενα μέσα που θα χρησιμοποιηθούν σε τέτοιες διατάξεις αντλιών θερμότητας πρέπει να είναι αποδοτικά,

να παρουσιάζουν υψηλές κρίσιμες θερμοκρασίες και να θεωρούνται οικολογικά. Ακόμα και σήμερα, τα περισσότερα ψυκτικά ρευστά που χρησιμοποιούνται σε αντλίες θερμότητας (π.χ. R134a, R245fa) είναι λιγότερο ή περισσότερο επιβλαβή για το περιβάλλον. Τα τελευταία χρόνια, βάσει διεθνούς νομοθεσίας, έχουν καταργηθεί από τη χρήση τους πολλά τέτοια ρευστά, όπως το R22. Παράλληλα, ερευνητές έχουν αναπτύξει και συνεχίζουν να αναπτύσσουν νέα, οικολογικά ψυκτικά ρευστά προσπαθώντας να καταστήσουν την συγκεκριμένη τεχνολογία ακόμα πιο «πράσινη». Το κλειδί για την χρήση των φιλικών προς το περιβάλλον ψυκτικών μέσων είναι η απόδοσή τους και το εύρος των μετατροπών που θα απαιτούνταν σε υπάρχουσες διατάξεις ΗΤΗΡ και των συνιστωσών τους (π.χ. συμπιεστής) προκειμένου να υποστηρίξουν τη χρήση τους.

Επιπλέον, η επιλογή κατάλληλης διάταξης ΗΤΗΡ, ανάλογα με την (βιομηχανική) εφαρμογή ή διεργασία που απαιτεί την θερμότητα, είναι πολύ σημαντική για την βελτιστοποίηση της απόδοσης του συστήματος. Οι συνήθεις αντλίες θερμότητας είναι κατάλληλες για συστήματα θέρμανσης χαμηλής θερμοκρασίας, όπως ενδοδαπέδια θέρμανση για οικιακή χρήση, χαμηλής θερμοκρασίας καλοριφέρ ή θερμαντήρες με ανεμιστήρες (fan coils) [10]. Για μεγάλο θερμοκρασιακό εύρος (π.χ. συστήματα θέρμανσης υψηλών θερμοκρασιών, οι cascade (εν σειρά) αντλίες θερμότητας χρησιμοποιούνται ως οικονομικά αποδοκτή λύση [11] και σίγουρα καλύτερη (πιο αποδοτική) από τις μονοβάθμιες ή διβάθμιες αντλίες θερμότητας [12] και [13].

1.2 Κύριες συνιστώσες συστήματος

Τα βασικά μέρη ενός συστήματος αντλίας θερμότητας είναι:

Ο ατμοποιητής, ένας εναλλάκτης θερμότητας, στον οποίο το εργαζόμενο μέσο εισέρχεται υπό χαμηλή πίεση και θερμοκρασία, παραλαμβάνει θερμότητα από την πηγή θερμότητας (π.χ. το περιβάλλον) και τελικά εξατμίζεται, υπό σταθερή πίεση, σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού με μικρή υπερθέρμανση (DT_{SH}). Απαραίτητη προϋπόθεση για τη λειτουργία του είναι η χαμηλότερη θερμοκρασία του ψυκτικού ρευστού σε σχέση με την πηγή θερμότητας, διαφορετικά δεν θα μπορούσε να γίνει συναλλαγή θερμότητας.

Ο συμπιεστής (Compressor – C), στον οποίο εισέρχεται το ατμοποιημένο εργαζόμενο μέσο σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού χαμηλής θερμοκρασίας και συμπιέζεται σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας. Χωρίς την υπερθέρμανση θα υπήρχε κίνδυνος να εισέλθουν στον συμπιεστή σταγονίδια υγρού που θα επηρέαζαν αρνητικά τη λειτουργία του.

Ο συμπιεστής είναι η κύρια συνιστώσα των συστημάτων ΗΤΗΡ. Επομένως, η επιλογή κατάλληλου μοντέλου αποτελεί σημαντική προϋπόθεση για τον υπολογισμό της απόδοσης του συμπιεστή προς βελτιστοποίηση του συστήματος.

Ο συνηθέστερος τύπος συμπιεστή που συναντάται σε εμπορικές και οικιακές εφαρμογές κλιματισμού, ψύξης και αντλιών θερμότητας, είναι συμπιεστές κύλισης (Scroll

compressors). Τέτοιου τύπου συμπιεστές, είναι μηχανήματα τροχιακής κίνησης και θετικής μετατόπισης που συμπιέζουν ψυκτικό υγρό χρησιμοποιώντας δυο σπειροειδείς κυλίνδρους που εφαρμόζουν μεταξύ τους. Δεν έχουν νεκρό χώρο, η ταύτιση κατά την επαφή των ακμών των σπειροειδών κυλίνδρων είναι σχεδόν συνεχής και πλήρης τόσο στις βάσεις, όσο και στα άνω άκρα τους, έτσι παρουσιάζουν άριστη ακτινική και αξονική συμμόρφωση. Κατά συνέπεια, οι συμπιεστές κύλισης παρουσιάζουν αρκετά πλεονεκτήματα, όπως υψηλό ογκομετρικό και ισεντροπικό βαθμό απόδοσης, χαμηλό επίπεδο δονήσεων και θορύβου, χαμηλή διακύμανση ροπής και διαρροή (ASHRAE Handbook, 2008). [40]

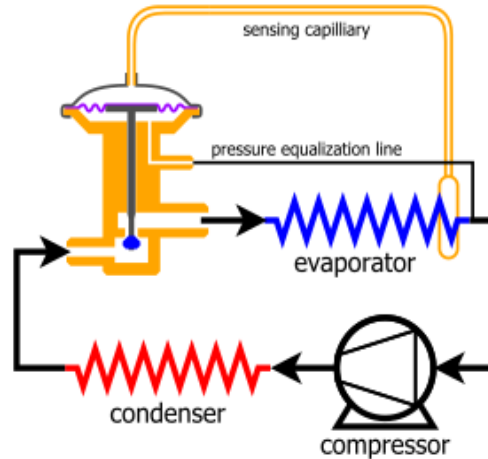
Ο συμπυκνωτής (Condenser – Cond), ένας εναλλάκτης θερμότητας στον οποίο το υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας ψυκτικό ρευστό απορρίπτει θερμότητα στην καταβόθρα θερμότητας την οποία εκμεταλλευόμαστε (π.χ. για παστερίωση γαλακτοκομικών). Μέσα στον συμπυκνωτή, οι θερμοί ατμοί του εργαζόμενου μέσου αρχικά ψύχονται μέχρι τη θερμοκρασία κορεσμού τους και στη συνέχεια συμπυκνώνονται, αποβάλλοντας θερμότητα. Ακολουθεί υπόψυξη (DT_{sc}) εντός του εναλλάκτη και το εργαζόμενο μέσο εξέρχεται σε κατάσταση υπόψυκτου υγρού.

Η βαλβίδα εκτόνωσης (eXpansion Valve – XV), χρησιμοποιείται για έλεγχο της ποσότητας του ψυκτικού μέσου που απελευθερώνεται στον ατμοποιητή, μειώνοντας την υψηλή πίεση (που του προσέδωσε ο συμπιεστής) και επιτρέποντας την ισενθαλπική εκτόνωση του ψυκτικού προς αέρια φάση, σε χαμηλότερη θερμοκρασία για να μπορεί να παραλάβει θερμότητα από την πηγή στον ατμοποιητή.

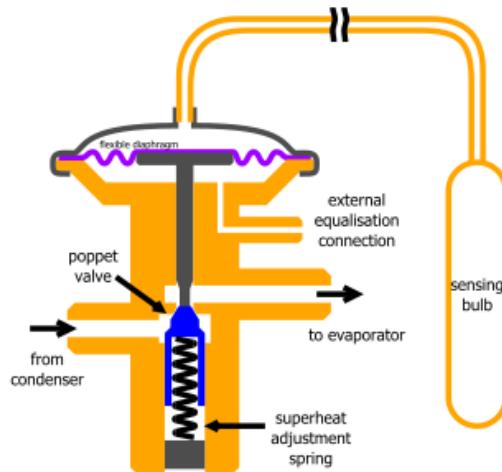
Η συνδεσμολογία μιας θερμοστατικής βαλβίδας εκτόνωσης στο σύστημα και η αρχή λειτουργίας της απεικονίζονται στην Εικόνα 1 και Εικόνα 2 αντίστοιχα. Μια τέτοιου τύπου βαλβίδα εκτόνωσης διαθέτει έναν γλόμπο που περιέχει υγρό με παρόμοιες θερμοδυναμικές ιδιότητες με το ψυκτικό μέσο. Αυτός ο γλόμπος, συνδέεται θερμικά στην έξοδο του ατμοποιητή ώστε να «γνωρίζει» τη θερμοκρασία του ψυκτικού σε εκείνη τη θέση. Η πίεση του αερίου στο βολβό παρέχει τη δύναμη που απαιτείται για το άνοιγμα της βαλβίδας, προσαρμόζοντας θερμοδυναμικά τη ροή του εργαζόμενου μέσου στον ατμοποιητή και, κατά συνέπεια, την υπερθέρμανση του ψυκτικού που εξέρχεται από τον ατμοποιητή. Ελέγχει, λοιπόν, την διαφορά υπερθέρμανσης και τρέχουσας θερμοκρασίας στην έξοδο του ατμοποιητή και ως εκ τούτου κρατά την θερμοκρασία κορεσμού σταθερή για την συγκεκριμένη πίεση εξάτμισης.

Ως υπερθέρμανση νοείται η υπερβάλλουσα θερμοκρασία του ατμού πάνω από το σημείο βρασμού του στην πίεση ατμοποίησης. Μηδενική υπερθέρμανση υποδεικνύει ατελή (μη πλήρη) ατμοποίηση και ενέχει τον κίνδυνο να εισέλθει υγρό στον συμπιεστή. Αντίθετα, υπερβολική υπερθέρμανση υποδεικνύει ανεπάρκεια στην παροχή του ψυκτικού μέσου στο κύκλωμα του ατμοποιητή, δηλαδή θα υπάρχει τμήμα του εναλλάκτη που δεν είναι γεμάτο με ψυκτικό, και ως εκ τούτου, η ψύξη σε αυτό το τμήμα θα είναι ανεπαρκής. Ρυθμίζοντας την υπερθέρμανση σε μικρή τιμή (μερικούς βαθμούς Kelvin), η μεταφορά

Θερμότητα στον ατμοποιητή θα είναι κοντά στη βέλτιστη, χωρίς να επιστρέφεται στον συμπιεστή περίσσεια κορεσμένου υγρού.



Εικόνα 1: Σύνδεση θερμοστατικής βαλβίδας εκτόνωσης σε μονοβάθμια αντλία θερμότητας



Εικόνα 2: Θερμοστατική βαλβίδα εκτόνωσης - αρχή λειτουργίας

1.3 Το εύρος των βιομηχανικών εφαρμογών

Οι αντλίες θερμότητας υψηλών θερμοκρασιών έχουν ευρύ φάσμα εφαρμογών σε βιομηχανικές διεργασίες όπου η απαίτηση για υψηλές θερμοκρασίες είναι απαραίτητη. Αυτά τα καινοτόμα συστήματα προσφέρουν ενεργειακά αποδοτικές λύσεις, μειώνοντας παράλληλα τις εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου.

- **Επεξεργασία τροφίμων και ποτών:** Ο συγκεκριμένος κλάδος παρουσιάζει μεγάλες ανάγκες για ταυτόχρονη ψύξη και θέρμανση σε θερμοκρασιακά εύρη κατάλληλα για χρήση αντλιών θερμότητας που διατίθενται ακόμα και σήμερα στην αγορά [6]. Αντλίες θερμότητας ΗΤΗΡ μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την παστερίωση και αποστείρωση τροφίμων και ποτών. Είναι ζωτικής σημασίας σε βιομηχανίες όπως η επεξεργασία γαλακτοκομικών προϊόντων, όπου απαιτούνται υψηλές θερμοκρασίες για να εξασφαλιστεί η ασφάλεια των προϊόντων και η παράταση της διάρκειας ζωής τους.
- **Χημική μεταποίηση:** Οι βιομηχανίες που ασχολούνται με τη χημική παραγωγή απαιτούν συχνά ακριβή έλεγχο της θερμοκρασίας για διάφορες αντιδράσεις. Οι ΗΤΗΡ μπορούν να παρέχουν την απαραίτητη θερμότητα για διαδικασίες όπως η απόσταξη, η κρυστάλλωση και η χημική σύνθεση.
- **Βιομηχανία χαρτιού και χαρτοπολτού:** Οι ΗΤΗΡ μπορούν να χρησιμοποιηθούν στη βιομηχανία χαρτιού και χαρτοπολτού για τη βελτίωση των διαδικασιών ξήρανσης και την αύξηση της ποιότητας του χαρτιού. Μπορούν να μειώσουν σημαντικά την κατανάλωση ενέργειας σε σύγκριση με τις παραδοσιακές μεθόδους.
- **Κλωστοϋφαντουργία:** Οι διεργασίες βαφής και φινιρίσματος υφασμάτων απαιτούν συχνά υψηλές θερμοκρασίες. Οι ΗΤΗΡ μπορούν να παρέχουν την απαραίτητη θερμότητα για τη σταθεροποίηση της βαφής και άλλες κρίσιμες διεργασίες, καθιστώντας τις πιο ενεργειακά αποδοτικές.
- **Φαρμακευτική βιομηχανία:** Οι φαρμακευτικές βιομηχανίες χρησιμοποιούν αντλίες θερμότητας υψηλών θερμοκρασιών για διεργασίες όπως η αποστείρωση, η κρυστάλλωση και η σύνθεση φαρμάκων, όπου ο ακριβής έλεγχος της θερμοκρασίας είναι ζωτικής σημασίας για την ποιότητα του προϊόντος.
- **Βιομηχανία πλαστικών:** Οι διεργασίες χύτευσης με έγχυση και εξώθησης στη βιομηχανία πλαστικών επωφελούνται από τις ΗΤΗΡ, οι οποίες προσφέρουν ακριβή έλεγχο της θερμοκρασίας και εξοικονόμηση ενέργειας.
- **Ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας:** Αντλίες θερμότητας υψηλών θερμοκρασιών χρησιμοποιούνται για την ανάκτηση της απορριπτόμενης θερμότητας από βιομηχανικές διεργασίες και τη μετατροπή της σε χρήσιμη θερμότητα για άλλους σκοπούς. Αυτό συμβάλλει στη μείωση της κατανάλωσης ενέργειας και των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου.
- **Ορυχεία και μεταλλουργία:** Διεργασίες όπως η φρύξη μεταλλεύματος, η τήξη και η διύλιση μετάλλων απαιτούν υψηλές θερμοκρασίες. Οι ΗΤΗΡ μπορούν να βελτιώσουν την ενεργειακή απόδοση σε αυτές τις ενεργοβόρες βιομηχανίες.
- **Παραγωγή γυαλιού:** Στην παραγωγή γυαλιού, όπου απαιτούνται υψηλές θερμοκρασίες για την τήξη και τη διαμόρφωση του γυαλιού, οι ΗΤΗΡ μπορούν

να μειώσουν την κατανάλωση ενέργειας με την ανάκτηση και επαναχρησιμοποίηση της απορριπτόμενης θερμότητας.

- **Παραγωγή τσιμέντου:** Οι ΗΤΗΡ μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την προθέρμανση των πρώτων υλών και τη θέρμανση των κλιβάνων στη βιομηχανία τσιμέντου, συμβάλλοντας στη μείωση της κατανάλωσης ενέργειας και των εκπομπών CO₂.
- **Εγκαταστάσεις βιοαερίου και βιομάζας:** Οι μονάδες αυτές μπορούν να επωφεληθούν από τις ΗΤΗΡ, αξιοποιώντας τη θερμότητα που παράγεται κατά τη διαδικασία καύσης βιοαερίου ή βιομάζας για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας ή την τηλεθέρμανση.
- **Βιομηχανία πετρελαίου και φυσικού αερίου:** Στον τομέα του πετρελαίου και του φυσικού αερίου, οι ΗΤΗΡ μπορούν να βοηθήσουν σε διαδικασίες όπως η ενισχυμένη ανάκτηση πετρελαίου και η υγροποίηση φυσικού αερίου.

Προς το παρόν, τα απαιτούμενα ποσά ενέργειας για διεργασίες που απαιτούν παραγωγή θερμότητας παρέχονται από συμβατικούς λέβητες ορυκτών καυσίμων, ενώ οι ανάγκες ψύξης καλύπτονται από ξεχωριστό σύστημα απορρόφησης θερμότητας. Η απεξάρτηση από την καύση άνθρακα στις παραπάνω διεργασίες οφείλει να αποτελεί σημαντική παράμετρο όταν γίνεται λόγος περί «πράσινης» μετάβασης στη βιομηχανία [14] και οι ΗΤΗΡ με δυνατότητα ψύξης και θέρμανσης μοιάζουν ιδανική λύση προς αυτή την κατεύθυνση.

1.4 Σκοπός, ερωτήματα και στόχοι

Στην παρούσα διπλωματική εργασία θα γίνει μοντελοποίηση ορισμένων διατάξεων αντλιών θερμότητας υψηλών θερμοκρασιών καθώς και επιλογή ψυκτικού ρευστού για τη λειτουργία τους. Σκοπό της εργασίας αποτελεί η σύγκριση της απόδοσης των διάφορων διατάξεων και ψυκτικών μέσων για παραγωγή θερμού νερού συγκεκριμένης θερμοκρασίας, από πηγή νερού συγκεκριμένης θερμοκρασίας.

Ακόμα και σήμερα, η επιλογή του καταλληλότερου κύκλου λειτουργίας και εργαζόμενου μέσου (ψυκτικού υγρού) για ποικίλες συνθήκες λειτουργίας βάσει των επιδόσεων αποτελεί αντικείμενο έρευνας με μεγάλο εύρος. Οι βασικότερες παράμετροι που πρέπει να λαμβάνονται υπόψη κατά την επιλογή αυτή είναι ο συντελεστής απόδοσης (COP) η ογκομετρική ικανότητα θέρμανσης (VHC), καθώς και το δυναμικό υπερθέρμανσης του πλανήτη (GWP) του ψυκτικού υγρού. Επιπλέον και εξίσου σημαντικές παράμετροι είναι το περιβαλλοντικό αποτύπωμα (υπολογίζεται βάσει του TEWI –Total Equivalent Environmental Impact) και το μέγεθος της επένδυσης (οικονομικά κριτήρια). Η οικονομοτεχνική ανάλυση είναι εκτός του πλαισίου της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

Θα δοκιμαστούν ψυκτικά ρευστά χαμηλού GWP και θα γίνει σύγκριση της αποδοτικότητας του κάθε ψυκτικού σε κάθε έναν από τους εξεταζόμενους θερμοδυναμικούς κύκλους, αλλά και σύγκριση της συνολικής απόδοσης των συστημάτων.

2. Βιβλιογραφική ανασκόπηση

2.1 Οι αντλίες θερμότητας υψηλών θερμοκρασιών ως αντικείμενο έρευνας και μελέτης

Διάφοροι ερευνητές έχουν μελετήσει σε θεωρητικό και πειραματικό επίπεδο διάφορες διατάξεις αντλιών θερμότητας υψηλών θερμοκρασιών αλλά και την ενεργειακή απόδοση ψυκτικών ρευστών χαμηλού GWP σε αυτές. Μάλιστα το πλήθος των δημοσιευμένων μελετών έχει αυξηθεί σημαντικά την τελευταία επταετία, αναδεικνύοντας τις ΗΤΗΡ ως αντικείμενο ενδιαφέροντος και έρευνας για τους μηχανικούς. Στόχος της εν εξελίξει έρευνας σε αυτό το πεδίο είναι η περαιτέρω αύξηση της αποδοτικότητας τέτοιων συστημάτων αλλά και η μείωση της καταναλισκόμενης ενέργειας από τον συμπιεστή του συστήματος. Διατάξεις όπως αυτή με ενδιάμεσο εναλλάκτη θερμότητας, παράλληλη συμπίεση ή πολυβάθμιες αντλίες θερμότητας φαίνεται να αυξάνουν σημαντικά την ενεργειακή απόδοση συστημάτων ΗΤΗΡ [43], ενώ οι τελευταίας τεχνολογίας συμπιεστές (μεταβλητών στροφών) δύνανται να μειώσουν την κατανάλωση ενέργειας από τέτοια συστήματα έως 80% [45]. Στη συνέχεια θα αναφερθούμε σε ορισμένες εκθέσεις ερευνών και μελέτες που εξετάζουν τα παραπάνω ζητήματα.

Ο Ma και οι συνεργάτες του ανέλυσαν μια cascade αντλία θερμότητας υψηλών θερμοκρασιών με ψυκτικό R245fa για τη βαθμίδα χαμηλής θερμοκρασίας και BY-3 για τη βαθμίδα υψηλής [31]. Κατασκεύασαν αριθμητικό μοντέλο της ΗΤΗΡ και επικύρωσαν το μοντέλο τους πειραματικά. Ο Xu και οι συνεργάτες του [32] ανέλυσαν πειραματικά μια cascade ΗΤΗΡ για εγκατάσταση σε περιοχές με ψυχρό κλίμα. Χρησιμοποίησαν τα ψυκτικά R404a και R134a στη βαθμίδα χαμηλής και υψηλής θερμοκρασίας, αντίστοιχα. Με θερμοκρασία περιβάλλοντος -21°C πέτυχαν παραγωγή ζεστού νερού θερμοκρασίας 55°C έως 75°C . Ο μεγαλύτερος COP (2.48) παρουσιάστηκε για ζεστό νερό θερμοκρασίας 55°C . Ο Song και οι συνεργάτες του [33],[34], μελέτησαν τα χαρακτηριστικά του R134a και του CO₂ ως εργαζόμενα μέσα για αντλίες θερμότητας. Ο Bhattacharyya και οι συνεργάτες του [35] βελτιστοποίησαν cascade σύστημα κατάλληλο για θέρμανση και ψύξη χρησιμοποιώντας συνδυασμό των R744 και R290 ως εργαζόμενα μέσα.

Ο Bamigbetan και οι συνεργάτες του [36] εκτίμησαν την απόδοση διάφορων υδρογονανθράκων (HC-600, HC-600a, HC-601, HC-601a), υδροφθωρολεφίνων και υδροχλωροφθορολεφίνων (HFO-1234ze(E), HFO-1234ze(Z), HCFO-1233zd(E), HFO-1336mzz(E), HFO-1336mzz (Z)) για χρήση σε βασικής διάταξης ΗΤΗΡ με παραγωγή θερμότητας θερμοκρασίας 125°C . Τα HC-600 και HCFO-1233zd(E) παρουσίασαν το μεγαλύτερο δυναμικό για άμεση υλοποίηση. Κυρίως το HC-600 δύναται να χρησιμοποιηθεί απευθείας σε συμπιεστές σχεδιασμένους για HC-600a και HC-290 με μικρές τροποποιήσεις.

Μια άλλη μελέτη, του Frate και των συνεργατών του [37] αποδεικνύει ότι το HCFO-1233zd(E) επιτυγχάνει το βέλτιστο συμβιβασμό COP και VHC, που είναι αντικρουόμενες παράμετροι. Ο Bergamini και οι συνεργάτες του [5] δοκίμασαν και αξιολόγησαν τα φυσικά ψυκτικά ρευστά HC-290 (προπάνιο), HC-600a (ισοβουτάνιο), R-717 (αμμωνία) και R-718 (νερό) διβάθμιους κύκλους ΗΤΗΡ. Από θερμοδυναμική σκοπιά, οι αντλίες θερμότητας φάνηκαν ιδιαίτερα ανταγωνιστικές με τους λέβητες φυσικού αερίου για παραγωγή θερμότητας ως και 180 °C με θερμοκρασιακή αύξηση έως 160K. Το R-717 εμφανίστηκε ως το αποδοτικότερο από τα εξεταζόμενα ρευστά για θερμοκρασίες πηγής και καταβόθρας κάτω από 60 °C και 110 °C αντίστοιχα.

Ο Chua και οι συνεργάτες του [45] έκριναν πως η ενσωμάτωση θερμικά οδηγούμενου εγχυτήρα (heat driven ejector) δύναται να βελτιώσει την απόδοση αντλιών θερμότητας κατά 20% σε σχέση με ένα συμβατικό σύστημα ΗΤΗΡ. Στην ίδια μελέτη, υποστηρίζουν πως τα νέα υβριδικά συστήματα είναι που θα διευρύνουν το πεδίο εφαρμογής των ΗΤΗΡ και θα επιτρέψουν την αύξηση της αποδοτικότητάς τους. Για παράδειγμα, η ενσωμάτωση αποξηραντικού σε κάποιον κύκλο λειτουργίας οδήγησε σε καλύτερο έλεγχο των συνθηκών υγρασίας και θερμοκρασίας, πετυχαίνοντας τιμή COP ίση με 6.

2.2 Εργαζόμενα μέσα για διατάξεις αντλιών θερμότητας

2.2.1 Γενικά στοιχεία

Ο τύπος του ψυκτικού ρευστού (εργαζόμενου μέσου) και η διάταξη του θερμοδυναμικού κύκλου έχουν σημαντική επιρροή στη σχεδίαση βιομηχανικών ΗΤΗΡ. Το ψυκτικό ρευστό πρέπει να είναι κατάλληλο για τις συνθήκες λειτουργίας του συστήματος (π.χ. επαρκείς πιέσεις και θερμοκρασίες), ενεργειακά αποδοτικό, διαθέσιμο στην αγορά και, κυρίως, φιλικό προς το περιβάλλον σύμφωνα με τους διεθνείς κανονισμούς. Επιλέγονται, λοιπόν, ψυκτικά ρευστά με χαμηλό δυναμικό υπερθέρμανσης του πλανήτη (Global Warming Potential – GWP) και μηδενικό ή αμελητέο δυναμικό εξασθένισης του όζοντος (Ozone Depletion Potential – ODP). Εκτός αυτού, πρέπει η κρίσιμη θερμοκρασία να είναι αρκετά υψηλή ώστε να επιτρέπει υποκρίσιμους κύκλους συμπίεσης, όπως συχνά απαιτείται στη βιομηχανία.

Τα εργαζόμενα μέσα που χρησιμοποιούνται σε τέτοια συστήματα είναι οργανικά και συνεπώς εμφανίζουν σχετικά χαμηλές θερμοκρασίες ατμοποίησης. Έτσι, καθίσταται εφικτή η αξιοποίηση πηγών θερμότητας μέσης και χαμηλής θερμοκρασίας, όπως τα καυσαέρια μηχανών εσωτερικής καύσης και αεριοστρόβιλων, η γεωθερμική και ηλιακή ενέργεια και η καύση βιομάζας. Ένα ακόμα πλεονέκτημα των σχετικά χαμηλών θερμοκρασιών του κύκλου είναι ότι οι συνιστώσες του συστήματος, (π.χ. ο συμπιεστής), και τα εξαρτήματά τους (π.χ. τα πτερύγια του συμπιεστή) καταπονούνται λιγότερο κατά τη λειτουργία.

Τα προηγούμενα χρόνια, χρησιμοποιούνταν στην αγορά, σε οικιακό και βιομηχανικό επίπεδο, ψυκτικά ρευστά με μεγάλους δείκτες ODP και GWP. Τις τελευταίες δεκαετίες, έχουν επιβληθεί διεθνείς κανονισμοί με στόχο την σταδιακή κατάργηση των επιβλαβών για το περιβάλλον ψυκτικών μέσων. Επειδή οι κανονισμοί αυτοί και οι χρονικοί ορίζοντες που προβλέπουν παρουσιάζουν διαφοροποιήσεις από χώρα σε χώρα και από περιοχή σε περιοχή, είναι ιδιαίτερα σημαντικό για την επιλογή ψυκτικού μέσου σε βιομηχανικές ΗΤΗΡs να λαμβάνονται υπόψιν οι κατά τόπο ισχύουσες νομοθεσίες. Στη συνέχεια θα εξηγήσουμε συνοπτικά πως εξελίχθηκαν αυτές οι νομοθεσίες και κανονισμοί στο πέρασμα των τελευταίων δεκαετιών αλλά και τι περιλαμβάνουν.

2.2.2 Διεθνείς κανονισμοί

2.2.2.1 Το πρωτόκολλο του Μόντρεαλ

Το πρωτόκολλο του Μόντρεαλ [44] αποτελεί διεθνή συμφωνία – ορόσημο και αποσκοπεί στην προστασία της στιβάδας του όζοντος. Τέθηκε σε εφαρμογή το 1987 και έκτοτε, έχει συμβάλει σημαντικά στην σταδιακή κατάργηση της παραγωγής και χρήσης ουσιών καταστροφικών για το όζον (ozone-depleting substances – ODS), όπως τα αλογόνα και οι χλωροφθωράνθρακες (CFCs). Αυτή η συμφωνία, εκτός του ότι πέτυχε με την πάροδο των χρόνων την σταδιακή ανάκαμψη της στιβάδας του όζοντος, θέτοντας εκτός χρήσης και παραγωγής ουσίες που οδηγούσαν στην καταστροφή του, αποτέλεσε σημείο εκκίνησης ερευνών για αντικατάσταση των ουσιών αυτών και δημιουργία νέων, συνθετικών ψυκτικών μέσων όπως οι υδροφθωράνθρακες (HFCs) και υδροχλωροφθωράνθρακες (HCFCs), που παρουσιάζουν μεν μικρότερους δείκτες ODP αλλά μεγάλους δείκτες GWP, συμβάλλοντας έτσι στην υπερθέρμανση του πλανήτη.

Το πρωτόκολλο του Μόντρεαλ αποτελεί αξιοσημείωτο παράδειγμα παγκόσμιας συνεργασίας και περιβαλλοντικής διαχείρισης, αφού επέδρασε επιτυχημένα στην προστασία της στιβάδας του όζοντος. Συνεχίζει να αποτελεί μοντέλο διεθνών συμφωνιών που στοχεύουν σε βιωσιμότητα και προστασία του περιβάλλοντος, ωστόσο δεν ήταν αρκετό για να περιορίζει όλα τα βλαβερά αέρια του θερμοκηπίου, όπως οι υδροφθωράνθρακες. Έτσι, πιο πρόσφατες διεθνείς συμφωνίες ήρθαν να ενισχύσουν το πρωτόκολλο του Μόντρεαλ προς αυτή την κατεύθυνση.

2.2.2.2 Η συμφωνία του Παρισιού

Η συμφωνία του Παρισιού αποτελεί διεθνή συνθήκη που υπογράφηκε το 2015 από 196 μέλη των Ηνωμένων Εθνών και στοχεύει στην αντιμετώπιση της υπερθέρμανσης του πλανήτη. Συγκεκριμένα, στοχεύει σε άνοδο της μέσης παγκόσμιας θερμοκρασίας το πολύ 1,5-2 °C, σε σχέση με τα προ-βιομηχανικά επίπεδα [42]. Εκτιμάται, πως για να επιτευχθεί αυτός ο στόχος θα πρέπει η κορύφωση των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου να παρατηρηθεί πριν το 2025 και να την ακολουθήσει μείωση κατά 43% ως το 2030. Στο πλαίσιο αυτό, παρέχεται οικονομική και τεχνολογική υποστήριξη στις αναπτυσσόμενες χώρες ώστε να είναι εφικτή η συμμόρφωσή τους με τους κανονισμούς περί εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου, προωθώντας έτσι και τη διεθνή συνεργασία.

Τα φθωριομένα, F-αέρια, όπως ονομάστηκαν στην παραπάνω συνθήκη, αποτελούν αέρια του θερμοκηπίου. Αυτή η κατηγορία αερίων περιλαμβάνει, μεταξύ άλλων, υδροφθωράνθρακες (HFCs) και υπερφθωράνθρακες (PFCs). Τα αέρια αυτά δημιουργήθηκαν για να αντικαταστήσουν τα βλαβερά για τη στιβάδα του όζοντος HCFCs. Ορισμένα εξ' αυτών, με GWP έως 25000 φορές μεγαλύτερο από του CO₂ είναι παρόντα ως εργαζόμενα μέσα σε αντλίες θερμότητας. Παρόλο που το ψυκτικό ρευστό των αντλιών θερμότητας ρέει σε κλειστό κύκλωμα, και άρα φαινομενικά δε ρυπαίνει το περιβάλλον, υπάρχουν πάντα προβλήματα διαρροών τόσο κατά τη λειτουργία όσο και κατά την συντήρηση των μηχανημάτων.

2.2.2.3 Η τροπολογία Kigali

Η τροπολογία Kigali, τέθηκε σε εφαρμογή το 2016, υπό το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ. Στοχεύει συγκεκριμένα στην αντιμετώπιση της αυξανόμενης χρήσης και τις περιβαλλοντικές επιπτώσεις των υδροφθορανθράκων (HFCs), που είναι ισχυρά αέρια του θερμοκηπίου. Η τροπολογία Kigali θεσπίζει ένα χρονοδιάγραμμα σταδιακής μείωσης της παραγωγής και της κατανάλωσης HFCs, με στόχο τη μείωση των εκπομπών τους και τη μετάβαση σε εναλλακτικές λύσεις με χαμηλότερο δυναμικό θέρμανσης του πλανήτη (GWP). Συγκεκριμένα, θέτει συγκεκριμένους στόχους για τη μείωση της χρήσης HFCs με την πάροδο του χρόνου. Τα χρονοδιαγράμματα σταδιακής μείωσης που προβλέπονται από την τροπολογία, διαφοροποιούνται για τις ανεπτυγμένες και τις αναπτυσσόμενες χώρες, με τις πρώτες να προσπαθούν να επιτύχουν νωρίτερα και πιο φιλόδοξους στόχους και τις τελευταίες να έχουν περισσότερο χρόνο ώστε να προετοιμαστούν τεχνολογικά και οικονομικά για την κάλυψη των (περισσότερο επιεικών) στόχων τους.

Η τροπολογία Kigali αντιπροσωπεύει μια σημαντική παγκόσμια προσπάθεια για την καταπολέμηση της κλιματικής αλλαγής μέσω της αντιμετώπισης των εκπομπών HFCs. Με τη μείωση της χρήσης των HFCs και τη μετάβαση σε εναλλακτικές λύσεις με χαμηλό δυναμικό θέρμανσης του πλανήτη (GWP), η τροποποίηση αποσκοπεί να συμβάλει στην επίτευξη των στόχων της συμφωνίας του Παρισιού και να περιορίσει την άνοδο της παγκόσμιας θερμοκρασίας.

2.2.3 Τα ψυκτικά μέσα στις αντλίες θερμότητας

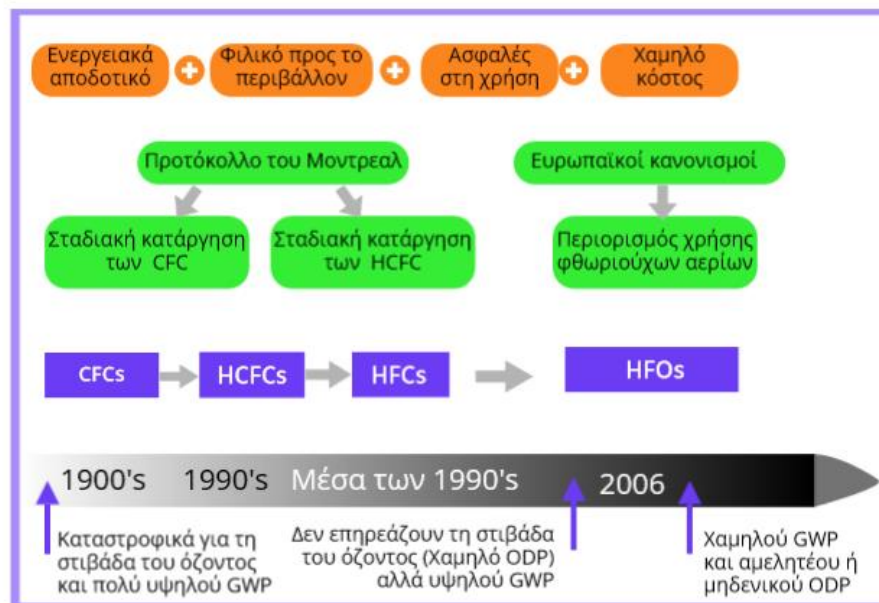
2.2.3.1 Η σταδιακή κατάργηση των ψυκτικών μέσων

Η σταδιακή κατάργηση ψυκτικών μέσων (Εικόνα 3) υψηλού GWP και ODP στις βιομηχανικές αντλίες θερμότητας υψηλών θερμοκρασιών οφείλεται στην ανάγκη μείωσης των περιβαλλοντικών επιπτώσεων των συστημάτων αυτών. Κύρια ανησυχία αποτελεί η χρήση ψυκτικών ρευστών που συμβάλλουν στην υπερθέρμανση του πλανήτη και την εξασθένηση της στιβάδας του όζοντος. Οι δύο βασικοί τύποι ψυκτικών μέσων που

χρησιμοποιούνται ακόμα και σήμερα στις ΗΤΗΡ είναι οι υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFCs) και οι υδροφθοράνθρακες (HFCs).

Οι HCFCs, όπως το R-22, χρησιμοποιήθηκαν ευρέως σε ΗΤΗΡs στο παρελθόν. Ωστόσο, οι HCFCs είναι ουσίες που καταστρέφουν τη στιβάδα του όζοντος και παρουσιάζουν υψηλό δυναμικό υπερθέρμανσης του πλανήτη (GWP). Η παραγωγή HCFCs έχει σταδιακά καταργηθεί σε πολλές χώρες στο πλαίσιο του Πρωτοκόλλου του Μόντρεαλ.

Οι υδροφθοράνθρακες (HFCs), που αντικατέστησαν τους HCFCs, δεν αποτελούν κίνδυνο για τη στιβάδα του όζοντος, αφού παρουσιάζουν ιδιαίτερα χαμηλό ODP. Ωστόσο, παρουσιάζουν υψηλό δείκτη GWP και συμβάλλουν σημαντικά στην υπερθέρμανση του πλανήτη. Οι συνηθέστερα χρησιμοποιούμενοι σε αντλίες θερμότητας υδροφθοράνθρακες είναι ο R-134a και ο R-245fa, με GWP ίσο με 1430 και 858 αντίστοιχα. Αυτές οι τιμές θεωρούνται ιδιαίτερα υψηλές, γι' αυτό και υπάρχει έντονη τάση κατάργησης αυτών, και άλλων HFCs.



Εικόνα 3: Η εξέλιξη των ψυκτικών ρευστών τις τελευταίες δεκαετίες

Προκειμένου να αντιμετωπιστούν οι περιβαλλοντικές ανησυχίες σχετικά με τους HCFCs και τους HFCs, έχουν καταβληθεί προσπάθειες για την ανάπτυξη και προώθηση εναλλακτικών ψυκτικών μέσων, με χαμηλότερο GWP. Τα φυσικά ψυκτικά ρευστά, οι συνθετικές υδροφθορο-ολεφίνες (HFOs) και υδροχλωροφθορο-ολεφίνες (HCFOs) θεωρούνται 4ης γενιάς ψυκτικά χαμηλού GWP και περισσότερο αποδοτικά, ως εκ τούτου, αναμένεται να αντικαταστήσουν τους υδροφθοράνθρακες (HFCs) [20].

2.2.3.2 Φυσικά ψυκτικά ρευστά

Φυσικής προέλευσης ψυκτικά ρευστά, όπως το διοξείδιο του άνθρακα (CO₂ ή R-744) και άλλοι υδρογονάνθρακες ή η αμμωνία (NH₃ ή R-717), έχουν αποτελέσει αντικείμενο έρευνας και εφαρμογής ως εργαζόμενα μέσα για ΗΤΗΡs. Τα ψυκτικά αυτά παρουσιάζουν μηδενικό δυναμικό ODP και πολύ μικρό ή μηδενικό GWP. Η χρήση τους, ωστόσο, σε αντλίες θερμότητας αποτελεί τροποποιήσεις και διαφορετικό σχεδιασμό λόγω διαφορετικών πιέσεων και άλλων συνθηκών λειτουργίας.

Η αμμωνία, με εξαιρετικές ιδιότητες μεταφοράς θερμότητας και υψηλή απόδοση κύκλου σε υψηλές θερμοκρασίες, χρησιμοποιείται και σήμερα σε αντλίες θερμότητας: στη βιομηχανική επεξεργασία τροφίμων, παραγωγή χημικών και ανάκτηση θερμότητας.

Οι υδρογονάνθρακες, όπως το προπάνιο (R-290) και το ισοβουτάνιο (R-600a), είναι αρκετά αποδοτικά, φυσικά ψυκτικά ρευστά με μικρές περιβαλλοντικές επιπτώσεις. Το γεγονός, όμως, πως είναι ιδιαίτερα εύφλεκτα καθιστά δυσκολότερο το σχεδιασμό τέτοιων συστημάτων και εγκαταστάσεων αντλιών θερμότητας, καθώς τίθεται η απαίτηση για αυστηρότερα μέτρα ασφαλείας.

Τέλος, το νερό (R-718), αποτελεί φυσικό ψυκτικό μέσο, άκρως φιλικό προς το περιβάλλον, που μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε ορισμένες διατάξεις αντλιών θερμότητας ιδιαίτερα σε εφαρμογές που απαιτούν μεγάλη θερμοκρασιακή ανύψωση [58].

2.2.3.3 Φιλικά προς το περιβάλλον εργαζόμενα μέσα

Η ανάγκη για σταδιακή κατάργηση των HFCs και HCFCs έφερε στο προσκήνιο την οικογένεια των υδροφθορολεφίνων (HFOs) και υδροχλωροφθορολεφίνων (HCFOs). Αυτά τα ψυκτικά, παρουσιάζουν ιδιαίτερα χαμηλούς ή και μηδενικούς δείκτες GWP και ODP. Τα τελευταία χρόνια, μετά την τροπολογία Kigali, η παραγωγή τους και η χρήση τους προωθείται και ενισχύεται με εμπορικούς και κοινωνικούς όρους, αφού αποτελούν σχεδόν ακίνδυνα για τον πλανήτη ψυκτικά μέσα. Επιπλέον, από εταιρίες που δραστηριοποιούνται στον κλάδο των ψυκτικών ρευστών, εξετάζονται και αναπτύσσονται μίγματα HFOs και HFCs με σημαντικά μικρότερο GWP για να υπηρετήσουν άμεσα την αγορά.

Οι HCFOs, είναι μια αναπτυσσόμενη οικογένεια ψυκτικών ρευστών. Αποτελούνται από άτομα χλωρίου, φθορίου και άνθρακα, με έναν τουλάχιστον διπλό δεσμό (ολεφίνη) στη χημική τους δομή. Είναι σχεδιασμένες «κατ'εικόνα» των HCFCs και HFCs, παρουσιάζοντας παρόμοιες θερμοδυναμικές ιδιότητες και απόδοση, αλλά ιδιαίτερα μικρότερες περιβαλλοντικές επιπτώσεις. Παρά το γεγονός ότι οι HCFOs είναι χλωριωμένα, το ODP τους είναι σχεδόν αμελητέο χάρη στην μικρή διάρκεια ζωής τους στην ατμόσφαιρα [21], [22].

Τρανό παράδειγμα αποτελεί το ψυκτικό HCFO-R1233zd(E), που έχει χρησιμοποιηθεί σε ορισμένες εφαρμογές αντλιών θερμότητας υψηλών θερμοκρασιών [25]. Ως ένας καινούριος τύπος ψυκτικών μέσων, οι HCFOs αποτελούν πεδίο έρευνας και ανάπτυξης από εταιρίες και ερευνητές που δραστηριοποιούνται σε αυτόν τον τομέα, ενώ παράλληλα

διεξάγεται προσπάθεια ανάπτυξης του εύρους εφαρμογών που θα μπορούσαν να καλύψουν, αλλά και βελτιστοποίησης της απόδοσής τους. Άξιο αναφοράς είναι και το ψυκτικό HCFO-1224yd(Z), με $GWP < 1$ και $ODP = 0.00012$ που έδειξε πολύ θετικά αποτελέσματα σε προηγμένες διατάξεις αντλιών θερμότητας σε έρευνα του C. Mateo-Royo και των συνεργατών του [43]. Στην ίδια έρευνα, τα HCFO-1233zd(E) και HCFO-1224yd(Z) παρουσίασαν πολύ καλό συμβιβασμό μεταξύ του συντελεστή απόδοσης (Coefficient of Performance – COP) και της ογκομετρικής ικανότητας θέρμανσης (Volumetric Heating Capacity – VHC), παράμετροι που πρέπει να μεγιστοποιηθούν αλλά είναι αντικρουόμενες.

Πίνακας 1: Ιδιότητες εργαζόμενων μέσων για αντλίες θερμότητας

Refrigerant	Tcrit (°C)	Pcrit (Mpa)	Vapour Density (kg/m ³)	NBP (°C)	Molecular Weight (g/mol)	ODP	GWP (100 years)	ASHRAE Safety Class
HC-R601	196.6	3.37	8.9	36.1	72.2	0	5	A3
HFO-R1336mzz(Z)*	171.4	2.9	24.1	33.4	164.1	0	2	A1
HCFO-R1233zd(E)	166.5	3.62	30.7	18.3	130.5	0.00034	1	A1
HCFO-R1224yd(Z)*	155.5	3.33	40.2	14.6	148.5	0.00012	<1	A1
HC-R600	152	3.8	22.5	-0.5	58.1	0	4	A3
HFO-R1234ze(E)	109.4	3.64	11.65	-18.95	114	0	4	A2L
HFO-R1234ze(Z)	150.1	3.53	37.2	9.8	114	0	<1	A2L
HFC-R245fa (Ref.)	154	3.65	38.7	15.1	134	0	858	B1

*Τα συγκεκριμένα ρευστά δεν θα εξεταστούν στην παρούσα εργασία καθώς δεν υπάρχουν γι' αυτά στοιχεία στη βάση δεδομένων του Coolprop, εργαλείο που χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό των ιδιοτήτων των ρευστών.

Ωστόσο, ο υδροφθοράνθρακας HFC-245fa που κυριαρχεί στις βιομηχανικές ΗΤΗΡ, έχει GWP ίσο με 858 [6]. Η τιμή αυτή είναι πολύ υψηλή και ήδη η χρήση του περιορίζεται ολοένα και περισσότερο. Τα φυσικά ψυκτικά ρευστά, οι συνθετικές υδροφθορο-ολεφίνες (HFOs) και υδροχλωροφθορο-ολεφίνες (HCFOs) θεωρούνται 4ης γενιάς ψυκτικά χαμηλού GWP και περισσότερο αποδοτικά, που αναμένεται να αντικαταστήσουν τους υδροφθοράνθρακες (HFCs) [20]. Οι κύριες εναλλακτικές του HFC-245fa για αντλίες θερμότητας υψηλών θερμοκρασιών είναι τα HFO-1336mzz(Z), HFO-1234ze(Z), HCFO-1233zd(E), HCFO-1224yd(Z), καθώς και οι υδρογονάνθρακες HC-601 (ν-Πεντάνιο) και HC-600 (ν-Βουτάνιο).

2.2.4 Εφαρμογές για το ψυκτικό μέσο R-1234ze

Το ψυκτικό R-1234ze(E) και το ισομερές του R-1234ze(Z) δύνανται να χρησιμοποιηθούν ως εργαζόμενα μέσα σε συστήματα ΗΤΗΡ που λειτουργούν ως θερμοί ξηραντές ή παραγωγοί ατμού για βιομηχανικές διεργασίες. Παστερίωση στη βιομηχανία τροφίμων και ποτών, ξήρανση ξυλείας, ανάκτηση διαλυτών και απόσταξη πετροχημικών προϊόντων είναι μερικές από τις βιομηχανικές εφαρμογές που θα μπορούσαν να χρησιμοποιηθούν τέτοιου τύπου αντλίες θερμότητας, αφού παρέχουν τη δυνατότητα αύξησης της θερμοκρασίας της απορριπτόμενης θερμότητας σε μεγαλύτερα επίπεδα καθιστώντας την χρήσιμη και αξιοποιήσιμη [47].

Το R-1234ze(Z) προτάθηκε από τον Brown και τους συνεργάτες του [23] ως εναλλακτική στην ευρεία χρήση του βλαβερού για το περιβάλλον R-245fa λόγω των παρόμοιων θερμοδυναμικών ιδιοτήτων του και του άκρως χαμηλού δείκτη GWP<10. Το R-1234ze(E), με GWP ίσο με 6, προτάθηκε για παρόμοιους λόγους ως εναλλακτική στη χρήση του επίσης επιβλαβούς για το περιβάλλον R-134a. Πλεονέκτημα της χρήσης αυτών των ψυκτικών μέσων είναι πως η παραγωγή του R-1234ze(E) αποδίδει το ισομερές του R-1234ze(Z) ως παραπροϊόν.

Η ερευνητική ομάδα του Fukuda και των συνεργατών του [24] εξέτασαν τη δυνατότητα ενσωμάτωσης των συγκεκριμένων ψυκτικών μέσων σε συστήματα ΗΤΗΡ. Αφού ανέλυσαν θερμοδυναμικά την απόδοση των κύκλων λειτουργίας τους, εξέτασαν πειραματικά τα R1234ze(E) και R1234ze(Z) χρησιμοποιώντας έναν συμπιεστή που είχε αρχικά αναπτυχθεί για το ψυκτικό R-410A. Επιπλέον, ποσοτικοποίησαν αριθμητικά τις μη αναστρέψιμες απώλειες ώστε να ελεγχθεί η καταλληλότητά τους, βάσει θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών, για εφαρμογές υψηλών θερμοκρασιών.

Η παραπάνω έρευνα έδειξε πως οι θεωρητικοί συντελεστές απόδοσης (COP) μεγιστοποιούνται σε θερμοκρασίες συμπύκνωσης περίπου 20 K κάτω από την κρίσιμη θερμοκρασία του κάθε ψυκτικού. Ωστόσο, όταν η ογκομετρική ικανότητα θέρμανσης (VHC) είναι ανεπαρκής, ο πραγματικός COP διαφέρει αισθητά από τον θεωρητικό, λόγω της μεγάλης πτώσης πίεσης. Το μεγαλύτερο μέρος της συνολικής πτώσης πίεσης φάνηκε να οφείλεται στην κατανομή των μη αναστρέψιμων απωλειών, οι οποίες ποσοτικοποιήθηκαν πειραματικά σε θερμοκρασία συμπύκνωσης 75°C. Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης έδειξαν, για το R-1234ze(Z), μεγαλύτερο COP σε υψηλές θερμοκρασίες (105 έως 125 °C) σε σχέση με τους 75°C εξ 'αιτίας της πτώσης πίεσης λόγω μη αναστρέψιμων απωλειών. Ως συμπέρασμα της παραπάνω μελέτης προέκυψε η καταλληλότητα του R-1234ze(Z) ως ψυκτικό μέσο για εφαρμογές υψηλών θερμοκρασιών (βιομηχανικές ΗΤΗΡ) και όχι για τυπικά συστήματα αντλιών θερμότητας (π.χ. συμβατικά κλιματιστικά).

2.2.5 Εφαρμογές για το ψυκτικό μέσο R-1233zd

Το ψυκτικό μέσο R-1233zd, γνωστό και ως Solstice zd, αποτελεί παράδειγμα υδροχλωροφθορολεφίνης και έχει χρησιμοποιηθεί σε διάφορες εφαρμογές ΗΤΗΡ.

Σε βιομηχανικές εφαρμογές, το R-1233zd έχει χρησιμοποιηθεί σε διεργασίες που απαιτείται θερμότητα υψηλής θερμοκρασίας, όπως ξήρανση, απόσταξη ή ορισμένες χημικές αντιδράσεις όπου η υψηλή θερμοκρασία έχει καταλυτική δράση. Οι παραπάνω αντλίες θερμότητας παρουσίασαν αποδοτικές ικανότητες θέρμανσης, ελαχιστοποιώντας τις περιβαλλοντικές επιπτώσεις.

Σε εφαρμογές ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας, το R-1233zd μπορεί να αποτελέσει εργαζόμενο μέσο σε αντλίες θερμότητας που αξιοποιούν απορριπτόμενη θερμότητα (π.χ. καυσαέρια) από βιομηχανικές θερμοκρασίες, μετατρέποντάς την σε χρήσιμη θερμική ενέργεια η οποία δύναται να χρησιμοποιηθεί για θέρμανση κτιρίων ή παραγωγή ενέργειας.

Επιπλέον, αντλίες θερμότητας με το συγκεκριμένο εργαζόμενο μέσο μπορούν να ενταχθούν σε συστήματα συμπαραγωγής θερμικής-ηλεκτρικής ενέργειας. Τα συστήματα αυτά παράγουν ταυτόχρονα θερμική και ηλεκτρική ενέργεια βελτιστοποιώντας τον συνολικό βαθμό απόδοσης. Με το Solstice zd επιτυγχάνεται παραγωγή θερμότητας υψηλής θερμοκρασίας.

Τέλος, το R-1233zd δύναται να χρησιμοποιηθεί σε αντλίες θερμότητας ενταγμένες σε συστήματα τηλεθέρμανσης. Τέτοια συστήματα παρέχουν ταυτόχρονη θέρμανση σε πολλά κτίρια ή περιοχές. Η χρήση του συγκεκριμένου ψυκτικού επιτρέπει διανομή θερμότητας υψηλής θερμοκρασίας μέσω τέτοιων δικτύων, επιτρέποντας την αύξηση του μεγέθους του δικτύου.

Ο Shah και οι συνεργάτες του [25] εξέτασαν την παραπάνω υδροχλωροφθορολεφίνη ως εναλλακτική λύση για την αντικατάσταση του ευρέως διαδεδομένου και με υψηλό GWP και ODP, R-245fa. Στόχος ήταν η επίτευξη θερμοκρασιών συμπύκνωσης τουλάχιστον 140 °C. Προσομοίωσαν θερμοδυναμικά μια αντλία θερμότητας υψηλών θερμοκρασιών, βασιζόμενη σε υπάρχον συμπιεστή και για θερμοκρασιακό εύρος 85-135 °C. Ενώ το μεγαλύτερο μέρος της βιβλιογραφίας εντάσσει το R-1233zd(E) σε εφαρμογές ORC, τα αποτελέσματα έδειξαν πως δύναται να χρησιμοποιηθεί ως εργαζόμενο μέσο και σε συστήματα ΗΤΗΡ. Συγκεκριμένα, η σύγκριση του συγκεκριμένου ψυκτικού με το προς αντικατάσταση R-245fa έδειξε μεγαλύτερο COP κατά 8%, με χαμηλότερη όμως παραγωγή θερμότητας κατά 8-15%. Το γεγονός αυτό ανέδειξε πως, παρόλο που το R1233zd(E) κρίνεται αποδοτικότερο, πρέπει να δοθεί ιδιαίτερη προσοχή στη διαστασιολόγηση των συνιστωσών ενός τέτοιου συστήματος, ιδιαίτερα του συμπιεστή και του συμπυκνωτή, αφού παρουσιάζει μικρότερη ικανότητα θέρμανσης/ψύξης.

Ο Hassan και οι συνεργάτες του [26] υπολόγισαν και σχεδίασαν μια αντλία θερμότητας υψηλών θερμοκρασιών, ενσωματωμένη σε καινοτόμο σύστημα αποθήκευσης αισθητής και λανθάνουσας θερμότητας. Σχεδιάστηκε για λειτουργία σε πηγή θερμοκρασίας 40-100 °C και θερμοκρασία πυθμένα πάνω από 130 °C. Το R-1233zd(E) επιλέχθηκε ως ψυκτικό μέσο συνυπολογίζοντας την αποδοτικότητα του στις συγκεκριμένες συνθήκες και τις περιβαλλοντικές του επιπτώσεις. Τα αποτελέσματά τους έδειξαν πως με θερμοκρασία πηγής 80 °C η διάταξή τους καταναλώνει 3,23-9,88 kW ανάλογα τη ρύθμιση του συμπιεστή που λειτουργεί σε εύρος 500-1500 rpm. Η παραγωγή θερμότητας κυμαίνεται από 7,40 έως 21,59 kW (λανθάνον φορτίο) και από 6,35 έως 17,94 kW αισθητό φορτίο, με συνολικό βαθμό απόδοσης COP περίπου ίσο με 4.

2.2.6 Εφαρμογές για φυσικά ψυκτικά μέσα

2.2.6.1 Διοξείδιο του άνθρακα - CO₂

Τη χρήση του CO₂ ως εργαζόμενο μέσο σε συστήματα ΗΤΗΡ εξέτασαν ο Neska με τους συνεργάτες του [28],[29]. Στην αγορά διατίθενται ήδη αντλίες θερμότητας διοξειδίου του άνθρακα, που φτάνουν θερμοκρασίες έως 120 °C. Ο Eikevik και οι συνεργάτες του [27] εξέτασαν τη χρήση τέτοιων συστημάτων στη βιομηχανία για ξήρανση/αφυδάτωση ψαριών, φρούτων, λαχανικών και γαλακτοκομικών.

Ο White και οι συνεργάτες του [30] κατασκεύασαν ένα πρωτότυπο συστήματος αντλίας θερμότητας για θερμοκρασίες έως 65°C, σε υπερκρίσιμο κύκλο λειτουργίας. Ανέπτυξαν υπολογιστικό μοντέλο για την παραμετροποίηση του συστήματος και εξήγαγαν το συμπέρασμα πως μια τέτοια διάταξη θα μπορούσε να παράξει θερμότητα θερμοκρασίας 120 °C με μείωση στην ογκομετρική ικανότητα θέρμανσης και στον COP κατά 33 και 21% αντίστοιχα, σε σχέση με το πρωτότυπο. Εξ' αιτίας των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων του CO₂ και ιδίως της χαμηλής κρίσιμης θερμοκρασίας, το συγκεκριμένο ψυκτικό μέσο δεν θα είναι αποδοτικό σε εφαρμογές με μικρή θερμοκρασιακή διαφορά πυθμένα (ΔT_{sink}). Αυτού του τύπου οι ΗΤΗΡ είναι κατάλληλες κυρίως για εφαρμογές που απαιτούν μεγάλη (ΔT_{sink}), όπως παραγωγή ζεστού νερού και θέρμανση αέρα. Κατ' αυτόν τον τρόπο περιορίζεται και το πεδίο εφαρμογής του CO₂ ως εργαζόμενο μέσο, το οποίο δεν θα εξεταστεί στην παρούσα εργασία.

2.2.6.2 Άλλοι υδρογονάνθρακες

Ο Bamigbetan και οι συνεργάτες του [48] εξέτασαν μια cascade αντλία θερμότητας, θερμικής ισχύος 20 kW, χρησιμοποιώντας προπάνιο (R290) στον χαμηλής θερμοκρασίας κύκλο και βουτάνιο (R600) στον υψηλής. Βασιζόμενοι σε ένα θεωρητικό μοντέλο κατασκεύασαν πειραματική εγκατάσταση με εξαρτήματα διαθέσιμα στην αγορά και διερεύνησαν την απόδοση πρωτότυπου συμπιεστή σε υψηλές θερμοκρασίες. Το συγκεκριμένο σύστημα μπορεί ανακτώντας θερμότητα 30 °C να αποδώσει θερμότητα 115°C. Για ακόμα μια φορά, η αντλία θερμότητας αποδείχτηκε πιο αποδοτική και

φιλικότερη προς το περιβάλλον λύση συγκριτικά με τους λέβητες ατμού, αφού πέτυχε μέσο COP της τάξεως του 3.1 για θερμοκρασιακή αύξηση από 50 έως 72 K.

Οι M. Verdnik και R. Rieberer [49] μελέτησαν μια ΗΤΗΡ για συμπίεση ατμού, με R600 (n-βουτάνιο) ως ψυκτικό μέσο, ικανή να αξιοποιήσει απορριπτόμενη θερμότητα θερμοκρασίας 40-60 °C παράγοντας θερμότητα θερμοκρασίας 110 °C σε υποκρίσιμη και 160 °C σε υπερκρίσιμη λειτουργία. Το μονοβάθμιο μοντέλο που κατασκεύασαν περιλάμβανε παλινδρομικό συμπιεστή αναρρόφησης και ενδιάμεσο εναλλάκτη για την υπερθέρμανση του αερίου. Εξέτασαν την επιρροή εσωτερικών (υψηλή πίεση και υπερθέρμανση στην αναρρόφηση) και εξωτερικών (θερμοκρασία πηγής, θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου πυθμένα, ταχύτητα συμπιεστή) παραμέτρων στον βαθμό απόδοσης και την αποδιδόμενη θερμότητα. Συμπεράναν πως η βέλτιστη τιμή υψηλής πίεσης εξαρτάται άμεσα από τις συνθήκες λειτουργίας και πως η αύξηση της υπερθέρμανσης στην αναρρόφηση προκαλούσε αύξηση της απόδοσης του συστήματος. Σε υποκρίσιμη λειτουργία το σύστημα κατάφερε να αποδώσει θερμική ισχύ 30,7 kW με COP 4.4 για θερμοκρασία εισόδου πηγής 60 °C και θερμοκρασίες εξόδου πυθμένα από 80 έως 100 °C. Σε υπερκρίσιμη λειτουργία το σύστημα απέδωσε θερμική ισχύ 24,2 kW με COP 3, φτάνοντας θερμοκρασία εξόδου πυθμένα 160 °C.

Ο Ganesan και οι συνεργάτες του [56] διερεύνησαν μια διβάθμια cascade αντλία θερμότητας υψηλών θερμοκρασιών για παραγωγή ζεστού νερού 100 °C έως 118 °C. Χρησιμοποίησαν ζεοτροπικά μίγματα φυσικών ψυκτικών μέσων και συγκεκριμένα, CO₂ + Βουτάνιο στη βαθμίδα χαμηλής και CO₂+Πεντάνιο στη βαθμίδα χαμηλής. Με πηγή θερμότητας νερό 10-50 °C, εξέτασαν διάφορες παραμέτρους για να βελτιστοποιήσουν την απόδοση του συστήματος. Το σύστημα απέδωσε κατά μέγιστο 205 kW με COP 4.5. Με χαμηλά επίπεδα πίεσης και στις δύο βαθμίδες και αύξηση της απόδοσης κατά 36% σε σχέση με προηγούμενες έρευνες, τα συγκεκριμένα μίγματα φυσικών ψυκτικών μέσων μοιάζουν σαν μια πολύ καλή λύση για διατάξεις ΗΤΗΡ.

2.2.6.3 Το νερό ως ψυκτικό μέσο

Το νερό (R-718) κερδίζει όλο και περισσότερη προσοχή στο πεδίο των ΗΤΗΡ. Ο Wu και οι συνεργάτες του [58] σύγκριναν την απόδοση του νερού με τα HC-600, HC-601, HFO-1234ze(Z), HFO-1336mzz(Z), και HFC-245fa σε απλή μονοβάθμια διάταξη αντλίας θερμότητας. Οι προσομοιώση έδειξε καλύτερες επιδόσεις και μεγαλύτερη απόδοση Carnot, για θερμοκρασία συμπύκνωσης πάνω από 120 °C και συνολική θερμοκρασιακή άνοδο 70K. Ιδιαίτερη σημασία είχε, ως αποτέλεσμα της παραπάνω έρευνας, το μεγάλο απαιτούμενο μέγεθος του συμπιεστή και η απαίτηση για θερμοκρασίες αποφόρτισης πάνω από 200 °C θα απαιτούσαν ειδική σχεδίαση ενδιάμεσου εναλλάκτη προκειμένου να λειτουργεί με ασφάλεια.

Οι ερευνητές Wu, Yan, Hu και Wang [46] μοντελοποίησαν και παρουσίασαν ένα καινοτόμο σύστημα ΗΤΗΡ νερού-ατμού για ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας

θερμοκρασίας 80-90 °C για παραγωγή ζεστού νερού θερμοκρασίας 120-130 °C. Το σύστημα μοντελοποιήθηκε με στόχο τη διερεύνηση της απόδοσής του σε διάφορες συνθήκες λειτουργίας. Ακολούθησε πειραματική μελέτη για την επικύρωση των αποτελεσμάτων. Η προσομοίωση έδειξε πως για θερμοκρασία ατμοποίησης κάτω από 83-87°C και θερμοκρασία συμπύκνωσης μεταξύ 120-128°C, η κατανάλωση του συμπιεστή κυμαίνεται από 46,1 έως 58,1 kW, ενώ ο βαθμός COP από 3,64 έως 4,87. Η σύγκριση των μετρήσεων από την πειραματική διάταξη και των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης έδειξε πολύ μικρές αποκλίσεις, γεγονός ενδεικτικό της αξιοπιστίας και ακρίβειας του μοντέλου που αναπτύχθηκε για συστήματα ΗΤΗΡ νερού- ατμού.

3. Μεθοδολογία

3.1 Μοντελοποίηση

Η μεθοδολογία που ακολουθήθηκε περιγράφεται σε αυτό το κεφάλαιο. Ο κύκλος λειτουργίας κάθε διάταξης εξετάζεται για καθένα από τα ψυκτικά υγρά του Πίνακας 1, ενώ οι οριακές συνθήκες και οι παραδοχές (Πίνακας 3) αξιοποιούνται ως είσοδοι για το μοντέλο. Το μοντέλο αναπτύχθηκε σε προγραμματιστικό περιβάλλον Matlab, με χρήση του λογισμικού CoolProp για τον υπολογισμό των θερμοδυναμικών μεγεθών. Οι βιβλιοθήκες του CoolProp παρέχουν τις θερμοδυναμικές ιδιότητες κάθε ψυκτικού ρευστού, ενώ το Matlab μοντέλο κάθε διάταξης επιλύει τις θερμοδυναμικές εξισώσεις για τις δοθείσες οριακές συνθήκες. Οι εναλλάκτες θερμότητας υπολογίζονται με ακρίβεια, μέσω αντίστοιχων κωδικών που έχουν αναπτυχθεί στο Εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π., βάσει δεδομένων των κατασκευαστών και χρησιμοποιούνται οι σχέσεις μετάδοσης θερμότητας που φαίνονται στον Πίνακας 2. Αρχικά επιλέγεται, μέσω του κώδικα “HEX_sizing_v3” πλακοειδής εναλλάκτης της εταιρίας *Alfa Laval* (μέγεθος, αριθμός πλακών) που να ταιριάζει στην αρχικοποίηση των δεδομένων για το ψυχρό και το θερμό ρεύμα. Έπειτα, μέσω του κώδικα “HEX_simul_v2” ,που βασίζεται στη μέθοδο πεπερασμένων όγκων, υπολογίζονται οι ακριβείς συνθήκες εξόδου για το ψυχρό και θερμό ρεύμα του εναλλάκτη. Τα προφίλ θερμοκρασίας υπολογίζονται μέσω της συνάρτησης “HEX_profile_MB_v1” που βασίζεται στη μέθοδο διαίρεσης κελιών του Bell και των συνεργατών του [57]. Κριτήριο σύγκλισης της επαναληπτικής διαδικασίας υπολογισμού του κύκλου λειτουργίας αποτελεί η σταθεροποίηση της παροχής μάζας του ψυχρού και θερμού ρεύματος για κάθε εναλλάκτη. Για τον συμπίεστη θεωρήθηκε σταθερός ισεντροπικός βαθμός απόδοσης $\eta_{c,is} = 0.72$ [50],[51]. Ένα αναλυτικότερο μοντέλο υπολογισμού του συμπίεστη θα ξέφευγε από τον σκοπό της παρούσας εργασίας και συνεπώς δεν εξετάστηκε. Στον Πίνακας 3 παρουσιάζονται οι εκτιμώμενες τιμές των οριακών συνθηκών και οι συνθήκες αναφοράς.

3.2 Οριακές συνθήκες και παραδοχές

Η θερμοκρασία εξόδου του πυθμένα (**heat sink outlet temperature – $T_{sink,out}$**) και η θερμοκρασία εισόδου της πηγής (**heat source temperature – $T_{source,in}$**) αποτελούν τις κυριότερες παραμέτρους λειτουργίας καθώς προσομοιάζουν ποικίλες περιβαλλοντικές συνθήκες και θερμοκρασιακές απαιτήσεις του συστήματος για τις διάφορες διατάξεις και για κάθε ψυκτικό μέσο. Η **$T_{sink,out}$** και αποτελεί την βασικότερη παράμετρο σχεδίασης του συστήματος ως ενδεικτικό μέγεθος της παραγόμενης θερμότητας ενώ η **$T_{source,in}$** συνιστά ενδεικτική της προς εκμετάλλευση από την ΗΤΗΡ (απορριπτόμενης) θερμότητας. Η μεταβολή που λαμβάνει χώρα στην βαλβίδα εκτόνωσης θεωρείται ισενθαλπική και οι πτώσεις πίεσης τόσο στους εναλλάκτες όσο και στις σωληνώσεις του συστήματος θεωρούνται αμελητέες, το ίδιο και η συναλλαγή θερμότητας με το περιβάλλον.

Πίνακας 2: Χρησιμοποιούμενες σχέσεις μετάδοσης θερμότητας ανά διεργασία

	Μονοφασική περιοχή	Ατμοποίηση	Συμπύκνωση
Σχέση μετάδοσης θερμότητας	Thonon [53]	Cooper [53]	Zhang [54]

Πίνακας 3: Οριακές συνθήκες και συνθήκες αναφοράς.

Παράμετρος	Τιμή
Θερμοκρασία εξόδου πυθμένα ($T_{sink,out}$)	80-120 °C
Θερμοκρασία εισόδου πηγής ($T_{source,in}$)	30 °C
Θερμοκρασιακή άνοδος (ΔT_{lift})	50-90 °C
Υπερθέρμανση (ΔT_{sh})	7 °C
Υπόψυξη (ΔT_{sc})	3 °C
Θερμοκρασία προσέγγισης ατμοποιητή ($\Delta T_{pp,source}$)	2.5 °C
Θερμοκρασία προσέγγισης συμπυκνωτή ($\Delta T_{pp,sink}$)	3 °C
Θερμοκρασιακή διαφορά ρεύματος νερού (ατμοποιητής)	5 °C
Θερμοκρασιακή διαφορά ρεύματος νερού (συμπυκνωτής)	15 °C

Η θερμοκρασία εισόδου πηγής (θερμοκρασία προς εκμετάλλευση θερμότητας θεωρείται χαμηλή όταν κυμαίνεται από 30 έως 50 °C και υψηλή όταν κυμαίνεται από 70 έως 90 °C[43].

Για την κάθε διάταξη εξετάζεται η απόδοση για διάφορες τιμές $T_{sink,out}$ και $T_{source,in}$ για διάφορα ψυκτικά μέσα.

Οι διατάξεις που θα εξεταστούν είναι:

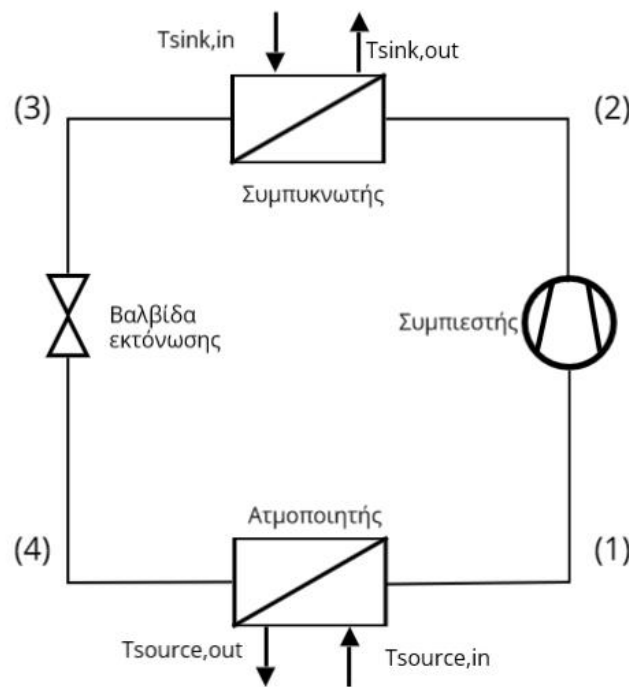
- i. Μονοβάθμια αντλία θερμότητας – Διάταξη 1
- ii. Μονοβάθμια αντλία θερμότητας με ενδιάμεσο εναλλάκτη – Διάταξη 2
- iii. Διβάθμια εν σειρά (Cascade) αντλία θερμότητας – Διάταξη 3

3.3 Εξεταζόμενες διατάξεις – Χρησιμοποιούμενες εξισώσεις

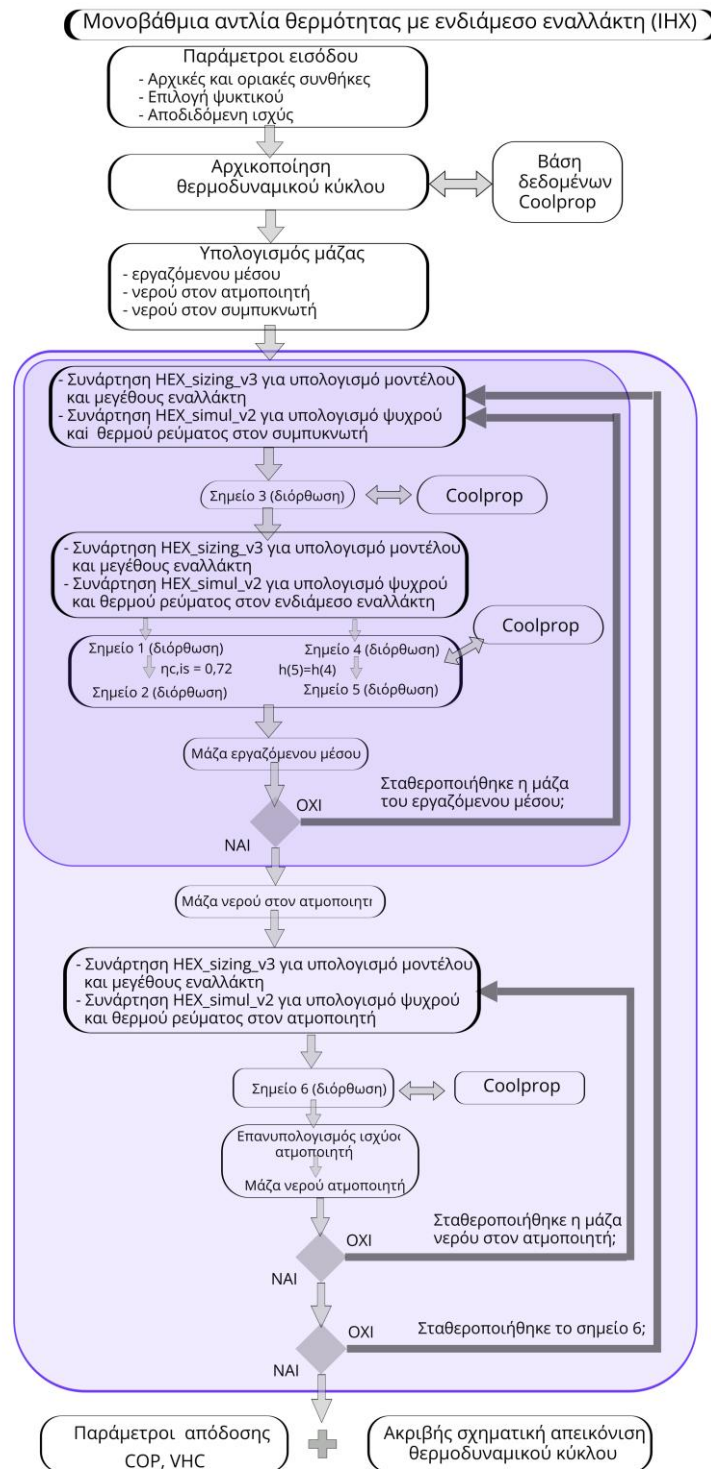
3.3.1 Μονοβάθμια αντλία θερμότητας (Διάταξη 1)

Η απλούστερη διάταξη μονοβάθμιας αντλίας θερμότητας (Σχήμα 1). Αποτελείται από: συμπιεστή (C), συμπυκνωτή (Cond), βαλβίδα εκτόνωσης (XV) και ατμοποιητή (Evap). Κατάλληλη για μικρές θερμοκρασιακές μεταβολές. Ο θερμοδυναμικός κύκλος λειτουργίας στο Σχήμα 2.

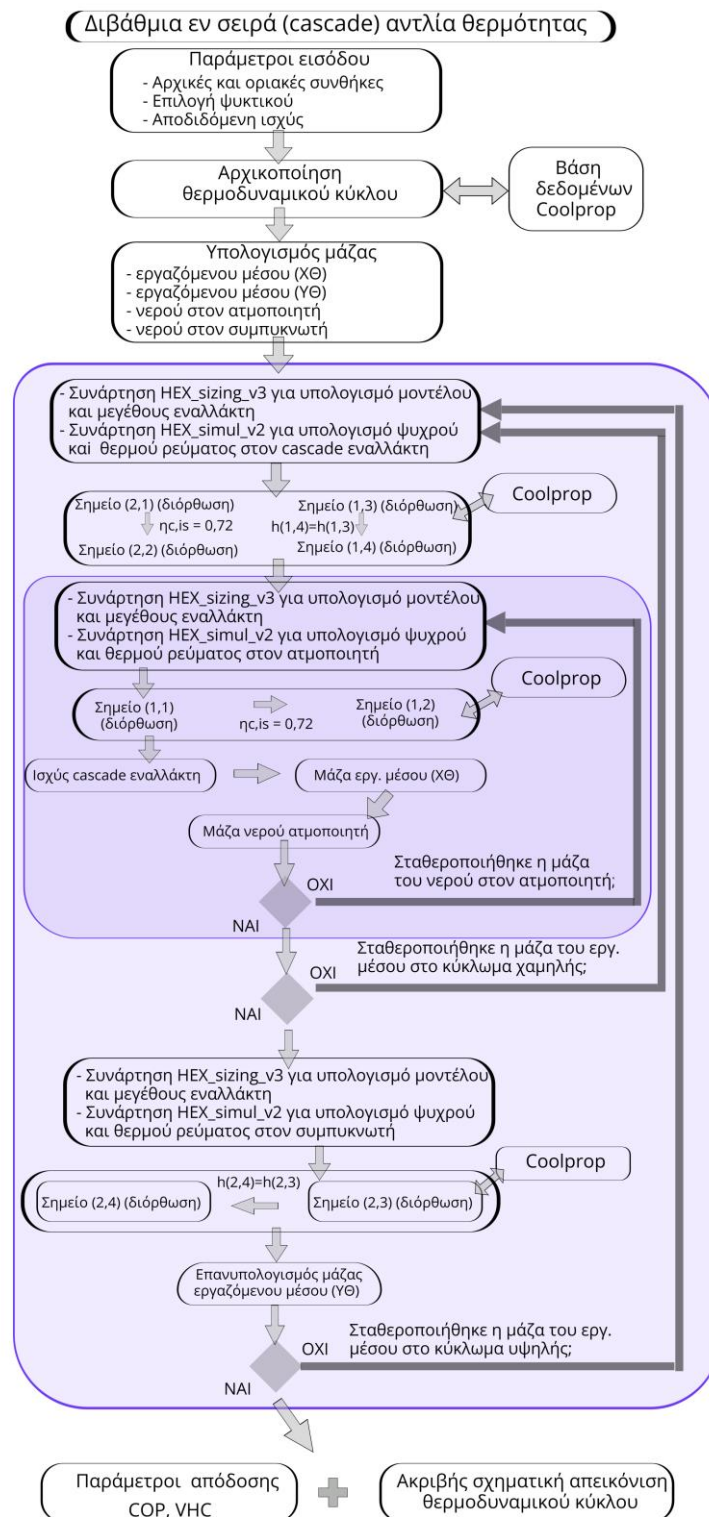
Η μεθοδολογία που ακολουθείται για την συγκεκριμένη διάταξη απεικονίζεται στην Εικόνα 4.



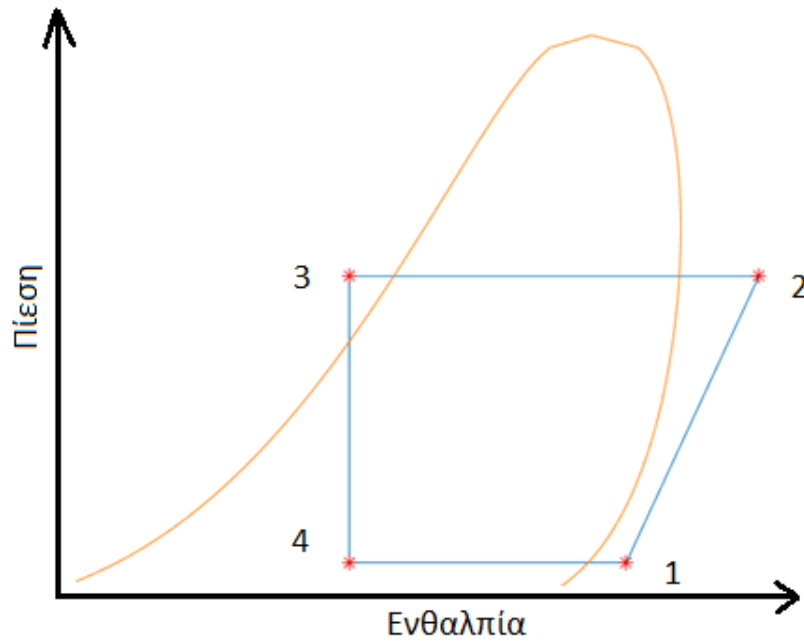
Σχήμα 1: Μονοβάθμια αντλία θερμότητας – Διάταξη 1



Εικόνα 5: Μεθοδολογία επίλυσης διάταξης 2 - Μονοβάθμια αντλία θερμότητας με ενδιάμεσο εναλλάκτη



Εικόνα 6: Μεθοδολογία επίλυσης διάταξης 3 – Cascade αντλία θερμότητας



Σχήμα 2: Θερμοδυναμικός κύκλος - Μονοβάθμια αντλία θερμότητας - Διάγραμμα p-h

Λαμβάνονται υπόψιν τα εξής:

Η ενθαλπία του εργαζόμενου μέσου παραμένει σταθερή κατά την διέλευση από την βαλβίδα εκτόνωσης $h_3 = h_4$ (1)

Ο ισεντροπικός βαθμός του συμπιεστή υπολογίζεται από τη σχέση

$$\eta_{c, is} = \frac{h_{2, is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2)$$

Η παραγόμενη θερμότητα ορίζεται ως

$$Q = m \cdot (h_2 - h_3) \quad (3)$$

Η ισχύς που καταναλώνεται από τον συμπιεστή ορίζεται ως $W_c = m \cdot (h_2 - h_1)$ (4)

Τέλος υπολογίζονται ο συντελεστής απόδοσης

$$COP = \frac{Q}{W_c} \quad (5)$$

Και η ογκομετρική ικανότητα θέρμανσης

$$VHC = \rho_1 \eta_{vol} (h_2 - h_3) \quad (6)$$

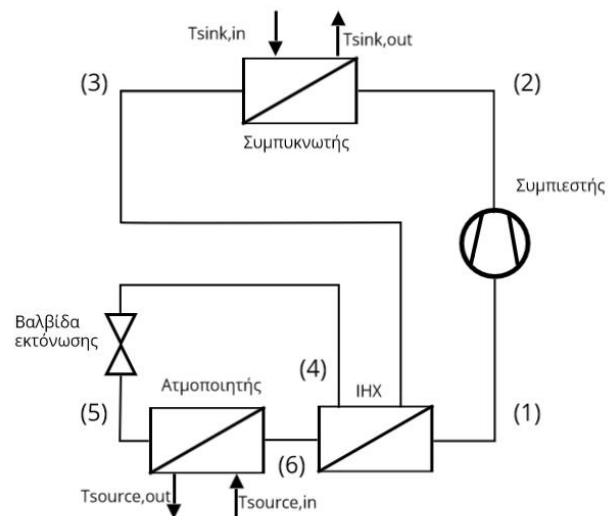
όπου $\eta_{vol} = 1.0455 - 0.0184pr - 0.0011pr^2$ ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή που υπολογίζεται ως συνάρτηση του υπολογιζόμενου λόγου πίεσης [43] σύμφωνα με το μοντέλο των Lemort [55] και Cuevas [56].

3.3.2 Μονοβάθμια αντλία θερμότητας με ενδιάμεσο εναλλάκτη (Διάταξη 2)

Στην μονοβάθμια αντλία θερμότητας προστίθεται ενδιάμεσος εναλλάκτης που αυξάνει την υπερθέρμανση της ροής εισόδου στον συμπιεστή, αυξάνοντας ταυτόχρονα την υπόψυξη στη ροή εισόδου στην βαλβίδα εκτόνωσης. Η διάταξη απαρτίζεται από: συμπιεστή (Compressor - C), συμπυκνωτή (Condenser - Cond), ενδιάμεσο εναλλάκτη θερμότητας (Internal Heat exchanger - IHX), βαλβίδα εκτόνωσης (eXpansion Valve - XV) και ατμοποιητή (Evaporator - Evap). Είναι κατάλληλη για μικρές θερμοκρασιακές μεταβολές. Η συγκεκριμένη διάταξη απεικονίζεται στο Σχήμα 3 και ο θερμοδυναμικός κύκλος σε διάγραμμα πίεσης - ενθαλπίας στο

Σχήμα 4:Θερμοδυναμικός κύκλος μονοβάθμιας αντλίας θερμότητας με ενδιάμεσο εναλλάκτη - Διάγραμμα p-h

Η μεθοδολογία που ακολουθείται για την συγκεκριμένη διάταξη απεικονίζεται στην Εικόνα 5.

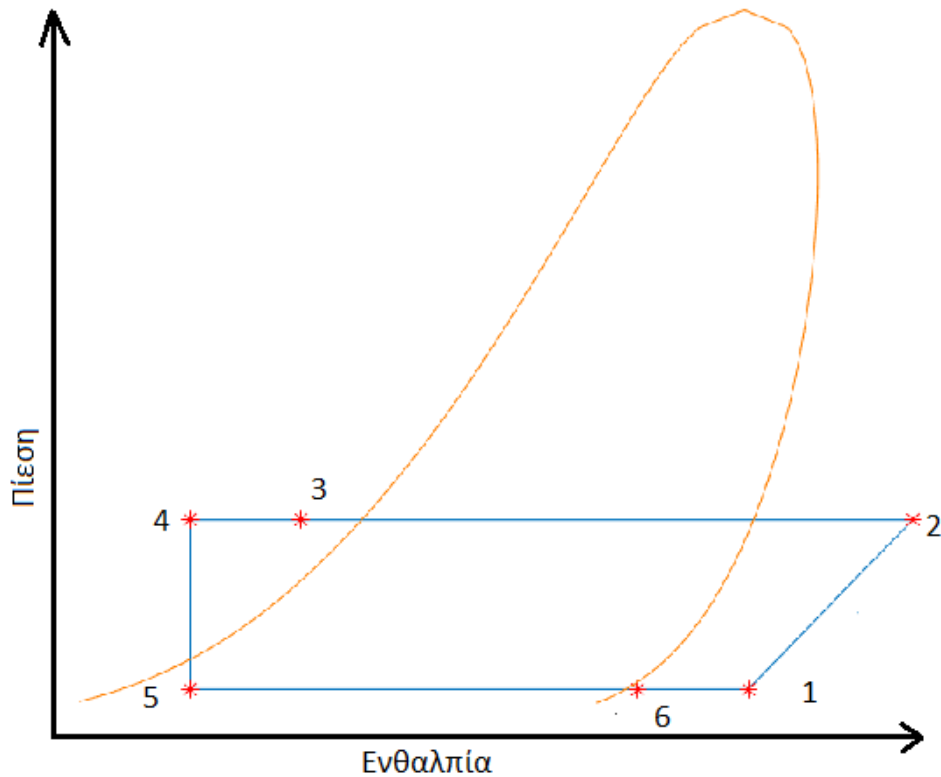


Σχήμα 3: Μονοβάθμια αντλία θερμότητας με ενδιάμεσο εναλλάκτη (IHX) – Διάταξη 2

Κατά αναλογία με την παράγραφο 28 θα ισχύουν οι εξισώσεις (1) έως (6).

Προστίθεται η εξίσωση (7) ισολογισμού ενέργειας στον ενδιάμεσο εναλλάκτη.

$$m(h_3 - h_4) = m(h_1 - h_6) \quad (7)$$



Σχήμα 4:Θερμοδυναμικός κύκλος μονοβάθμιας αντλίας θερμότητας με ενδιάμεσο εναλλάκτη - Διάγραμμα p-h

3.3.3 Διβάθμια αντλία θερμότητας εν σειρά – Cascade (Διάταξη 3)

Θερμοδυναμικός κύκλος δύο βαθμίδων. Η διάταξη απεικονίζεται στο Σχήμα 5 και ο θερμοδυναμικός κύκλος λειτουργίας στο Σχήμα 6. Ο cascade εναλλάκτης λειτουργεί ως ατμοποιητής για τον κύκλο υψηλής θερμοκρασίας (ΥΘ) και ως συμπυκνωτής για τον κύκλο χαμηλής θερμοκρασίας (ΧΘ). Κάθε βαθμίδα μπορεί να λειτουργεί με διαφορετικό ψυκτικό μέσο. Κατάλληλη για μεγάλες θερμοκρασιακές μεταβολές.

Η μεθοδολογία που ακολουθείται για την συγκεκριμένη διάταξη απεικονίζεται στην Εικόνα 6.

Στον cascade εναλλάκτη ορίστηκε μέση θερμοκρασία $T_m=50\text{ }^\circ\text{C}$, ίση με το ημίθροισμα των θερμοκρασιών ατμοποίησης και συμπύκνωσης του εναλλάκτη. Όταν αυξάνεται η θερμοκρασία εξόδου $T_{\text{sink,out}}$ κατά ΔT αυξάνεται και η T_m κατά $\Delta T/2$.

Στον cascade εναλλάκτη ισχύει ο ισολογισμός ενέργειας:

$$m_1(h_{(1,2)} - h_{(1,3)}) = m_2(h_{(2,1)} - h_{(2,4)}) \quad (8)$$

Οι εξισώσεις **(1)** έως **(4)** ισχύουν τόσο για τον κύκλο υψηλής όσο και τον κύκλο χαμηλής.

Η συνολική καταναλισκόμενη ισχύς από τους 2 συμπιεστές υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$W_c = W_{c1} + W_{c2} \quad (9)$$

όπου τα W_{c1} , W_{c2} υπολογίζονται κατ' αναλογία από την εξίσωση **(4)**.

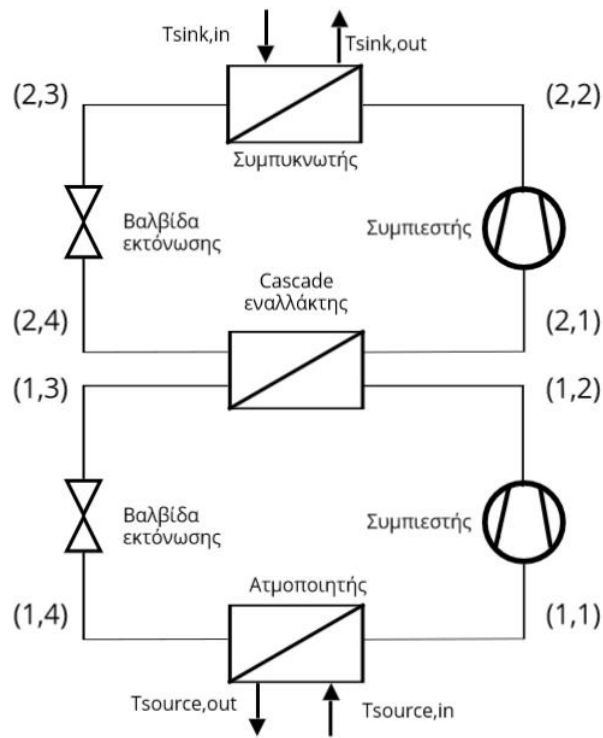
Η παραγόμενη θερμότητα υπολογίζεται από την εξίσωση **(10)**.

Ο συντελεστής απόδοσης υπολογίζεται κατ' αναλογία με τα παραπάνω από τη σχέση **(11)**, ενώ ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης από τη σχέση **(12)**.

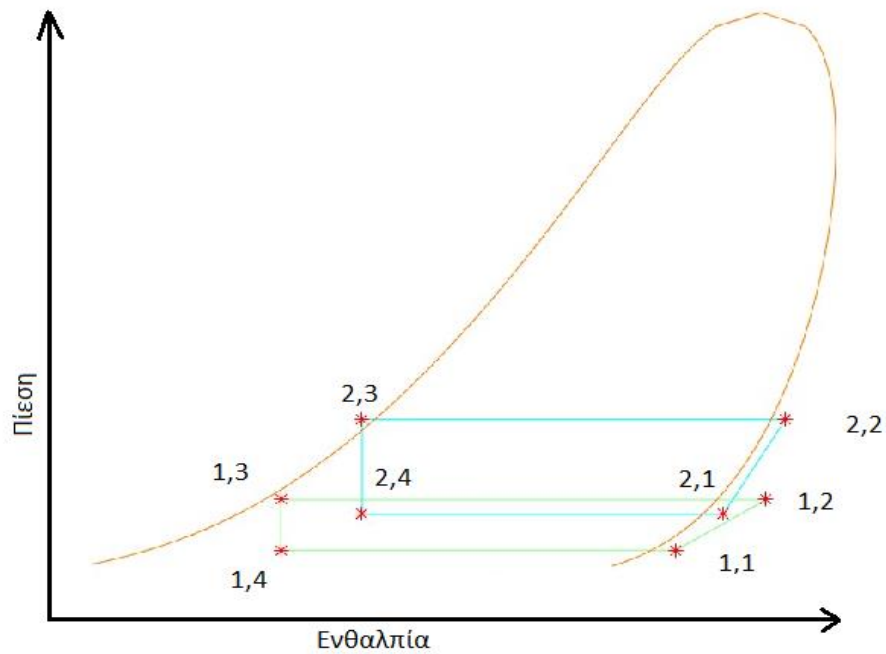
$$Q = m_2(h_{(2,2)} - h_{(2,3)}) \quad (10)$$

$$COP = Q / W_c \quad (11)$$

$$VHC = \frac{m_2(h_{(2,3)} - h_{(2,2)})}{\frac{m_1}{\rho_{(1,1)}\eta_{vol,1}} + \frac{m_2}{\rho_{(2,1)}\eta_{vol,2}}} \quad (12)$$



Σχήμα 5: Διβάθμια αντλία θερμότητας εν σειρά (Cascade) – Διάταξη 3



Σχήμα 6: Θερμοδυναμικός κύκλος - Cascade HTHP - Διάγραμμα p-h

4. Αποτελέσματα – Συζήτηση

4.1 Ροή ισχύος – Βασικός κύκλος λειτουργίας

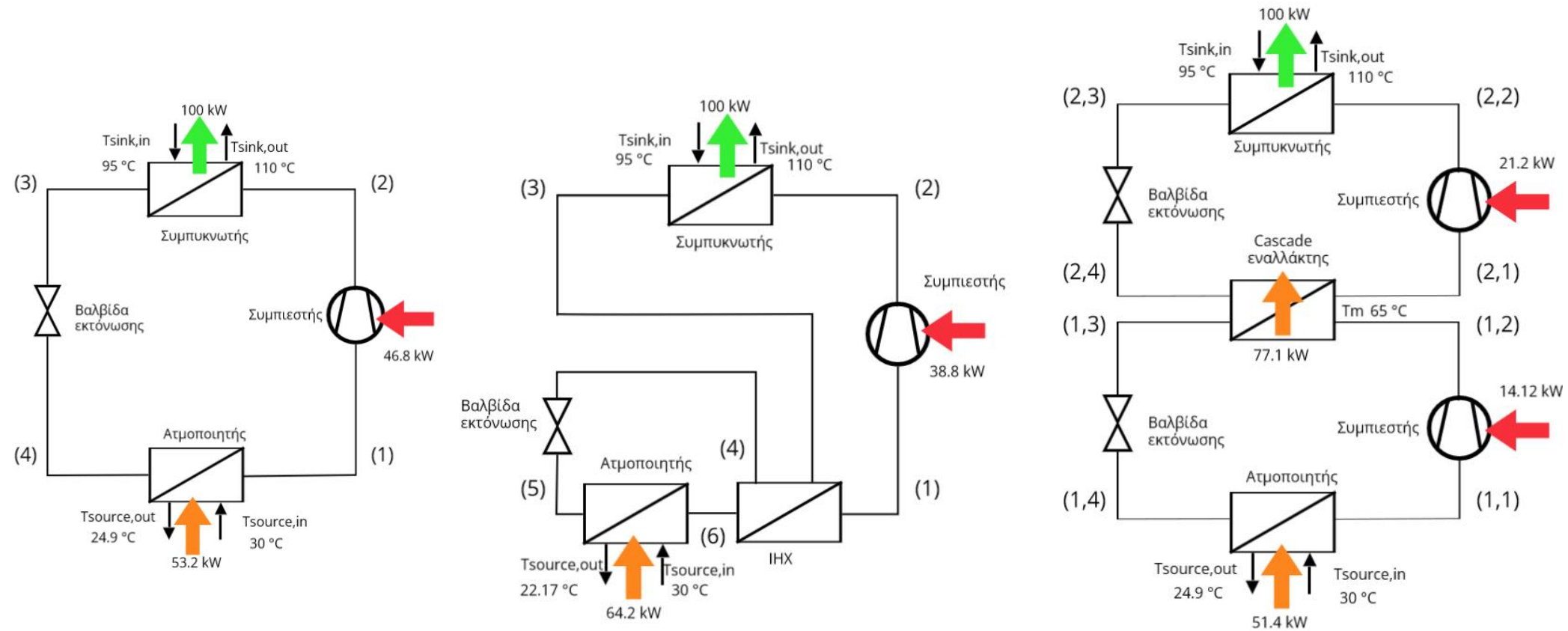
Στον Πίνακα 4 αποτυπώνονται οι θερμοκρασίες πηγής (source) και καταβόθρας (sink) καθώς και η απόδοση της κάθε διάταξης, ενώ στον Πίνακα 5 αποτυπώνονται οι θερμοκρασίες και πιέσεις του κύκλου λειτουργίας της κάθε διάταξης για λειτουργία παραγωγής ζεστού νερού 100 °C από πηγή θερμότητας 30 °C, αποδίδοντας 100 kW, με χρήση του R600 για εργαζόμενο μέσο. Στο Σχήμα 7 απεικονίζεται η ροή ισχύος και οι θερμοκρασίες πηγής (source) και καταβόθρας (sink) για κάθε διάταξη, στον κύκλο λειτουργίας που περιγράφηκε παραπάνω.

Πίνακας 4: Απόδοση βασικού κύκλου λειτουργίας των τριών διατάξεων.

Διάταξη	T _{source,in} [°C]	T _{source,out} [°C]	T _{sink,in} [°C]	T _{sink,out} [°C]	Q _{evap} [kW]	Q _{cas} [kW]	Q _{cond} [kW]	W _c [kW]	COP	VHC [kJ/m ³]
SS	30	24.8	95	110	53.2	-	100	46.83	2.14	925.27
SS_IHX	30	22.2	95	110	64.2	-	100	38.78	2.58	1166.53
CASCADE	30	24.9	95	110	51.4	77.06	100	14.15 21.24	2.83	1123.97

Πίνακας 5: Πιέσεις και θερμοκρασίες βασικού κύκλου λειτουργίας των τριών διατάξεων.

Διάταξη	Πιέσεις και θερμοκρασίες θερμοδυναμικού κύκλου											
	T(1) [°C]	P(1) [bar]	T(2) [°C]	P(2) [bar]	T(3) [°C]	P(3) [bar]	T(4) [°C]	P(4) [bar]	T(5) [°C]	P(5) [bar]	T(6) [°C]	P(6) [bar]
SS	28.50	1.82	124.88	19.51	105.31	19.51	16.00	1.82				
SS_IHX	92.60	1.95	182.79	19.51	96.20	19.51	49.88	19.51	18.00	1.95	25.09	1.95
CASCADE	T(1,1) [°C]	P(1,1) [bar]	T(1,2) [°C]	P(1,2) [bar]	T(1,3) [°C]	P(1,3) [bar]	T(1,4) [°C]	P(1,4) [bar]				
	28.5	1.8213	107.2884	8.9609	71.3813	8.9609	16	1.8213				
CASCADE	T(2,1) [°C]	P(2,1) [bar]	T(2,2) [°C]	P(2,2) [bar]	T(2,3) [°C]	P(2,3) [bar]	T(2,4) [°C]	P(2,4) [bar]				
	77.5835	7.6353	120.1605	19.5056	109.6767	19.5056	67.5	7.6353				

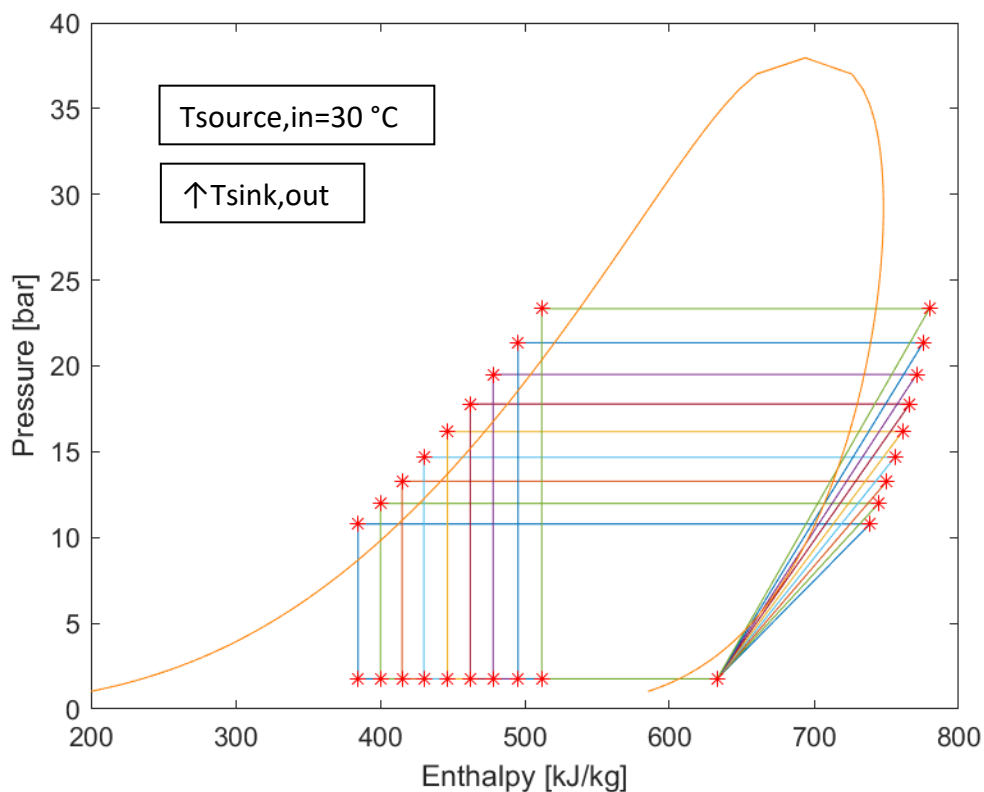


Σχήμα 7: Ροή ισχύος σε κάθε διάταξη για λειτουργία παραγωγής θερμού νερού 110 °C, από πηγή θερμότητας 30 °C με χρήση του R600 ως εργαζόμενο μέσο.

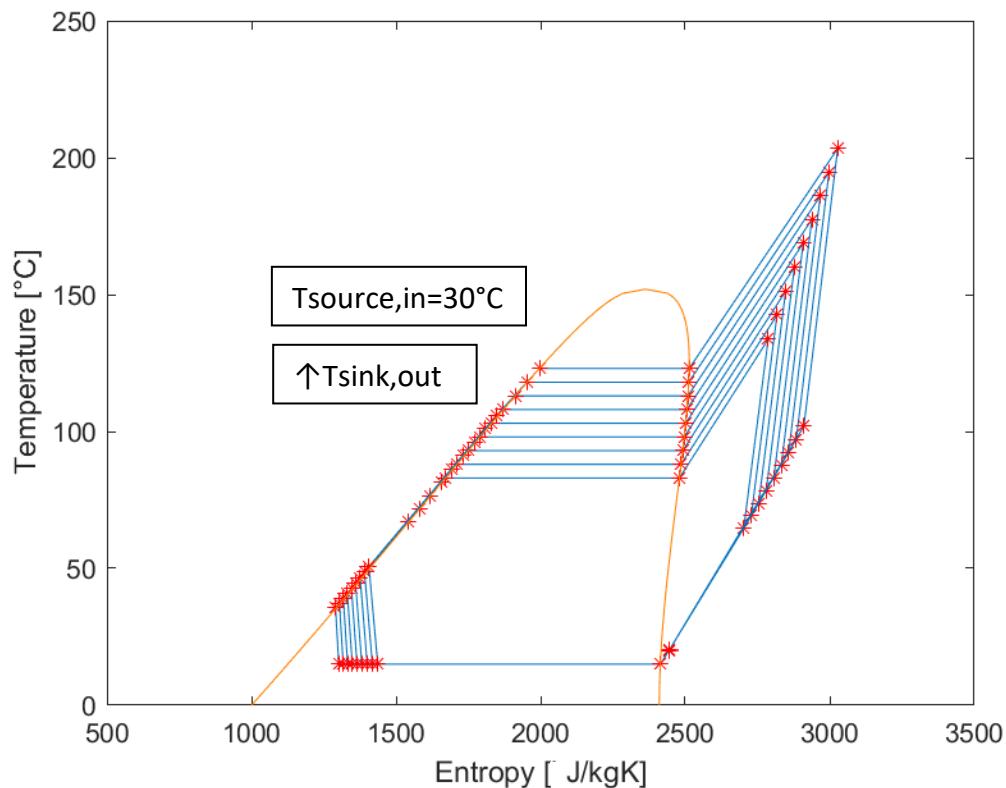
4.2 Μονοβάθμια αντλία θερμότητας (Διάταξη 1)

4.2.1 Θερμοδυναμικός κύκλος λειτουργίας

Στο Διάγραμμα 1 παρουσιάζονται οι καμπύλες πίεσης – ενθαλπίας (p-h) για την διάταξη cascade αντλίας θερμότητας με χρήση του R600 ως εργαζόμενο μέσο. Στο Διάγραμμα 2 παρουσιάζονται οι καμπύλες θερμοκρασίας – εντροπίας (T-s) με χρήση του R600 ως εργαζόμενο μέσο. Η συγκεκριμένη διάταξη πετυχαίνει παραγωγή ζεστού νερού θερμοκρασίας 80 °C με COP=3.49 και θερμοκρασίας 120 °C με COP=1.82 , αποδίδοντας ισχύ 100 kW.



Διάγραμμα 1: Θερμοδυναμικοί κύκλοι (p-h) σε μονοβάθμια ΗΤΗΡ με θερμοκρασία εισόδου πηγής 30 °C για θερμοκρασίες εξόδου πυθμένα από 80 έως 120 °C

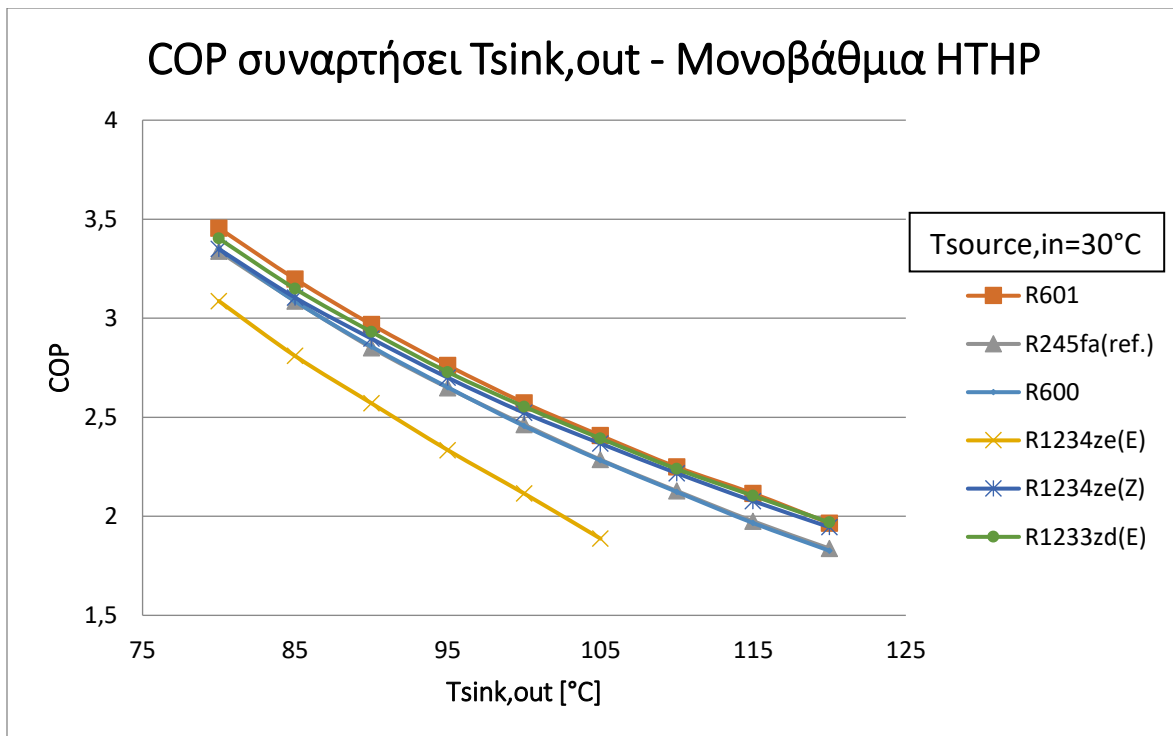


Διάγραμμα 2: Θερμοδυναμικοί κύκλοι (T-s) σε μονοβάθμια ΗΤΗΡ με θερμοκρασία εισόδου πηγής 30 °C για θερμοκρασίες εξόδου πυθμένα από 80 έως 120 °C

4.2.2 Απόδοση συστήματος

Στο Διάγραμμα 3 παρουσιάζεται η απόδοση της διάταξης μονοβάθμιας αντλίας (Διάταξη 1) για διάφορα ψυκτικά μέσα. Στο Διάγραμμα 4 απεικονίζεται η ογκομετρική ικανότητα θέρμανσης διάφορων ψυκτικών μέσων για τη διάταξη 1. Συνολικά, η συγκεκριμένη διάταξη αδυνατεί να φτάσει θερμοκρασίες άνω των 100 °C με ικανοποιητική απόδοση.

Το R601 παρουσιάζει την καλύτερη απόδοση από τα εξεταζόμενα ρευστά για τη συγκεκριμένη διάταξη. Συγκεκριμένα, η χρήση του έδειξε αύξηση κατά 4% στον COP στους 80 °C και κατά 7% στους 120 °C. Ωστόσο, η ογκομετρική ικανότητα θέρμανσης για το συγκεκριμένο ρευστό είναι ιδιαίτερα χαμηλή (52-56% κάτω σε σχέση με το R245fa), πράγμα που σημαίνει πως θα απαιτούνταν μεγαλύτερος όγκος συμπιεστή και εναλλακτών προκειμένου να αποδοθεί η ίδια ισχύς, και άρα θα αυξανόταν το κόστος της εγκατάστασης.



Διάγραμμα 3: Συντελεστής απόδοσης συστήματος συναρτήσεις Tsink,out – Μονοβάθμια αντλία θερμότητας (Διάταξη 1)

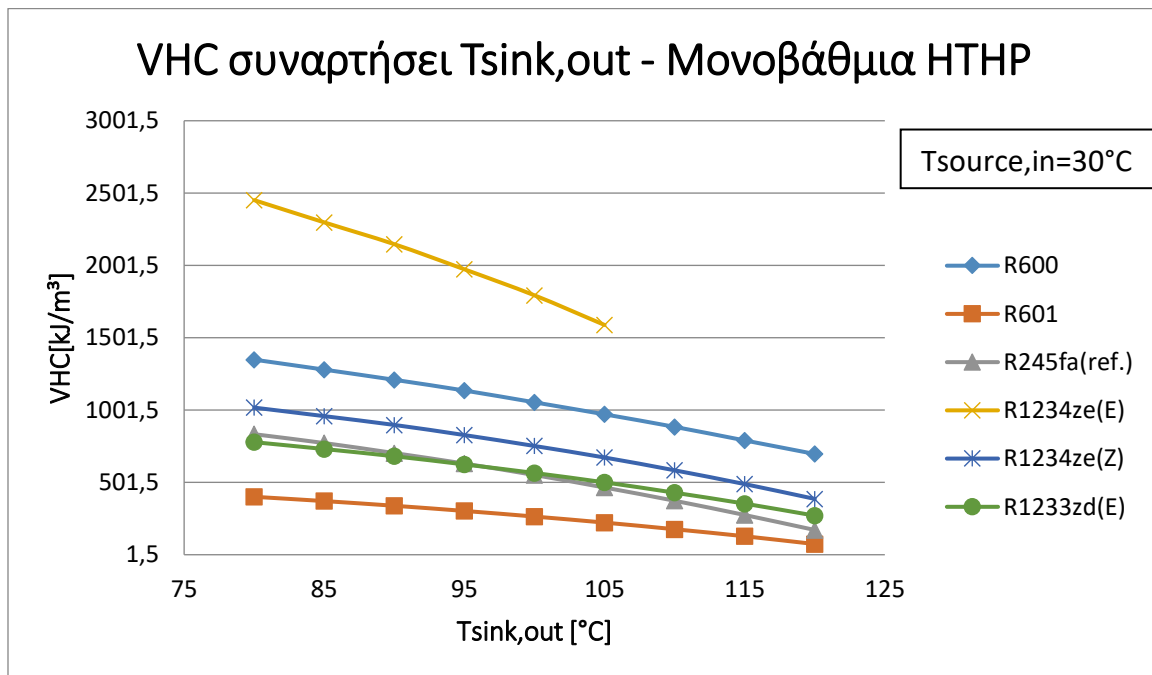
Το R600 εμφανίζεται εξίσου αποδοτικό με το R245fa (αναφορά) και με μεγαλύτερη ογκομετρική ικανότητα θέρμανσης. Συγκεκριμένα, με χρήση του συγκεκριμένου ρευστού έναντι του R245fa παρατηρείται μείωση της απόδοσης κατά 1% στους 120 °C. Η VHC αυξήθηκε κατά 62% στους 80 °C ενώ ήταν 3 φορές μεγαλύτερη στους 120 °C, συγκριτικά με το εργαζόμενο μέσο αναφοράς. Η διάταξη με χρήση του R600 πέτυχε παραγωγή ζεστού νερού θερμοκρασίας 80 °C με COP 3.35, αποδίδοντας ισχύ 100 kW. Το συγκεκριμένο ρευστό αποτελεί την καταλληλότερη επιλογή για τη συγκεκριμένη διάταξη, αφού παρά τη μικρή μείωση του βαθμού απόδοσης, η μεγαλύτερη ογκομετρική του ικανότητα θέρμανσης θα έριχνε τον όγκο και το κόστος της εγκατάστασης.

Το R1234ze(Z) είναι περισσότερο αποδοτικό, ακόμα και σε υψηλές θερμοκρασίες κύκλου και παρουσιάζει επίσης μεγάλες τιμές VHC. Συγκεκριμένα, με τη χρήση του παρατηρήθηκε αύξηση του COP κατά 6% στους 120 °C σε σχέση με το R245fa. Η ογκομετρική ικανότητα θέρμανσης έδειξε αύξηση κατά 22% στους 80 °C ενώ ήταν 1.25 φορές μεγαλύτερη στους 120 °C. Με το συγκεκριμένο ρευστό η μονοβάθμια αντλία θερμότητας πέτυχε παραγωγή ζεστού νερού 100 °C με COP ίσο με 2.52, αποδίδοντας ισχύ 100 kW. Το ρευστό αυτό θα μπορούσε να αποτελέσει πολύ καλή επιλογή για τέτοιου τύπου διατάξεις.

Το R1233zd(E) παρουσιάζει μεγαλύτερο COP από το εργαζόμενο μέσο αναφοράς κατά 2% στους 80 °C και κατά 7% στους 120 °C. Η ογκομετρική του ικανότητα παρουσιάζεται ελαφρώς μειωμένη στις χαμηλές θερμοκρασίες (κατά 7% στους 80 °C), και σημαντικά

αυξημένη σε θερμοκρασίες πάνω από 100 βαθμούς (αύξηση έως και 57% στους 120 °C). Η μονοβάθμια αντλία θερμότητας, με χρήση του συγκεκριμένου ρευστού πέτυχε παραγωγή ζεστού νερού 100 °C με COP ίσο με 2.55 αποδίδοντας 100 kW ισχύος. Το R1233zd(E) κρίνεται καταλληλότερο για κύκλους υψηλών θερμοκρασιών.

Το R1234ze(E) εμφανίζεται επαρκώς αποδοτικό στις χαμηλές θερμοκρασίες (έως 90 °C) παρουσιάζοντας μεγάλη ογκομετρική ικανότητα θέρμανσης. Συγκεκριμένα πέτυχε παραγωγή ζεστού νερού 90 °C με COP 2.57 αποδίδοντας ισχύ 100 kW. Το γεγονός αυτό θα μας έκανε να το λάβουμε υπόψιν ως λύση σε συστήματα αντλιών θερμότητας με χαμηλότερες απαιτήσεις θερμοκρασίας για την προς αξιοποίηση θερμότητα.



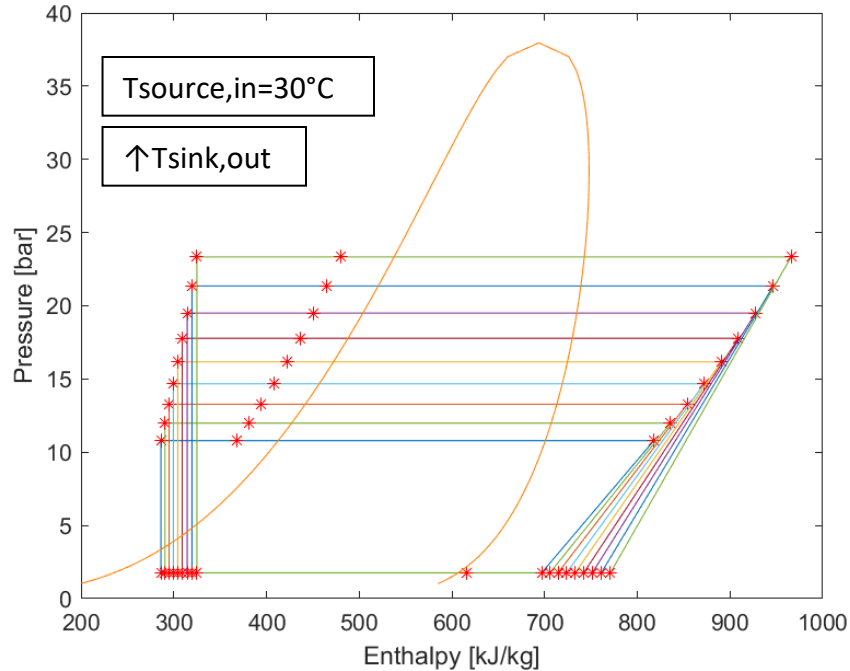
Διάγραμμα 4: Ογκομετρική ικανότητα θέρμανσης συναρτήσεις Tsink,out – Μονοβάθμια αντλία θερμότητας (Διάταξη 1)

4.3 Μονοβάθμια αντλία θερμότητας με ενδιάμεσο εναλλάκτη (Διάταξη 2)

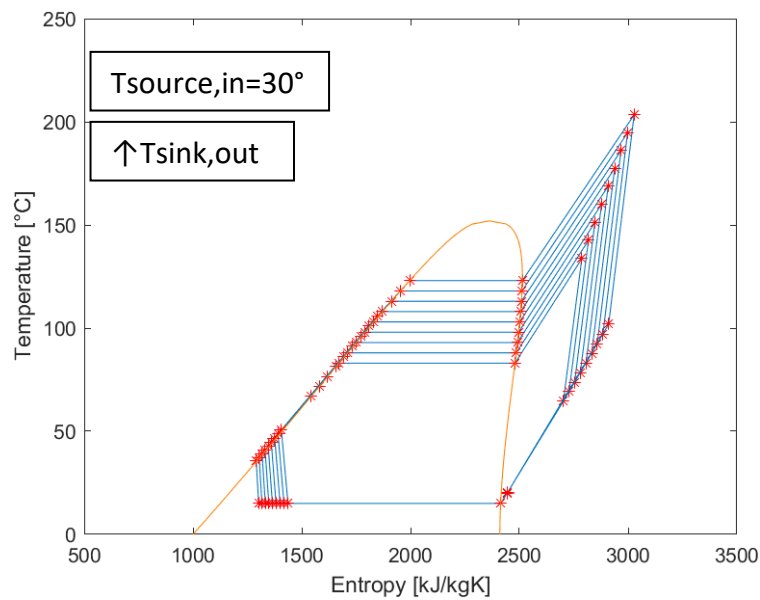
4.3.1 Θερμοδυναμικός κύκλος λειτουργίας

Στο Διάγραμμα 5 παρουσιάζονται οι καμπύλες πίεσης – ενθαλπίας (p-h) για την διάταξη cascade αντλίας θερμότητας με χρήση του R600 και στις δύο βαθμίδες. Στο Διάγραμμα 6 παρουσιάζονται οι καμπύλες θερμοκρασίας – εντροπίας (T-s) **Διάγραμμα 10** με χρήση του R600 ως εργαζόμενο μέσο. Η συγκεκριμένη διάταξη πετυχαίνει παραγωγή ζεστού νερού θερμοκρασίας 80 °C με COP=3.44 και θερμοκρασίας 120 °C με COP=2,99 , αποδίδοντας

ισχύ 100 kW. Σημειώνεται πως η προσθήκη ενδιάμεσου εναλλάκτη σε μονοβάθμια ΗΤΗΡ δύναται να αυξήσει σημαντικά την απόδοση του συστήματος.



Διάγραμμα 5: Θερμοδυναμικοί κύκλοι (p-h) σε μονοβάθμια ΗΤΗΡ με ενδιάμεσο εναλλάκτη, με θερμοκρασία εισόδου πηγής 30 °C για θερμοκρασίες εξόδου πυθμένα από 80 έως 120 °C

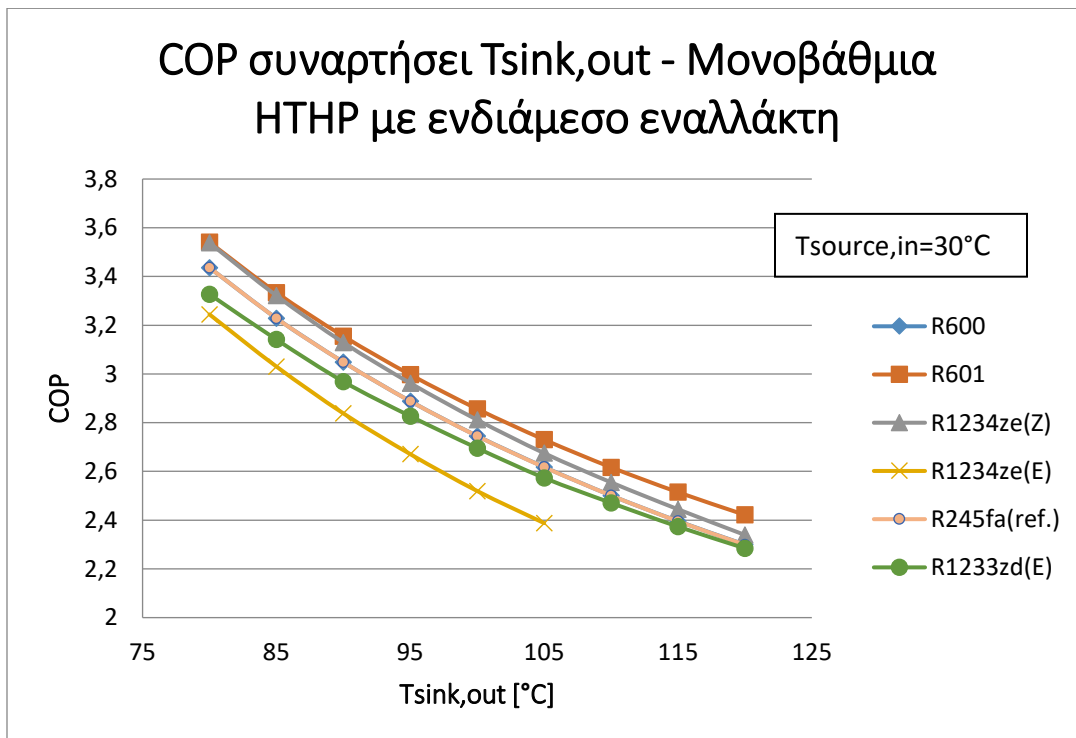


Διάγραμμα 6: Θερμοδυναμικοί κύκλοι (T-s) σε μονοβάθμια ΗΤΗΡ με ενδιάμεσο εναλλάκτη, με θερμοκρασία εισόδου πηγής 30 °C για θερμοκρασίες εξόδου πυθμένα από 80 έως 120 °C

4.3.2 Απόδοση συστήματος

Στο Διάγραμμα 7 παρουσιάζεται η απόδοση της διάταξης μονοβάθμιας αντλίας θερμότητας με ενδιάμεσο εναλλάκτη (Διάταξη 2) για διάφορα ψυκτικά μέσα. Στο Διάγραμμα 8 απεικονίζεται η ογκομετρική ικανότητα θέρμανσης διάφορων ψυκτικών μέσων για τη διάταξη 2. Το R245fa χρησιμοποιείται ως αναφορά, καθώς είναι ένα μη οικολογικό αλλά ευρέως χρησιμοποιούμενο ψυκτικό μέσο.

Ο υδρογονάνθρακας R600 εμφανίζεται εξίσου αποδοτικός με το R245fa, με απόκλιση 10^{-3} στις καμπύλες COP. Το R600 παρουσιάζει ογκομετρική ικανότητα θέρμανσης μεγαλύτερη του R245fa σε όλο το θερμοκρασιακό εύρος. Συγκεκριμένα η VHC εμφανίστηκε αυξημένη κατά 60% στους 80 °C και περίπου 3 φορές μεγαλύτερη στους 120 °C συγκριτικά με αυτή του εργαζόμενου μέσου αναφοράς. Με τη χρήση του επετεύχθη παραγωγή ζεστού νερού θερμοκρασίας 120 °C με COP 2.29, ενώ το σύστημα απέδιδε ισχύ 100 kW. Το συγκεκριμένο ρευστό θα μπορούσε να αποτελέσει λύση για τη συγκεκριμένη εγκατάσταση, αφού θα απέδιδε την ίδια ισχύ με μικρότερο όγκο και κόστος εγκατάστασης.

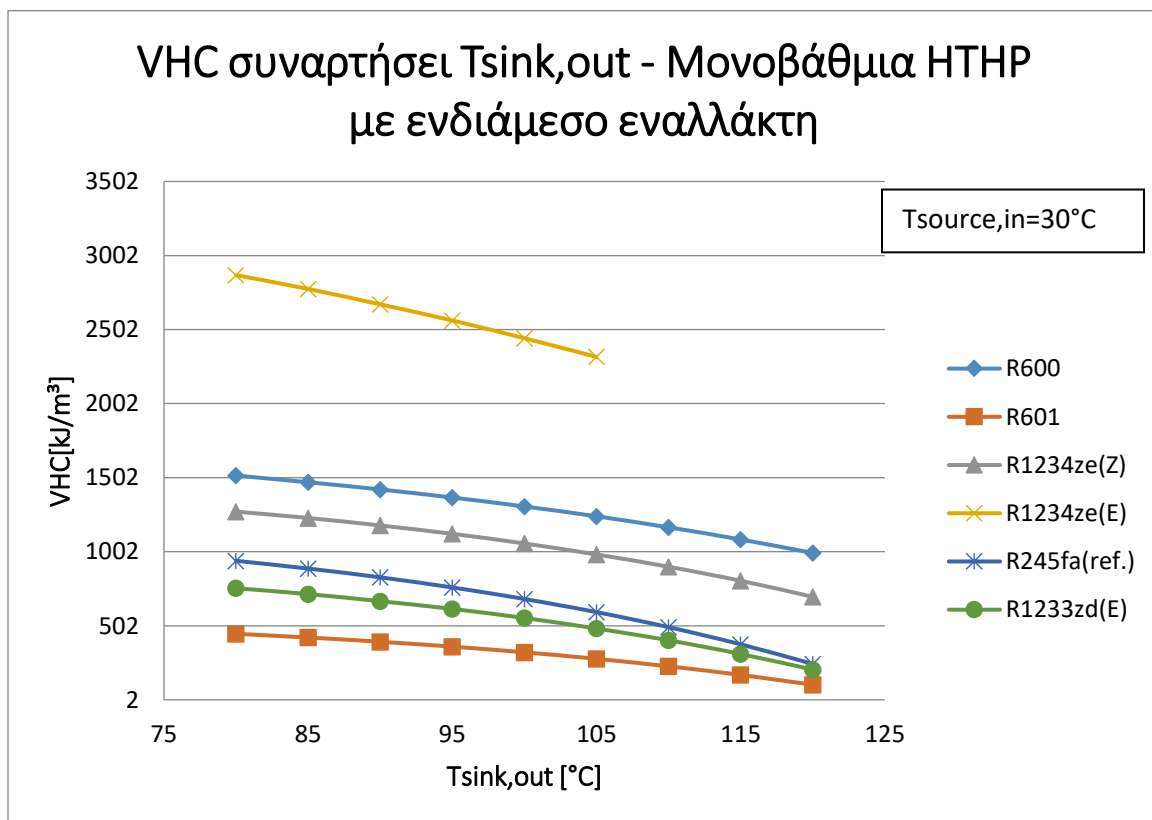


Διάγραμμα 7: Βαθμός απόδοσης συστήματος συναρτήσε Tsink,out – Μονοβάθμια αντλία θερμότητας με ενδιάμεσο εναλλάκτη (Διάταξη 2)

Το R601, αν και πετυχαίνει μεγαλύτερο COP από το εργαζόμενο μέσο αναφοράς (αύξηση κατά 3% στους 80 °C και κατά 5,3% στους 120 °C), η μικρή ογκομετρική ικανότητα

θέρμανσης (μειωμένη κατά 52-57% σε σχέση με το R245fa) σημαίνει πως θα απαιτούνταν μεγαλύτερος όγκος συμπιεστή και εναλλακτών προκειμένου να αποδοθεί η ίδια ισχύς, και άρα θα αυξανόταν το κόστος της εγκατάστασης.

Η υδροφθορολεφίνη R1234ze(E), κρίνεται ακατάλληλη για τη συγκεκριμένη διάταξη, καθώς είναι ένα ψυκτικό μέσο με χαμηλή κρίσιμη θερμοκρασία (109.4°C). Ακόμα και για χαμηλές απαιτούμενες θερμοκρασίες εξόδου παρουσιάζει χαμηλό COP (ίσο με 3.24 στους 80 °C έναντι 3.53 του R600 και 3.33 R245fa) παρά την πολύ μεγάλη του ογκομετρική ικανότητα θέρμανσης (2.05 φορές μεγαλύτερη στους 80 °C και 2,9 μεγαλύτερη στους 120 °C συγκριτικά με το εργαζόμενο μέσο αναφοράς). Χάρη στις ιδιότητες του, το συγκεκριμένο ρευστό θα ήταν κατάλληλο για συστήματα χαμηλών απαιτήσεων έως 90-100 °C.



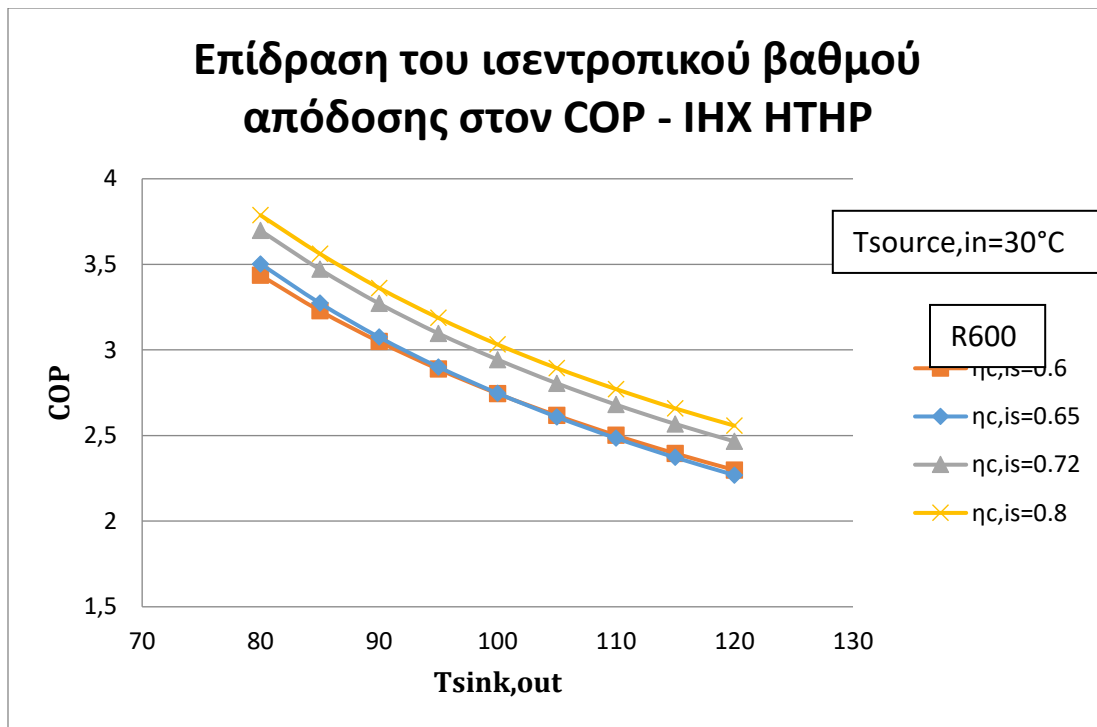
Διάγραμμα 8: Ογκομετρική ικανότητα θέρμανσης συναρτήσεις $T_{sink,out}$ - Μονοβάθμια αντλία θερμότητας με ενδιάμεσο εναλλάκτη (Διάταξη 2)

Για την συγκεκριμένη διάταξη, η υδροφθορολεφίνη R1234ze(Z) παρουσιάζει αύξηση του COP κατά 2-3% σε όλο το θερμοκρασιακό εύρος συγκριτικά με το R245fa. Η ογκομετρική του ικανότητα θέρμανσης είναι επίσης σημαντικά καλύτερη σε σχέση με το ρευστό αναφοράς, και συγκεκριμένα δείχνει αυξημένη κατά 35% στους 80 °C και έως 1,86 φορές μεγαλύτερη στους 120 °C. Η διάταξη αυτή, με το συγκεκριμένο ψυκτικό μέσο είναι ικανή για παραγωγή ζεστού νερού 120 °C με COP 2.34, αποδίδοντας 100 kW θερμότητας.

Συμπεραίνουμε πως το R1234ze(Z) κρίνεται κατάλληλο για τη συγκεκριμένη διάταξη αφού είναι αποδοτικότερο, ιδίως στις υψηλές θερμοκρασίες, και η μεγάλη του ογκομετρική ικανότητα θέρμανσης δύναται να μειώσει τον απαιτούμενο όγκο συμπιεστή και εναλλακτών για τις ίδιες συνθήκες λειτουργίας, σε σχέση με το R245fa.

Το R1233zd(E) παρουσιάζει μειωμένη απόδοση κατά 3% στους 80 °C και κατά 1% στους 120 °C συγκριτικά με το R245fa. Ταυτόχρονα, παρουσιάζει μειωμένη ογκομετρική ικανότητα θέρμανσης κατά 20% στους 80 °C και κατά 16% στους 120 °C σε σχέση με το εργαζόμενο μέσο αναφοράς. Ωστόσο, η φιλική προς το περιβάλλον σύνθεσή του και η καλή του απόκριση στις υψηλές θερμοκρασίες υποδηλώνουν πως είναι ένα ρευστό που δύναται να χρησιμοποιηθεί ως εργαζόμενο μέσο σε συστήματα ΗΤΗΡ, παρόλο που αναπτύχθηκε αρχικά για να εξυπηρετήσει συστήματα οργανικού κύκλου Rankine (Organic Rankine Cycle – ORC). Το πόρισμα αυτό είναι σύμφωνο και με την ερευνητική εργασία του Shah και των συνεργατών του [25]. Συγκεκριμένα, με το ρευστό αυτό η διάταξη με ενδιάμεσο εναλλάκτη απέδωσε 100 kW ισχύος, με θερμοκρασία εξόδου νερού 120 °C και COP ίσο με 2.29.

Το R600, επίσης ιδιαίτερα αποδοτικό σε μεγάλο θερμοκρασιακό εύρος μοιάζει επιλογή που θα ταίριαζε σε όλες τις εξεταζόμενες διατάξεις. Το πόρισμα αυτό είναι σύμφωνο με τον Bamigbetan και τους συνεργάτες του [36], οι οποίοι απέδειξαν επίσης πως το συγκεκριμένο ρευστό δύναται να χρησιμοποιηθεί απευθείας σε συμπιεστές σχεδιασμένους για R600a ή R290. Το γεγονός αυτό το καθιστά κυρίαρχη επιλογή αφού η χρήση του σε βιομηχανικές εφαρμογές δύναται, θεωρητικά, να ξεκινήσει άμεσα.



Διάγραμμα 9: Επίδραση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συμπιεστή στον COP - Μονοβάθμια ΗΤΗΡ με ενδιάμεσο εναλλάκτη (Διάταξη 2)

4.3.3 Επίδραση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συμπιεστή

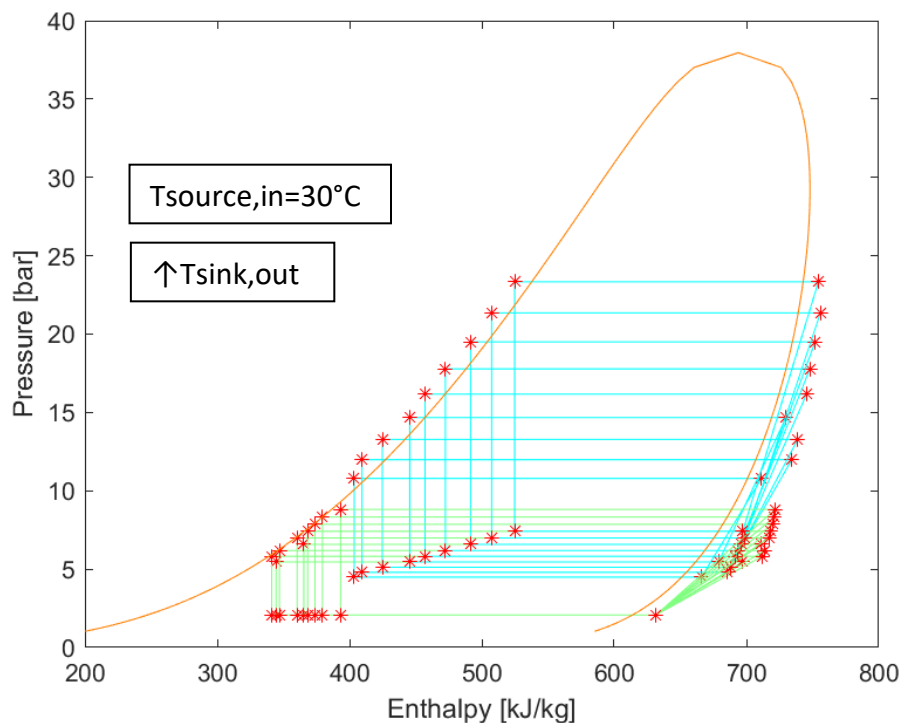
Η παραδοχή πως ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης ($\eta_{c,is}$) παραμένει σταθερός για όλες τις διατάξεις, σε όλο το θερμοκρασιακό εύρος δύναται να δημιουργήσει σφάλμα στα τελικά αποτελέσματα. Στην πράξη ο ισεντροπικός βαθμός επηρεάζεται από την ενθαλπία εισόδου στον συμπιεστή που εξαρτάται από την υπερθέρμανση του ρευστού. Ιδιαίτερα στη διάταξη με ενδιάμεσο εναλλάκτη, όπου η υπερθέρμανση είναι σημαντική στην είσοδο του συμπιεστή θα αναμέναμε στην πράξη μικρότερο ισεντροπικό βαθμό συμπίεσης. Προκειμένου να κατανοήσουμε καλύτερα την επίδραση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης στην συνολική απόδοση του συστήματος εξετάσαμε τη συγκεκριμένη διάταξη, με χρήση του R600 ως ψυκτικό μέσο για διάφορες τιμές του $\eta_{c,is}$. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στο Διάγραμμα 9. Οδηγούμαστε στο συμπέρασμα πως υψηλότερος ισεντροπικός βαθμός απόδοσης δύναται να αυξήσει την απόδοση του συστήματος. Έτσι, για τη διάταξη με ενδιάμεσο εναλλάκτη θα περιμέναμε την τιμή του COP ελαφρώς μειωμένη σε όλο το θερμοκρασιακό εύρος, σε σχέση με τα αποτελέσματα που παρουσιάστηκαν στην παράγραφο 0. Συγκεκριμένα ο COP έδειξε αύξηση έως και 10% για $\eta_{c,is}=0.8$ συγκριτικά με τιμή $\eta_{c,is}=0.6$.

4.4 Διβάθμια εν σειρά (Cascade) αντλία θερμότητας (Διάταξη 3)

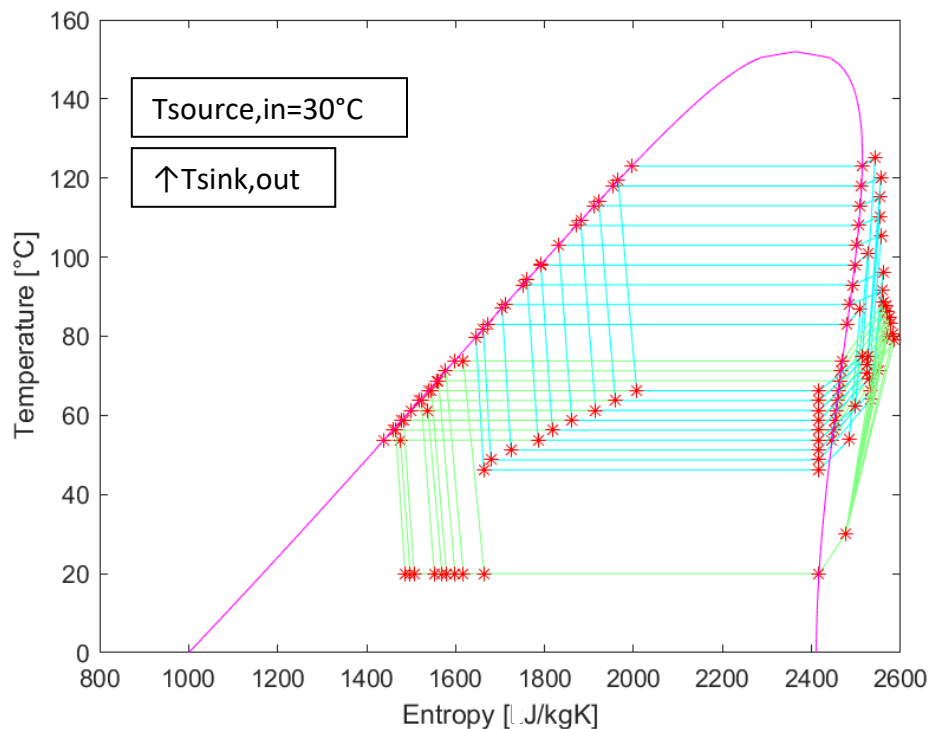
4.4.1 Θερμοδυναμικός κύκλος λειτουργίας

Στο Διάγραμμα 10 παρουσιάζονται οι καμπύλες πίεσης – ενθαλπίας (p-h) για την διάταξη cascade αντλίας θερμότητας με χρήση του R600 και στις δύο βαθμίδες. Στο Διάγραμμα 11 παρουσιάζονται οι καμπύλες θερμοκρασίας – εντροπίας (T-s) με χρήση του R600 και στις δύο βαθμίδες. Η συγκεκριμένη διάταξη πετυχαίνει παραγωγή ζεστού νερού θερμοκρασίας 80 °C με COP=3,99 και θερμοκρασίας 120 °C με COP=2,49, αποδίδοντας ισχύ 100 kW.

Επιχειρώντας να εξετάσουμε τη χρήση του R601 στην βαθμίδα χαμηλής με R600 στη βαθμίδα υψηλής, καταλήξαμε στο συμπέρασμα πως τα δύο ρευστά παρουσιάζουν κακή μεταξύ τους σχέση μετάδοσης θερμότητας και ο συνδυασμός τους θα ήταν ακατάλληλος για μια τέτοια διάταξη. Το γεγονός αυτό αποτυπώθηκε στην υπερδιαστασιολόγηση του cascade εναλλάκτη και την αδυναμία ολοκλήρωσης της απαιτούμενης συναλλαγής θερμότητας που οδήγησαν σε σφάλματα τις συναρτήσεις HEX_sizing_v3 και HEX_simul_v2.



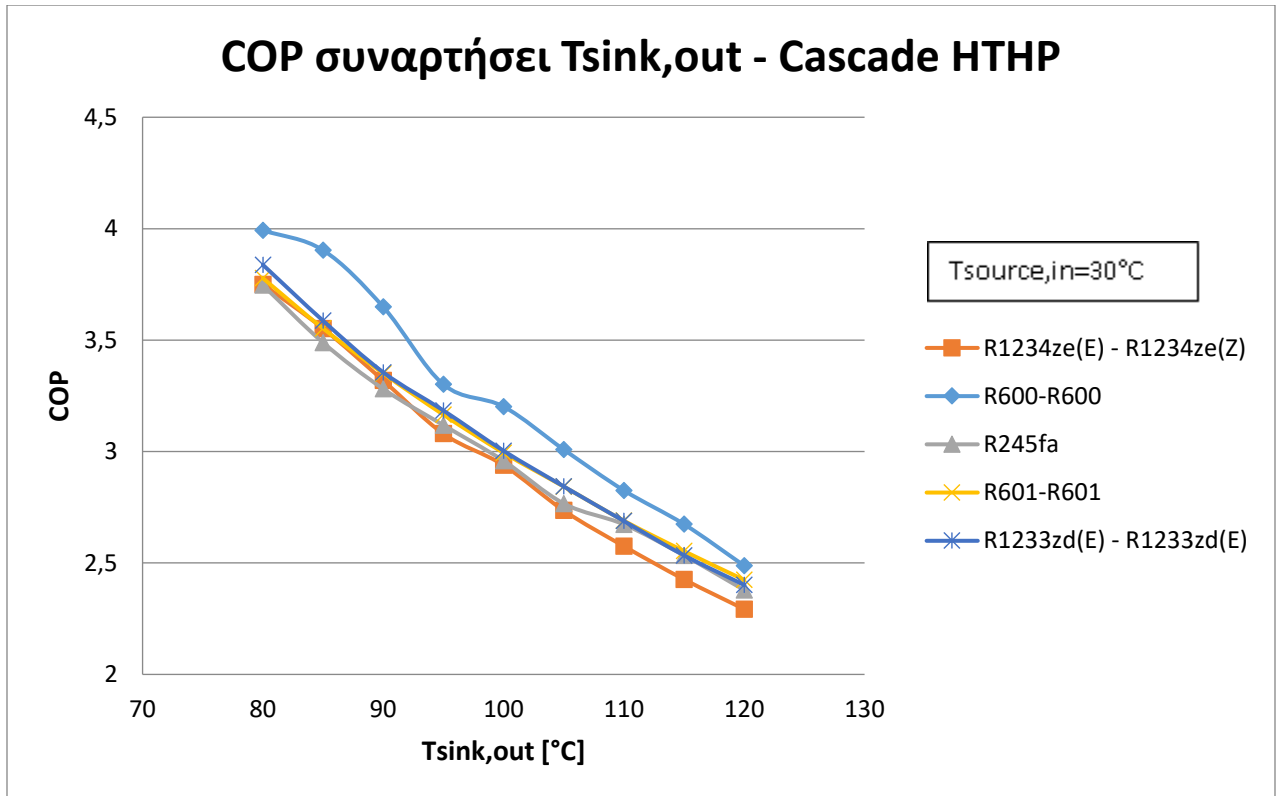
Διάγραμμα 10: Θερμοδυναμικοί κύκλοι (p-h) σε cascade ΗΤΗΡ με θερμοκρασία εισόδου πηγής 30 °C για θερμοκρασίες εξόδου πυθμένα από 80 έως 120 °C



Διάγραμμα 11: Θερμοδυναμικοί κύκλοι (T-s) σε cascade ΗΤΗΡ με θερμοκρασία εισόδου πηγής 30 °C για θερμοκρασίες εξόδου πυθμένα από 80 έως 120 °C

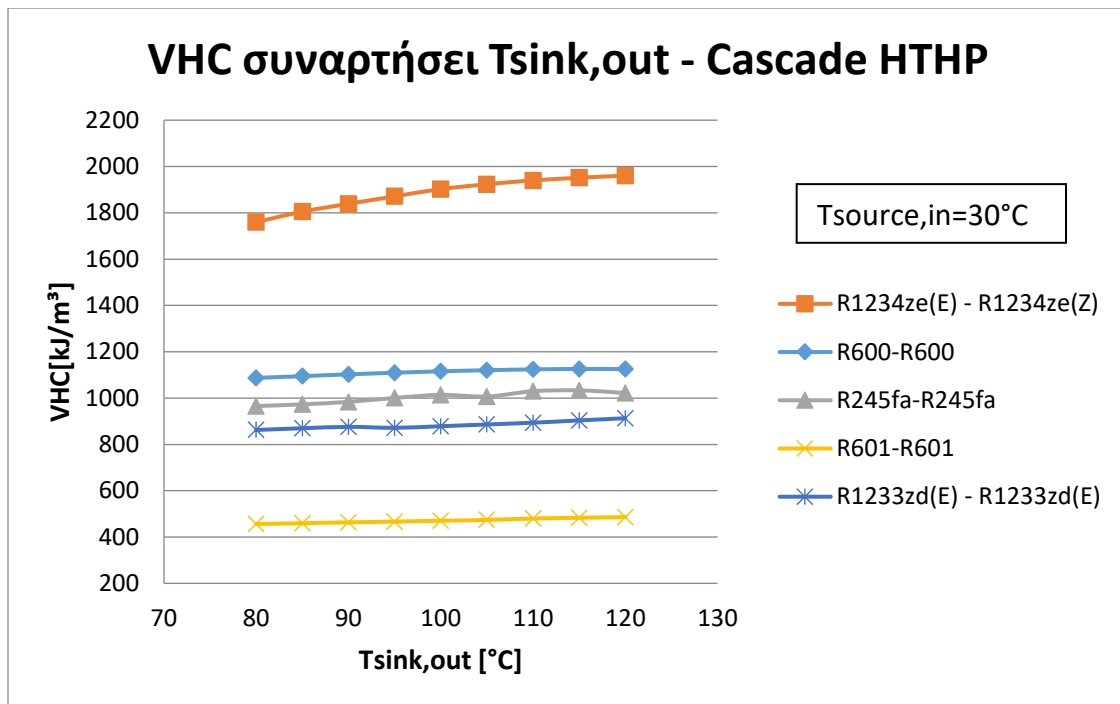
4.4.2 Απόδοση συστήματος

Στο Διάγραμμα 12 **Σφάλμα! Το αρχείο προέλευσης της αναφοράς δεν βρέθηκε.** παρουσιάζεται η απόδοση της διάταξης διβάθμιας cascade αντλίας θερμότητας με ενδιάμεσο εναλλάκτη (Διάταξη 2) για διάφορα ψυκτικά μέσα. Στο Διάγραμμα 13 Διάγραμμα 8 απεικονίζεται η ογκομετρική ικανότητα θέρμανσης διάφορων ψυκτικών μέσων για τη διάταξη 2. Η θερμοκρασία εισόδου πηγής ήταν σε κάθε περίπτωση 30 °C. Το R245fa χρησιμοποιείται ως αναφορά, καθώς είναι ένα μη οικολογικό αλλά ευρέως χρησιμοποιούμενο ψυκτικό μέσο. Η συγκεκριμένη διάταξη δίνει τη δυνατότητα χρήσης διαφορετικών εργαζόμενων μέσων σε κάθε βαθμίδα. Σημαντικός παράγοντας στην επιλογή του συνδυασμού είναι η μεταξύ των ρευστών σχέση μετάδοσης θερμότητας προκειμένου να οριστεί κατάλληλα η υπερθέρμανση και η διαφορά των θερμοκρασιών συμπύκνωσης (θερμό ρεύμα – βαθμίδα χαμηλής) και ατμοποίησης (ψυχρό ρεύμα – βαθμίδα υψηλής) στον cascade εναλλάκτη.



Διάγραμμα 12: Συντελεστής απόδοσης συστήματος συναρτήσεις $T_{\text{sink,out}}$ - Cascade αντλία θερμότητας (Διάταξη 3)

Με χρήση του R600 και στις δύο βαθμίδες του συστήματος η Cascade αντλία θερμότητας παρουσίασε αυξημένο COP κατά 7% στους 80 °C και κατά 5% στους 120 °C, συγκριτικά με τη χρήση του R245fa. Η ογκομετρική ικανότητα θέρμανσης παρουσιάστηκε επίσης αυξημένη για το R600, κατά 9-13% σε όλο το θερμοκρασιακό εύρος, συγκριτικά με τη χρήση του εργαζόμενου μέσου αναφοράς και στις δύο βαθμίδες. Συγκεκριμένα, με R600 στη βαθμίδα υψηλής και στη βαθμίδα χαμηλής η cascade διάταξη παρουσιάστηκε ικανή για παραγωγή ζεστού νερού θερμοκρασίας 80 °C με COP 3.99, και ζεστού νερού 120 °C με COP ίσο με 2.49, αποδίδοντας σε κάθε περίπτωση ισχύ 100 kW.



Διάγραμμα 13: Ογκομετρική ικανότητα θέρμανσης συναρτήσεις Tsink,out - Cascade αντλία θερμότητας (Διάταξη 3)

Η λειτουργία της cascade διάταξης δοκιμάστηκε και με το ψυκτικό μέσο R1233zd(E) και στις δυο βαθμίδες. Το σύστημα παρουσίασε βελτιωμένη απόδοση κατά 1-2% σε όλο το θερμοκρασιακό εύρος (80-120 °C), σε σχέση με το εργαζόμενο μέσο αναφοράς. Η ογκομετρική ικανότητα θέρμανσης του συγκεκριμένου ρευστού παρουσιάστηκε μειωμένη κατά 11-13% σε όλο το θερμοκρασιακό εύρος, συγκριτικά με τη χρήση του R245fa και στις δύο βαθμίδες. Με χρήση του συγκεκριμένου ρευστού, η cascade διάταξη πέτυχε παραγωγή ζεστού νερού 100 °C με COP 3.00 και παραγωγή ζεστού νερού 120 °C με COP 2.40, αποδίδοντας σε κάθε περίπτωση 100 kW ισχύος.

Στην ίδια διάταξη δοκιμάστηκε η χρήση του R1234ze(E) στην βαθμίδα χαμηλής και του R1234ze(Z) στη βαθμίδα υψηλής. Η απόδοση για τον συγκεκριμένο συνδυασμό παρουσιάστηκε ελαφρώς μειωμένη (κατά 4% στους 120 °C) σε σχέση με το μέσο αναφοράς. Η ογκομετρική του ικανότητα, ωστόσο, εμφανίστηκε σημαντικά αυξημένη σε σχέση με του R245fa και συγκεκριμένα κατά 82% στους 80 °C και κατά 92% στους 120 °C. Συγκεκριμένα, η cascade διάταξη με χρήση των παραπάνω ρευστών πέτυχε παραγωγή ζεστού νερού 120 °C με COP ίσο με 2.29, αποδίδοντας ισχύ 100 kW.

Τέλος, εξετάστηκε η χρήση του υδρογονάνθρακα R601 και στις δύο βαθμίδες. Το σύστημα με το συγκεκριμένο ρευστό έδειξε καλύτερη προσαρμογή στις υψηλές θερμοκρασίες, φτάνοντας την παραγωγή ζεστού νερού 120 °C με COP ίσο με 2,42. Γενικά έδειξε αύξηση στην απόδοση κατά 1-3% σε όλο το θερμοκρασιακό εύρος (80-120 °C), παρουσιάζοντας όμως μικρότερη ογκομετρική ικανότητα κατά 52-54% στο ίδιο φάσμα θερμοκρασιών. Για

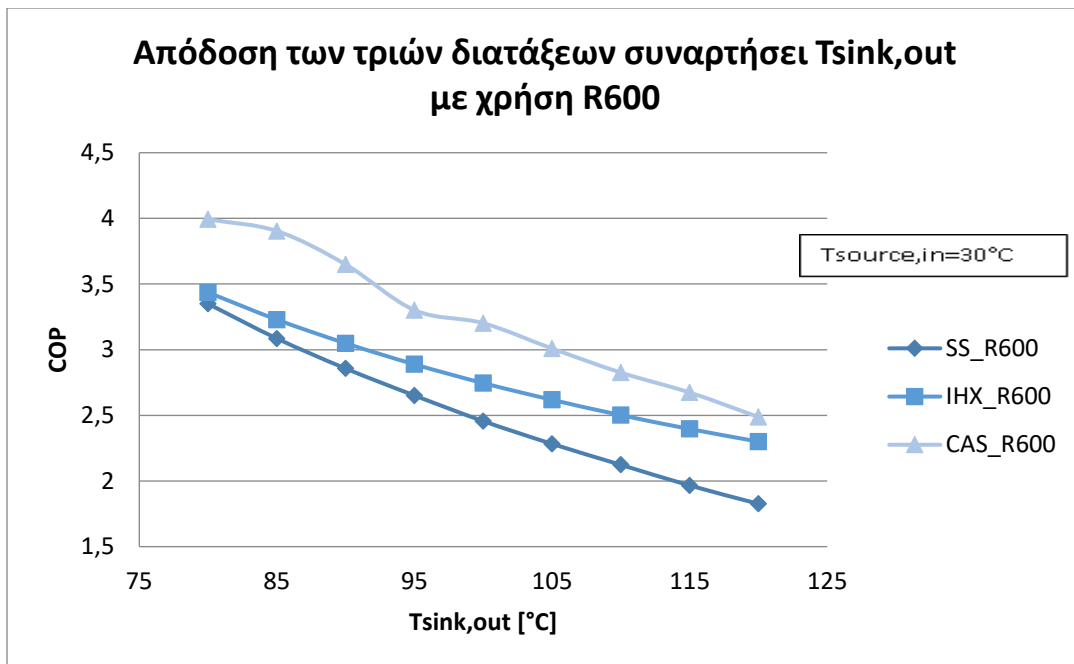
ακόμα μια φορά το συγκεκριμένο ρευστό, παρότι ιδιαίτερα αποδοτικό, θα απαιτούσε μεγάλο όγκο συμπιεστή και εναλλακτών και θα αύξανε συνολικά το κόστος της εγκατάστασης.

5. Συμπεράσματα και μελλοντικές προτάσεις

5.1 Συμπεράσματα

5.1.1 Για τις εξεταζόμενες διατάξεις

Οι αντλίες θερμότητας υψηλών θερμοκρασιών, χρήσιμες για την απεξαρτητοποίηση της παραγωγής από την καύση άνθρακα παρουσιάζουν μεγάλες δυνατότητες. Η απόδοση των τριών υπό εξέταση διατάξεων παρουσιάζεται στο Διάγραμμα 14: Απόδοση μονοβάθμιας, μονοβάθμιας με IHX, και cascade HTHP με χρήση R600. Διάγραμμα 14. Με στόχο την παραγωγή θερμότητας 100 kW, από πηγή θερμότητας 30 °C (π.χ. ηλιακοί συλλέκτες), για παραγωγή ζεστού νερού θερμοκρασίας 80-120 °C εξετάστηκαν τρεις διαφορετικές διατάξεις: απλή μονοβάθμια αντλία θερμότητας, μονοβάθμια αντλία θερμότητας με ενδιάμεσο εναλλάκτη και διβάθμια cascade αντλία θερμότητας. Από τις παραπάνω διατάξεις, η πρώτη κρίθηκε κατάλληλη για μικρές θερμοκρασίες εξόδου (έως 100 °C) και άρα δύσκολα θα επιλεγόταν σε εφαρμογή με πιο υψηλές απαιτήσεις. Η δεύτερη διάταξη παρουσιάστηκε αρκετά αποδοτική σε μεγάλο θερμοκρασιακό εύρος λόγω της υπόψυξης στην είσοδο του ατμοποιητή και της υπερθέρμανσης στην είσοδο του συμπιεστή, αφού μπορεί να χρησιμοποιηθεί για παραγωγή ζεστού νερού θερμοκρασίας 80 °C με COP ίσο με 3.5 και θερμοκρασίας 120 °C με COP ίσο με 2.42, αποδίδοντας 100 kW θερμότητας. Η τρίτη διάταξη παρουσιάζει πολύ καλή απόδοση ακόμα και σε υψηλές θερμοκρασίες, αφού επιτυγχάνει παραγωγή ζεστού νερού 120 °C θερμότητας με COP έως 2.48, ενώ θερμοκρασίας 80 °C με COP έως 3.99.



Διάγραμμα 14: Απόδοση μονοβάθμιας, μονοβάθμιας με IHX, και cascade HTHP με χρήση R600

Όλες οι διατάξεις έδειξαν βελτιωμένη απόδοση για πηγή θερμότητας μεγαλύτερης θερμοκρασίας. Όσο υψηλότερη η ποιότητα της προς εκμετάλλευσης θερμότητας τόσο αποδοτικότερο το σύστημα. Ενδεικτικά, για θερμοκρασία εισόδου πηγής $50^{\circ}C$, η διάταξη με ενδιάμεσο εναλλάκτη πέτυχε παραγωγή ζεστού νερού $100^{\circ}C$ με COP ίσο με 3,72 έναντι 2.7 για θερμοκρασία εισόδου πηγής $30^{\circ}C$, αποδίδοντας 100 kW θερμότητας.

Συμπεραίνουμε, λοιπόν, πως οι μονοβάθμιες αντλίες θερμότητας, είναι επαρκείς και συμφέρουσες για χαμηλές θερμοκρασίες και μικρή θερμοκρασιακή ανύψωση. Μπορούν εύκολα να γίνουν πιο αποδοτικές και κατάλληλες για παραγωγή θερμότητας υψηλής ποιότητας με την προσθήκη ενός ενδιάμεσου εναλλάκτη. Οι cascade αντλίες θερμότητας από την άλλη κρίνονται κατάλληλες για πιο υψηλές θερμοκρασιακές μεταβολές δεδομένου και του υψηλότερου κόστους κτήσης. Η απόδοση των τελευταίων θα μπορούσε να αυξηθεί αν προστεθεί ενδιάμεσος εναλλάκτης σε κάθε βαθμίδα.

5.1.2 Για τα υπό εξέταση ρευστά

Σε κάθε μια από τις ανωτέρω διατάξεις δοκιμάστηκε η χρήση των ψυκτικών μέσων του Πίνακα 1. Κύριο κριτήριο επιλογής των υπό εξέταση ρευστών ήταν η ελαχιστοποίηση των περιβαλλοντικών επιπτώσεων (χαμηλό GWP και αμελητέο ή μηδενικό ODP) και η υψηλή κρίσιμη θερμοκρασία του ρευστού. Χρησιμοποιώντας το R245fa ως αναφορά, ρευστό του οποίου η ευρεία χρήση αναμένεται να περιοριστεί τα επόμενα χρόνια, τα περισσότερα ρευστά αποδείχτηκαν αποδοτικότερα από αυτό. Το συμπέρασμα αυτό είναι από μόνο του

ιδιαίτερα σημαντικό καθώς με χρήση οικολογικών μέσων οι αντλίες θερμότητας καθίστανται μια εγγενώς «πράσινη» τεχνολογία.

Η χρήση του υδρογονάνθρακα R600 πετυχαίνει σε όλες τις διατάξεις COP σχεδόν ίσο με του εργαζόμενου μέσου αναφοράς και μεγαλύτερη ογκομετρική ικανότητα θέρμανσης. Το γεγονός αυτό υποδεικνύει πως το R600 θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί σε τέτοιες εφαρμογές, και μάλιστα μειώνοντας το κόστος της εγκατάστασης αφού θα απαιτούσε μικρότερο όγκο συμπιεστή και εναλλακτών από το R245fa.

Το R601, αν και ιδιαίτερα αποδοτικό, παρουσιάζει αρκετά χαμηλή ογκομετρική ικανότητα θέρμανσης και άρα απαίτηση για μεγάλου μεγέθους συμπιεστή και εναλλακτών θερμότητας. Επιπλέον η ατμοποίησή του στους 15 °C προϋποθέτει μεγάλη πτώση πίεσης στον ατμοποιητή, με το υπάρχον μοντέλο να οδηγεί σε υπερδιαστασιολόγηση του συγκεκριμένου εναλλάκτη (πάνω από 250 πλάκες επιφάνειας 616 mm x 191 mm) προκειμένου να διατηρηθεί η πτώση πίεσης σε αποδεκτά επίπεδα (<2 bar). Τέτοιου τύπου απαιτήσεις δύναται να αυξήσουν σημαντικά το κόστος και το μέγεθος της εγκατάστασης και ιδιαίτερα του συμπιεστή και του ατμοποιητή για τους οποίους θα απαιτούνταν ειδική σχεδίαση.

Ιδιαίτερη προσοχή χρειάζεται στη χρήση των υδρογονανθράκων (R600, R601) που εξετάζονται καθώς παρουσιάζουν υψηλή ευφλεκτότητα, τάξεως A3 κατά ASHRAE. Για συστήματα και ιδιαίτερα τους συμπιεστές που χρησιμοποιούνται τέτοιου τύπου ρευστά πρέπει να λαμβάνονται υπόψιν τα απαραίτητα μέτρα ασφαλείας προκειμένου να μην καταστεί επικίνδυνη η χρήση τους.

Οι υδροφθορολεφίνες R1234ze(Z) και R1233zd(E) παρουσιάζουν επίσης μεγάλο συντελεστή απόδοσης (COP). Ιδιαίτερα σε θερμοκρασίες μεγαλύτερες των 100 °C όπου τόσο το εργαζόμενο μέσο αναφοράς R245fa όσο και οι υδρογονάνθρακες R600 και R601 επιτυγχάνουν ιδιαίτερα χαμηλές τιμές COP (<2), όταν χρησιμοποιηθούν σε μονοβάθμια αντλία θερμότητας, οι παραπάνω υδροφθορολεφίνες δύναται να διατηρήσουν την απόδοση του συστήματος σε αποδεκτά πλαίσια (COP ≈ 2.5). Η χρήση τους κρίνεται κατάλληλη και για την βαθμίδα υψηλής σε cascade διατάξεις. Επιπλέον, το R1234ze(Z) παρουσιάζει μεγάλη ογκομετρική ικανότητα θέρμανσης, γεγονός που δύναται να περιορίσει τον όγκο τόσο του συμπιεστή όσο και των εναλλακτών και άρα να μειώσει το κόστος της εγκατάστασης, σε αντίθεση με το R1233zd(E) που παρουσίασε ελαφρώς μειωμένη VHC συγκριτικά με το ρευστό αναφοράς.

Η υδροφθορολεφίνη R1234ze(E), που αποτελεί το ισομερές της R1234ze(Z) δύναται να χρησιμοποιηθεί σε συνδυασμό με τη δεύτερη σε cascade διατάξεις, φτάνοντας σε συντελεστή απόδοσης COP>3 στις χαμηλές θερμοκρασίες. Ωστόσο, δεν θα αποτελούσε επιλογή για εφαρμογές υψηλών θερμοκρασιών λόγω της χαμηλής κρίσιμης θερμοκρασίας του και της χαμηλής ογκομετρικής του ικανότητας θέρμανσης.

5.2 Μελλοντικές προτάσεις

Σε επίπεδο μελλοντικών προτάσεων, θα μπορούσε να εξεταστεί η περίπτωση αξιοποίησης πηγής θερμότητας μεγαλύτερης θερμοκρασίας για τη λειτουργία του συστήματος. Με θερμοκρασία εισόδου 50 °C η διάταξη με ενδιάμεσο εναλλάκτη έδειξε πολύ αυξημένη απόδοση σε όλο το θερμοκρασιακό εύρος (80-120 °C). Συγκεκριμένα, με χρήση του R1234ze(Z) πέτυχε την παραγωγή ζεστού νερού 100 °C με COP ίσο με 3.66 και ζεστού νερού 120 °C με COP 2.86, ενώ με χρήση του R1233zd(E) πέτυχε την παραγωγή ζεστού νερού 100 °C με COP ίσο με 3.72 και ζεστού νερού 120 °C με COP 2.93 αποδίδοντας σε κάθε περίπτωση 100 kW ισχύος. Σε αυτό το πλαίσιο, η παρούσα δουλειά θα μπορούσε να επεκταθεί και για υψηλότερες θερμοκρασίες παραγόμενου ζεστού νερού ή άλλου μέσου (π.χ. θερμικό λάδι).

Σημαντικός παράγοντας για την βελτίωση του μοντέλου που χρησιμοποιήθηκε είναι η ένταξη σε αυτό μιας ακριβέστερης σχέσης υπολογισμού για τον συμπιεστή, καθώς στην πράξη ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης δεν είναι σταθερός, αλλά μεταβάλλεται ανάλογα τις συνθήκες λειτουργίας και το ρευστό για κάθε διάταξη. Οι συμπιεστές της Cascade διάταξης θα έχουν στην πραγματικότητα μεγαλύτερο ισεντροπικό βαθμό σε σχέση με την διάταξη με ενδιάμεσο εναλλάκτη, αφού στην δεύτερη, λόγω της υπερθέρμανσης που προσθέτει ο ενδιάμεσος εναλλάκτης το ρευστό εισέρχεται στον συμπιεστή με μεγαλύτερη ενθαλπία. Αντίθετα, στην cascade διάταξη η ανύψωση πίεσης και κατ' επέκταση το έργο μοιράζεται σε δύο συμπιεστές κι επομένως αυτοί θα λειτουργούν πιο αποδοτικά. Στο πλαίσιο αυτό, η απόδοση της cascade διάταξης θα μπορούσε να αυξηθεί αν προσθέταμε έναν ενδιάμεσο εναλλάκτη σε κάθε βαθμίδα.

Επιπλέον, τα πρόσφατα αναπτυγμένα ρευστά R1224yd(Z) και HFO-R1336mzz(Z) θα μπορούσαν να αποτελέσουν επιλογές για εργαζόμενα μέσα σε κάποια ή κάποιες από τις εξεταζόμενες διατάξεις. Η ένταξή τους στο εργαλείο υπολογισμού θερμοδυναμικών ιδιοτήτων ρευστών θα μας επέτρεπε να συγκρίνουμε την απόδοσή τους με τα υπόλοιπα υπό εξέταση ψυκτικά ρευστά.

Καταλήγοντας, προτείνεται η τεchnοοικονομική αξιολόγηση των εξεταζόμενων διατάξεων, τόσο σε επίπεδο διάταξης όσο και συνολικά, προκειμένου να εξεταστεί η βιωσιμότητά τους (καθαρή παρούσα αξία, χρόνος αποπληρωμής) και το απαιτούμενο μέγεθος της επένδυσης.

6. Κατάλογος Πινάκων

Πίνακας 1: Ιδιότητες εργαζόμενων μέσων για αντλίες θερμότητας	20
Πίνακας 2: Χρησιμοποιούμενες σχέσεις μετάδοσης θερμότητας ανά διεργασία.....	27
Πίνακας 3: Οριακές συνθήκες και συνθήκες αναφοράς.	27
Πίνακας 4: Απόδοση βασικού κύκλου λειτουργίας των τριών διατάξεων.	37
Πίνακας 5: Πιέσεις και θερμοκρασίες βασικού κύκλου λειτουργίας των τριών διατάξεων.	37

7. Κατάλογος Σχημάτων

Σχήμα 1: Μονοβάθμια αντλία θερμότητας – Διάταξη 1.....	28
Σχήμα 2: Θερμοδυναμικός κύκλος - Μονοβάθμια αντλία θερμότητας - Διάγραμμα p-h ...	32
Σχήμα 3: Μονοβάθμια αντλία θερμότητας με ενδιάμεσο εναλλάκτη (ΙΗΧ) – Διάταξη 2	33
Σχήμα 4:Θερμοδυναμικός κύκλος μονοβάθμιας αντλίας θερμότητας με ενδιάμεσο εναλλάκτη - Διάγραμμα p-h.....	34
Σχήμα 5: Διβάθμια αντλία θερμότητας εν σειρά (Cascade) – Διάταξη 3	36
Σχήμα 6: Θερμοδυναμικός κύκλος - Cascade HTHP - Διάγραμμα p-h.....	36
Σχήμα 7: Ροή ισχύος σε κάθε διάταξη για λειτουργία παραγωγής θερμού νερού 110 °C, από πηγή θερμότητας 30 °C με χρήση του R600 ως εργαζόμενο μέσο.....	38

8. Κατάλογος Εικόνων

Εικόνα 1: Σύνδεση θερμοστατικής βαλβίδας εκτόνωσης σε μονοβάθμια αντλία θερμότητας.....	10
Εικόνα 2: Θερμοστατική βαλβίδα εκτόνωσης - αρχή λειτουργίας.....	10
Εικόνα 3: Η εξέλιξη των ψυκτικών ρευστών τις τελευταίες δεκαετίες	18
Εικόνα 4: Μεθοδολογία επίλυσης διάταξης 1 (μονοβάθμια αντλία θερμότητας)	29
Εικόνα 5: Μεθοδολογία επίλυσης διάταξης 2 - Μονοβάθμια αντλία θερμότητας με ενδιάμεσο εναλλάκτη	30
Εικόνα 6: Μεθοδολογία επίλυσης διάταξης 3 – Cascade αντλία θερμότητας.....	31

9. Κατάλογος Διαγραμμάτων

Διάγραμμα 1: Θερμοδυναμικοί κύκλοι (p-h) σε μονοβάθμια ΗΤΗΡ με θερμοκρασία εισόδου πηγής 30 °C για θερμοκρασίες εξόδου πυθμένα από 80 έως 120 °C	39
Διάγραμμα 2: Θερμοδυναμικοί κύκλοι (T-s) σε μονοβάθμια ΗΤΗΡ με θερμοκρασία εισόδου πηγής 30 °C για θερμοκρασίες εξόδου πυθμένα από 80 έως 120 °C	40
Διάγραμμα 3: Συντελεστής απόδοσης συστήματος συναρτήσει $T_{sink,out}$ – Μονοβάθμια αντλία θερμότητας (Διάταξη 1)	41
Διάγραμμα 4: Ογκομετρική ικανότητα θέρμανσης συναρτήσει $T_{sink,out}$ – Μονοβάθμια αντλία θερμότητας (Διάταξη 1)	42
Διάγραμμα 5: Θερμοδυναμικοί κύκλοι (p-h) σε μονοβάθμια ΗΤΗΡ με ενδιάμεσο εναλλάκτη, με θερμοκρασία εισόδου πηγής 30 °C για θερμοκρασίες εξόδου πυθμένα από 80 έως 120 °C	43
Διάγραμμα 6: Θερμοδυναμικοί κύκλοι (T-s) σε μονοβάθμια ΗΤΗΡ με ενδιάμεσο εναλλάκτη, με θερμοκρασία εισόδου πηγής 30 °C για θερμοκρασίες εξόδου πυθμένα από 80 έως 120 °C	43
Διάγραμμα 7: Βαθμός απόδοσης συστήματος συναρτήσει $T_{sink,out}$ – Μονοβάθμια αντλία θερμότητας με ενδιάμεσο εναλλάκτη (Διάταξη 2).....	44
Διάγραμμα 8: Ογκομετρική ικανότητα θέρμανσης συναρτήσει $T_{sink,out}$ - Μονοβάθμια αντλία θερμότητας με ενδιάμεσο εναλλάκτη (Διάταξη 2).....	45
Διάγραμμα 9: Επίδραση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συμπιεστή στον COP - Μονοβάθμια ΗΤΗΡ με ενδιάμεσο εναλλάκτη (Διάταξη 2).....	47
Διάγραμμα 10: Θερμοδυναμικοί κύκλοι (p-h) σε cascade ΗΤΗΡ με θερμοκρασία εισόδου πηγής 30 °C για θερμοκρασίες εξόδου πυθμένα από 80 έως 120 °C	48
Διάγραμμα 11: Θερμοδυναμικοί κύκλοι (T-s) σε cascade ΗΤΗΡ με θερμοκρασία εισόδου πηγής 30 °C για θερμοκρασίες εξόδου πυθμένα από 80 έως 120 °C	49
Διάγραμμα 12: Συντελεστής απόδοσης συστήματος συναρτήσει $T_{sink,out}$ - Cascade αντλία θερμότητας (Διάταξη 3)	50
Διάγραμμα 13: Ογκομετρική ικανότητα θέρμανσης συναρτήσει $T_{sink,out}$ - Cascade αντλία θερμότητας (Διάταξη 3)	51
Διάγραμμα 14: Απόδοση μονοβάθμιας, μονοβάθμιας με ΙΗΧ, και cascade ΗΤΗΡ με χρήση R600.....	54

10. Κατάλογος αναφορών - Βιβλιογραφία

- [1] Bilgen, S., (2014). Structure and environmental impact of global energy consumption. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol.38, p. 890-902, DOI:10.1016/j.rser.2014.07.004.
- [2] O. Bamigbetan, T.M. Eikevik, P. Nekså, M. Bantle, Review of vapour compression heat pumps for high temperature heating using natural working fluids, *International Journal of Refrigeration*, vol. 80 (2017), p. 197–211, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.04.021>.
- [3] C. Forman, I.K. Muritala, R. Pardemann, B. Meyer, Estimating the global waste heat potential, *Renewable Sustainable Energy Reviews*, vol. 57 (2016), p.1568–1579, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.192>.
- [4] H. Jouhara, N. Khordehgah, S. Almahmoud, B. Delpech, A. Chauhan, S.A. Tassou, Waste heat recovery technologies and applications, *Thermal Science Engineering Progress*, vol. 6 (2018), p. 268–289, <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.04.017>.
- [5] Bergamini R, Jensen JK, Elmegaard B. Thermodynamic competitiveness of high temperature vapor compression heat pumps for boiler substitution. *Energy* 2019; 182:110-21. <https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2019.05.187>.
- [6] Arpagaus C, Bless F, Uhlmann M, Schiffmann J, Bertsch SS. High temperature heat pumps: market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials. *Energy* 2018; 152:985–1010. <https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2018.03.166>.
- [7] Urbanucci L, Bruno JC, Testi D. Thermodynamic and economic analysis of the integration of high-temperature heat pumps in trigeneration systems. *Applied Energy* 2019;238:516–33. <https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2019.01.115>.
- [8] Boahen, S., Anka, S.K., Lee, K.H., Choi, J.M. (2021). Performance analysis of cascade multi-functional heat pump in summer season. *Renewable Energy*, vol. 163, p. 1001-1011, DOI:10.1016/j.renene.2020.09.036.
- [9] Martinović, M., Andrijević, S., Saljnikov, A., Komatina, M., Rudonja, N., Stevanović, Z. (2008). Hydrogeothermal resources & heat pumps – district heating alternative of Serbia. *KGH Conference Proceedings*, p. 314-320.
- [10] Ivanovski, I., Goričanec, D., Salamunić, J., Žagar, T. (2018). The comparison between two high-temperature heat-pumps for the production of sanitary water. *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering*, vol. 64, no. 7-8, p. 437-442, DOI:10.5545/sv-jme.2017.5082.

- [11] Goričanec, D. Rudonja, N., Komatina, M., Andrejević, S., Krope, J., Zlatanović, I. (2008). Cascade type geothermal heat pump – economic analysis and environmental impact, *KGH Conference Proceedings*, p. 140-146.
- [12] Bertsch, S.S., Groll, E.A. (2008). Two-stage air-source heat pump for residential heating and cooling applications in northern U.S. climates. *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, no. 7, p. 1282-1292, DOI:10.1016/j.ijrefrig.2008.01.006.
- [13] Jung, H.W., Kang, H., Yoon, W.J., Kim, Y. (2013). Performance comparison between a single-stage and a cascade multi-functional heat pump for both air heating and hot water supply. *International Journal of Refrigeration*, vol. 36, no. 5, p.
- [14] J.-M. Clairand, M. Briceño-León, G. Escrivá-Escrivá, A.M. Pantaleo, Review of energy efficiency technologies in the food industry: trends, barriers, and opportunities, *IEEE Access* 8 (2020) 48015–48029, <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2020.2979077>.
- [15] Bobelin D, Bourig A. Experimental results of a newly developed very high temperature industrial heat pump (140C) equipped with scroll compressors and working with a new blend refrigerant. In: *Proceedings of the international refrigeration and air conditioning conference at Purdue. Purdue; 2012*.
- [16] Jakobs R, Cibis D, Laue HJ. Status and outlook: industrial heat pumps. In: *Proceedings of the international refrigeration and air conditioning conference at Purdue. Purdue; 2010*
- [17] Arpagaus, Cordin & Bless, Frédéric & Uhlmann, Michael & Schiffmann, Jürg & Bertsch, Stefan. High Temperature Heat Pumps: Market Overview, State of the Art, Research Status, Refrigerants, and Application Potentials. *17th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 9-12, 2018*
- [18] Cao, Xing-Qi & Yang, Weiwei & Zhou, Fu & He, Ya-Ling. (2014). Performance analysis of different high-temperature heat pump systems for low-grade waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*. 71. 291–300. 10.1016/j.applthermaleng.2014.06.049.
- [19] Wolf, Stefan & Lambauer, Jochen & Blesl, Markus & Fahl, Ulrich & Voß, Alfred. Industrial heat pumps in Germany: Potentials, technological development and market barriers. *ECEEE Industrial Summer Study (2012)*.
- [20] Calm JM. The next generation of refrigerants – historical review, considerations, and outlook. *International Journal of Refrigeration* 2008;31:1123–33. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.01.013>.
- [21] Patten KO, Wuebbles DJ. Atmospheric lifetimes and Ozone Depletion Potentials of trans-1-chloro-3,3,3-trifluoropropylene and trans-1,2-dichloroethylene in a three-dimensional model. *Atmos Chem Phys* 2010;10:10867–74. <https://doi.org/10.5194/acp-10-10867-2010>.

- [22] Chemicals AGC. In: AMOLEA® 1224yd, Technical Information. Ltd: ASAHI Glass Co.; 2017. p. 1–18.
- [23] J. Steven Brown, Claudio Zilio, Alberto Cavallini, The fluorinated olefin R-1234ze(Z) as a high-temperature heat pumping refrigerant, *International Journal of Refrigeration*, Volume 32, Issue 6, 2009, Pages 1412-1422, ISSN 0140-7007, <https://doi.org/10.1016/j.iirefrig.2009.03.002>.
- [24] Sho Fukuda, Chieko Kondou, Nobuo Takata, Shigeru Koyama, Low GWP refrigerants R1234ze(E) and R1234ze(Z) for high temperature heat pumps, *International Journal of Refrigeration*, Volume 40, 2014, Pages 161-173, ISSN 0140-7007, <https://doi.org/10.1016/j.iirefrig.2013.10.014>.
- [25] Shah, Nikhikumar & Cotter, Donal & Hewitt, Neil. Overview on HCFO-R1233zd(E) use for high temperature heat pump application. *Conference: 25th IIR International Congress of Refrigeration, Montreal, Canada, August 24-30, 2019*, DOI:<http://dx.doi.org/10.18462/iir.icr.2019.0286>
- [26] Abdelrahman H. Hassan, José M. Corberán, Miguel Ramirez, Felipe Trebilcock-Kelly, Jorge Payá, A high-temperature heat pump for compressed heat energy storage applications: Design, modeling, and performance, *Energy Reports*, Volume 8, 2022, Pages 10833-10848, ISSN 2352-4847, <https://doi.org/10.1016/j.egy.2022.08.201>.
- [27] Eikevik T, Strømmen I, Alves-Filho O. Heat pump fluidised bed dryer with CO₂ as refrigerant e measurements of COP and SMER. Karlstad, Sweden: Paper presented at the 3rd Nordic Drying Conference; 2005
- [28] Neksa P. CO₂ heat pump systems. *Inter J Refrig Revue Inter Du Froid* 2002;25(4):421e7. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(01\)00033-0](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(01)00033-0).
- [29] Neksa P, Rekstad H, Zakeri GR, Schiefloe PA. CO₂-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results. *Inter J Refrig Revue Inter Du Froid* 1998;21(3):172e9. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(98\)00017-6](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(98)00017-6).
- [30] White SD, Yarrall MG, Cleland DJ, Hedley RA. Modelling the performance of a transcritical CO₂ heat pump for high temperature heating. *Int J Refrig* 2002;25(4):479e86. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(01\)00021-4](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(01)00021-4).
- [31] Ma, X., Zhang, Y., Fang, L., Yu, X., Li, X, Sheng, Y., Zhang, Y. (2008). Performance analysis of a cascade high temperature heat pump using R245fa and BY-3 as working fluid. *Applied Thermal Engineering*, vol. 140, p. 466-475, DOI:10.1016/j.applthermaleng.2018.05.052

- [32] Xu, L., Li, E., Xu, Y., Mao, N., Shen, X., Wang, X. (2020). An experimental energy performance investigation and economic analysis on a cascade heat pump for high-temperature water in cold region. *Renewable Energy*, vol. 152, p. 674-683, DOI:10.1016/j.renene.2020.01.104.
- [33] Song, Y., Li, D., Cao, F., Wang, X. (2017). Theoretical investigation on the combined and cascade CO₂/R134a heat pump systems for space heating. *Applied Thermal Engineering*, vol. 124, p. 1457-1470, DOI:10.1016/j.applthermaleng.2017.06.014.
- [34] Song, Y., Li, D., Yang, D., Jin, L., Cao, F., Wang, X. (2017). Performance comparison between the combined R134a/CO₂ heat pump and cascade R134a/CO₂ heat pump for space heating. *International Journal of Refrigeration*, vol. 74, p. 592-605, DOI:10.1016/j.ijrefrig.2016.12.001.
- [35] Bhattacharyya, S., Garai, A., Sarkar, J. (2009). Thermodynamic analysis and optimization of a novel N₂O–CO₂ cascade system for refrigeration and heating. *International Journal of Refrigeration*, vol. 32, no. 5, p. 1077-1084, DOI:10.1016/j.ijrefrig.2008.09.008.
- [36] Bamigbetan O, Eikevik TM, Nekså P, Bantle M, Schlemminger C. Theoretical analysis of suitable fluids for high temperature heat pumps up to 125 °C heat delivery. *Int J Refrig* 2018;92:185–95. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.05.017>.
- [37] Frate GF, Ferrari L, Desideri U. Analysis of suitability ranges of high temperature heat pump working fluids. *Appl Therm Eng* 2019;150:628–40. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2019.01.034>.
- [38] Mota-Babiloni A, Mateu-Royo C, Navarro-Esbrí J, Molés F, Amat-Albuixech M, Barragán-Cervera A. Optimisation of high-temperature heat pump cascades with internal heat exchangers using refrigerants with low global warming potential. *Energy* 2018;165:1248–58. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.09.188>.
- [39] Mateu-Royo C, Navarro-Esbrí J, Mota-Babiloni A, Amat-Albuixech M, Molés F. Thermodynamic analysis of low GWP alternatives to HFC-245fa in high-temperature heat pumps: HCFO-1224yd(Z), HCFO-1233zd(E) and HFO-1336mzz (Z). *Appl Therm Eng* 2019. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.02.047>.
- [40] Fernando M. Tello-Oquendo, Emilio Navarro-Peris, Francisco Barceló-Ruescas, José González-Maciá, Semi-empirical model of scroll compressors and its extension to describe vapor-injection compressors. Model description and experimental validation, *International Journal of Refrigeration*, Volume 106, 2019, Pages 308-326, ISSN 0140-7007, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.06.031>.
- [41] Alhamid MI, Aisyah N, Nasruddin N, Lubis A. Thermodynamic and environmental analysis of a high-temperature heat Pump using HCFO-1224yd(Z) and HCFO- 1233zd(E). *Int J Technol* 2019;10:1585. <https://doi.org/10.14716/ijtech.v10i8.3459>.

[42] Paris Agreement, United Nations, 2015, <https://unfccc.int/process-and-meetings/the-paris-agreement>

[43] Carlos Mateu-Royo, Cordin Arpagaus, Adrián Mota-Babiloni, Joaquín Navarro-Esbrí, Stefan S. Bertsch (2021), Advanced high temperature heat pump configurations using low GWP refrigerants for industrial waste heat recovery: A comprehensive study, *Energy Conversion and Management*, Volume 229, 2021, 113752, ISSN 0196-8904, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113752>

[44] Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer, 1522 UNTS 3, 26 ILM 1541, 1550 (1987), <https://cil.nus.edu.sg/database/cil/1987-montreal-protocol-on-substances-that-deplete-the-ozone-layer-as-amended-1990-1992-1995-1997-1999-2007-2016/>

[45] K.J. Chua, S.K. Chou, W.M. Yang, Advances in heat pump systems: A review, *Applied Energy*, Volume 87, Issue 12, 2010, Pages 3611-3624, ISSN 0306-2619, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.06.014>.

[46] Di Wu, Hongzhi Yan, Bin Hu, R.Z. Wang, Modeling and simulation on a water vapor high temperature heat pump system, *Energy*, Volume 168, 2019, Pages 1063-1072, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.11.113>.

[47] P.A. Kew, Heat pumps for industrial waste heat recovery—a summary of required technical and economic criteria, *Journal of Heat Recovery Systems*, Volume 2, Issue 3, 1982, Pages 283-296, ISSN 0198-7593, [https://doi.org/10.1016/0198-7593\(82\)90021-2](https://doi.org/10.1016/0198-7593(82)90021-2).

[48] O. Bamigbetan, T.M. Eikevik, P. Nekså, M. Bantle, C. Schlemminger, The development of a hydrocarbon high temperature heat pump for waste heat recovery, *Energy*, Volume 173, 2019, Pages 1141-1153, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.02.159>.

[49] Manuel Verdnik, René Rieberer, Influence of operating parameters on the COP of an R600 high-temperature heat pump, *International Journal of Refrigeration*, Volume 140, 2022, Pages 103-111, ISSN 0140-7007, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.05.010>.

[50] Bamigbetan, Opeyemi & Eikevik, Trygve & Nekså, Petter & Bantle, Michael & Schlemminger, Christian. (2018). *Experimental Investigation of a prototype R-600 Compressor for High Temperature Heat Pump*. *Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.12.020>

[51] Chang Xu, Hua Yang, Xiaohui Yu, Hongting Ma, Mo Chen, Mingchang Yang, Performance analysis for binary mixtures based on R245fa using in high temperature heat pumps, *Energy Conversion and Management: X*, Volume 12, 2021, 100123, ISSN 2590-1745, <https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2021.100123>.

- [52] M.G. Cooper, Flow boiling—the ‘apparently nucleate’ regime, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 32, Issue 3, 1989, Pages 459-464, ISSN 0017-9310, [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(89\)90133-6](https://doi.org/10.1016/0017-9310(89)90133-6).
- [53] Thonon, Bernard & Bontemps, Andre. (2002). Condensation of Pure and Mixture of Hydrocarbons in a Compact Heat Exchanger: Experiments and Modelling. *Heat Transfer Engineering*. 23. 3-17. <https://doi.org/10.1080/01457630290098718>.
- [54] Ji Zhang, Martin Ryhl Kærn, Torben Ommen, Brian Elmegaard, Fredrik Haglund, Condensation heat transfer and pressure drop characteristics of R134a, R1234ze(E), R245fa and R1233zd(E) in a plate heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 128, 2019, Pages 136-149, ISSN 0017-9310, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.08.124>.
- [55] Lemort V, Quoilin S, Cuevas C, Lebrun J. Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle. *Appl Therm Eng* 2009;29:3094–102. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2009.04.013>.
- [56] P. Ganesan, Trygve M. Eikevik, Khalid Hamid, Ruzhu Wang, Hongzhi Yan, Thermodynamic analysis of cascade high-temperature heat pump using new natural zeotropic refrigerant mixtures: R744/R600 and R744/R601, *International Journal of Refrigeration*, 2023, ISSN 0140-7007, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.05.017>.
- [57] Ian H. Bell, Sylvain Quoilin, Emeline Georges, James E. Braun, Eckhard A. Groll, W. Travis Horton, Vincent Lemort, A generalized moving-boundary algorithm to predict the heat transfer rate of counterflow heat exchangers for any phase configuration, *Applied Thermal Engineering*, Volume 79, 2015, Pages 192-201, ISSN 1359-4311, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.12.028>.
- [58] Wu D, Hu B, Wang RZ, Fan H, Wang R. The performance comparison of high temperature heat pump among R718 and other refrigerants. *Renewable Energy* 2020;154:715–22. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.03.034>.

11. ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α – ΚΩΔΙΚΕΣ ΜΑΤΛΑΒ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ

11.1 ΜΟΝΟΒΑΘΜΙΑ ΒΑΘΜΙΑ ΑΝΤΛΙΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

```
% HTHP Single Stage calculation
% units: p=[bar], T=[K], h=[kJ/kg], s=[J/kg*K], dens=[kg/m^(3)], v=[m^(3)/kg],
% Q=[kW], m=[kg/s],
% Working Fluids [WF]
wf1='R1233zd(E)';

%HTHP power
Qc=100;

%Heat sink
%Tsinkout = 80+273.15; %outlet temp
for i=0:5:40    j=1+i/5
Tsinkout(j) = 80+273.15 + i; %outlet temp
DTsink = 15;
Tsinkin=Tsinkout(j)-DTsink;
DTppsink = 3; %Cond approach temp

%Heat Source
Tsourcein = 30+273.15; %inlet temp [K]
DTsource = 5; %temp glide
DTppsource = 2.5; %Evap approach temp
Tsourceout=Tsourcein-DTsource

%Temp lift [K]
DTlift = Tsourcein-Tsinkout(j);

%SuperHeating & SubCooling degree [K]
DTSH=7;
DTSC=3;

%pinch point
DTPP=7

%evaporation conditions
Tevap = Tsourcein-DTSH-DTPP;
pevap=PropsSI('P','T',Tevap,'Q',1,wf1) % Evaporation pressure [Pa]

%condensation contitions
Tcond = Tsinkout(j)+DTppsink;
pcond=PropsSI('P','T',Tcond,'Q',0,wf1) % Evaporation pressure [Pa]

% compressor efficiency
ncis=0.72; %compressor isentropic efficiency

%calculations
```

```
%cycle initialization
%point (1) - evaporator outlet
p(1)=pevap/10^5
T(1)=Tsourcein-DTppsource
h(1)=PropsSI('H','T',T(1),'P',p(1)*10^5,wf1)/10^3
s(1)=PropsSI('S','T',T(1),'P',p(1)*10^5,wf1)

%point (3) (Saturated liquid) - cond. outlet
p(3) = pcond/10^5
T(3) = Tcond-DTSC
h(3)=PropsSI('H','T',T(3),'P',p(3)*10^5,wf1)/10^3

%point (2) - compressor outlet
p(2)=p(3)
s2is=s(1)
try
    h2is=PropsSI('H','P',p(2)*10^5,'S',s2is,wf1)/10^3;
catch
    x2is=(s2is-
    PropsSI('S','P',p(2)*10^5,'Q',0,wf1))/(PropsSI('S','P',p(2)*10^5,'Q',1,wf1)-
    PropsSI('S','P',p(2)*10^5,'Q',0,wf1));
    h2is=x2is*PropsSI('H','P',p(2)*10^5,'Q',1,wf1)/1e3+(1-
    x2is)*PropsSI('H','P',p(2)*10^5,'Q',0,wf1)/1e3;
end
h(2)=(h2is-h(1))/ncis+h(1)
T(2)=PropsSI('T','H',h(2)*10^3,'P',p(2)*10^5,wf1)

%point (4) - exp. valve outlet
h(4)=h(3)
p(4)=p(1)
T(4)=Tevap
%T(4)=PropsSI('T','P',p(4)*10^5,'H',h(4)*10^3,wf1)
s(4)=PropsSI('S','P',p(4)*10^5,'H',h(4)*10^3,wf1)

%working fluid mass initialization [kg/s]
m=Qc/(h(2)-h(3))

%Evaporator water flow
Qe=m*(h(1)-h(4)) %evap. heat transfer
p4w=3*10^5
p1w=p4w
T4w=Tsourcein
T1w=Tsourceout
h1w= PropsSI('H','T',T1w,'P',p1w,'water')/10^3
h4w= PropsSI('H','T',T4w,'P',p4w,'water')/10^3
%energy balance to find evaporator's water mass flow
mw_e=Qe/(h4w-h1w)

%Condenser water flow
T3w=Tsinkout(j)
T2w=Tsinkin
p2w=3*10^5
p3w=p2w
```

```
h2w=PropsSI('H','T',T2w,'P',p2w,'water')/10^3
h3w=PropsSI('H','T',T3w,'P',p3w,'water')/10^3
%energy balance to find condenser's water mass flow
mw_c=Qc/(h3w-h2w)

%for all exchangers
%HEX_sizing parameters
param.HTC_SP='Thonon'; %Thonon; %Martin;
param.HTC_EVAP='Cooper'; %Longo; %Cooper; %Zhang;
param.HTC_COND='Zhang'; %Longo; %Kuo; %Yan; %Zhang;
param.DP_SP='Martin'; %Thonon; %Martin
param.DP_EVAP='Yan_Lin'; %Yan_Lin; %Zhang; %Hsieh
param.DP_COND='Amalfi'; %Kuo; %Amalfi; %Tao; %Zhang;
company='Alfa Laval'; % 'Kelvion'; 'SWEP'; 'Alfa Laval'
PLOTS=1;

%% Loop for correct condenser - check using mass
%mass check init
Dm=0.1
while Dm>0.001

%condenser calc functions
[out,param_HEX] =
HEX_sizing_v3('water',wf1,p(2)*10^5,h(2)*10^3,h(3)*10^3,p2w,h2w*10^3,h3w*10^3,mw_
c,m,20,150,param,company,0,5)
[out_cond] =
HEX_simul_v2('water',wf1,p(2)*10^5,h(2)*10^3,p2w,h2w*10^3,mw_c,m,'cold',param_HEX
,PLOTS,1)

%point (3) cond. outlet - exp valve inlet
T(3) = out_cond.Thout
h(3) = out_cond.hhout/10^3
p(3) = p(3)
s(3) = PropsSI('S','T',T(3),'Q',0,wf1)
dens(3)=PropsSI('D','T',T(3),'P',p(3)*10^5,wf1)
%dvisc(3)=PropsSI('V','T',T(3),'P',p(3)*10^5,wf1)
%kvisc(3)=dvisc(3)/dens(3)

%point (4) - exp. valve outlet
h(4)=h(3)

%cond water flow - correct
T2w=out_cond.Tcin
T3w=out_cond.Tcout
p3w=p2w
h2w=out_cond.hcin/10^3
h3w=out_cond.hcout/10^3

% WF mass (to be corrected)
m=Qc/(h(2)-h(3))
Qe=m*(h(1)-h(4))
```

```
%% Loop for correct evaporator - check using mass
%check init
Qe=m*(h(1)-h(4))
mw_e=Qe/(h4w-h1w)
Dmw_e=0.1
while Dmw_e>0.001

%evaporator calc functions
[out,param_HEX] =
HEX_sizing_v3(wf1, 'water', p4w, h4w*10^3, h1w*10^3, p(4)*10^5, h(4)*10^3, h(1)*10^3, m, m
w_e, 180, 35, param, company, 0, 8)
[out_evap] =
HEX_simul_v2(wf1, 'water', p4w, h4w*10^3, p(4)*10^5, h(4)*10^3, m, mw_e, 'hot', param_HEX,
PLOTS, 2)

%point (1) - correct - evaporator outlet
p(1)=pevap/10^5
T(1)=out_evap.Tcout
h(1)=out_evap.hcout/10^3
s(1)=PropsSI('S', 'H', h(1)*10^3, 'P', p(1)*10^5, wf1)
dens(1)=PropsSI('D', 'T', T(1), 'P', p(1)*10^5, wf1)
% dvisc(1)=PropsSI('V', 'T', T(1), 'P', p(1)*10^5, wf1)
% kvisc(1)=dvisc(1)/dens(1)

%point (4) - correct - exp. valve outlet
p(4)=pevap/10^5
T(4)=out_evap.Tcin
h(4)=h(3)
s(4)=PropsSI('S', 'P', p(4)*10^5, 'H', h(4)*10^3, wf1)
%p(4)=PropsSI('P', 'T', T(4), 'S', s(4), wf1)/10^5
dens(4)=PropsSI('D', 'P', p(4)*10^5, 'H', h(4)*10^3, wf1)
% dvisc(4)=PropsSI('V', 'P', p(4)*10^5, 'H', h(4)*10^3, wf1)
% kvisc(4)=dvisc(4)/dens(4)

%point (2) - compressor outlet
p(2)=p(3)
s2is=s(1)
h2is=PropsSI('H', 'P', p(2)*10^5, 'S', s2is, wf1)/10^3
h(2)=(h2is-h(1))/ncis+h(1)
T(2)=PropsSI('T', 'H', h(2)*10^3, 'P', p(2)*10^5, wf1)
s(2)=PropsSI('S', 'H', h(2)*10^3, 'P', p(2)*10^5, wf1)
dens(2)=PropsSI('D', 'T', T(2)+273.15, 'P', p(2)*10^5, wf1)
% dvisc(2)=PropsSI('V', 'T', T(2)+273.15, 'P', p(2)*10^5, wf1)
% kvisc(2)=dvisc(2)/dens(2)

%evap water flow - correct
T1w=out_evap.Thout
T4w=out_evap.Thin
p1w=p4w
h1w=out_evap.hhout/10^3
h4w=PropsSI('H', 'T', T4w, 'P', p4w, 'water')/10^3
Qe=m*(h(1)-h(4))
mw_e_new=Qe/(h4w-h1w)
```

```
Dmw_e=abs(mw_e-mw_e_new)/mw_e
mw_e=mw_e_new
end
%mass correction
mnew=Qc/(h(2)-h(3))
mw_c=Qc/(h3w-h2w)
Dm=abs(m-mnew)/m
m=mnew %actual mass
end

%Performance
pr=p(2)/p(1)
WC=m*(h2is-h(1))/ncis
Qcheck=m*(h(2)-h(3))
COP=Qc/WC
nvol = 1.0455 - 0.0184*pr - 0.0011*pr^2
VHC=dens(1)*nvol*(h(2)-h(3))

%% Cycle diagrams
% Temperature in deg Celcius for all diagrams
T = T-273.15

%% P-h diagram
figure(4)
% Append first point to last to close the curve
h = [h, h(1)];
p = [p, p(1)];
lgp=log(p)
plot(h,p)
hold on
plot(h,p, 'r*')
[ Pplot,hLplot,hGplot,hLGplot,sLplot,sGplot,sLGplot,TsGmax,PsGmax,sGmax,Tplot ]
=sat_calc(100,wf1,0+273.15);
plot(hLplot,Pplot, 'Color', [1 0.5 0])
plot(hGplot,Pplot, 'Color', [1 0.5 0])
ylabel(['Pressure [bar]'])
xlabel(['Enthalpy [kJ/kg]'])

%% T-s diagram
T3x=Tcond-273.15
T2x=T3x
T4x=Tevap-273.15
s4x=PropsSI('S','T',Tevap,'Q',1,wf1)
s2x=PropsSI('S','T',Tcond,'Q',1,wf1)
s3x=PropsSI('S','T',Tcond,'Q',0,wf1)
figure(5)
% Append first point to last to close the curve
sdiag = [s(1),s(2),s2x,s3x,s(3),s(4),s4x,s(1)];
Tdiag = [T(1),T(2),T2x,T3x,T(3),T(4),T4x,T(1)];
plot(sdiag,Tdiag, 'Color', [0 1 1])
hold on
plot(s,T, 'r*')
plot(s4x,T4x, 'r*')
```

```
plot(s2x,T2x,'r*')
plot(s3x,T2x,'r*')
[ Pplot,hLplot,hGplot,hLGplot,sLplot,sGplot,sLGplot,TsGmax,PsGmax,sGmax,Tpplot ]
=sat_calc(100,wf1,0+273.15);
plot(sLplot,Tpplot-273.15,'Color',[1 0.5 0])
plot(sGplot,Tpplot-273.15,'Color',[1 0.5 0])
ylabel(['Temperature [', char(176), 'C]'])
xlabel('Entropy [kJ/kgK]')

%
% export graphics
if j==1
    exportgraphics.figure(1,['30-80_COND.png'])
    exportgraphics.figure(2,['30-80_EVAP.png'])
    exportgraphics.figure(4,['30-80_P-H.png'])
    exportgraphics.figure(5,['30-80_T-S.png'])
elseif j==2
    exportgraphics.figure(1,['30-85_COND.png'])
    exportgraphics.figure(2,['30-85_EVAP.png'])
    exportgraphics.figure(4,['30-85_P-H.png'])
    exportgraphics.figure(5,['30-85_T-S.png'])
elseif j==3
    exportgraphics.figure(1,['30-90_COND.png'])
    exportgraphics.figure(3,['30-90_EVAP.png'])
    exportgraphics.figure(4,['30-90_P-H.png'])
    exportgraphics.figure(5,['30-90_T-S.png'])
elseif j==4
    exportgraphics.figure(1,['30-95_COND.png'])
    exportgraphics.figure(3,['30-95_EVAP.png'])
    exportgraphics.figure(4,['30-95_P-H.png'])
    exportgraphics.figure(5,['30-95_T-S.png'])
elseif j==5
    exportgraphics.figure(1,['30-100_COND.png'])
    exportgraphics.figure(2,['30-100_EVAP.png'])
    exportgraphics.figure(4,['30-100_P-H.png'])
    exportgraphics.figure(5,['30-100_T-S.png'])
elseif j==6
    exportgraphics.figure(1,['30-105_COND.png'])
    exportgraphics.figure(2,['30-105_EVAP.png'])
    exportgraphics.figure(4,['30-105_P-H.png'])
    exportgraphics.figure(5,['30-105_T-S.png'])
elseif j==7
    exportgraphics.figure(1,['30-110_COND.png'])
    exportgraphics.figure(2,['30-110_EVAP.png'])
    exportgraphics.figure(4,['30-110_P-H.png'])
    exportgraphics.figure(5,['30-110_T-S.png'])
elseif j==8
    exportgraphics.figure(1,['30-115_COND.png'])
    exportgraphics.figure(2,['30-115_EVAP.png'])
    exportgraphics.figure(4,['30-115_P-H.png'])
    exportgraphics.figure(5,['30-115_T-S.png'])
else j==9
    exportgraphics.figure(1,['30-120_COND.png'])
```



```
exportgraphics(figure(2),['30-120_EVAP.png'])
exportgraphics(figure(4),['30-120_P-H.png'])
exportgraphics(figure(5),['30-120_T-S.png'])
end
%}

% COP PLOT
figure(6)
hold on
COP(j)=COP
plot(Tsinkout(j)-273.15,COP(j),'-*')
line(Tsinkout(j)-273.15,COP(j))
ylabel(['COP'])
xlabel(['Tsink,out [' , char(176), 'C']'])
savefig(figure(6),'COP.fig')

% VHC PLOT
figure(7)
hold on
VHC(j)=VHC
plot(Tsinkout(j)-273.15,VHC(j),'-*')
line(Tsinkout(j)-273.15,VHC(j))
ylabel(['VHC [kJ m^-^3]'])
xlabel(['Tsink,out [' , char(176), 'C']'])
savefig(figure(7),'VHC.fig')
end
```

11.2 ΜΟΝΟΒΑΘΜΙΑ ΑΝΤΛΙΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕ ΕΝΔΙΑΜΕΣΟ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ

```
% HTHP calculation

%% INTERNAL HEAT EXCHANGER (IHX)

% units: p=[bar], T=[K], h=[kJ/kg], s=[J/kg*K], dens=[kg/m^3], v=[m^3/kg],
% Q=[kW], m=[kg/s],
% Working Fluids [WF]
wf1='R600'; %'R1234ze(Z)';'R1234ze(Z)'

%HTHP power
Qc=100;

%Heat sink
for i=0:5:40    j=1+i/5
Tsinkout(j) = 80+273.15 + i; %outlet temp
```

%Heat sink

% Tsinkout(j) = 120+273.15; %outlet temp

DTsink = 15;

Tsinkin=Tsinkout(j)-DTsink;

%Tsinkin=Tsinkout(j)-DTsink;

DTppsink = 3; %Cond approach temp

%Heat Source

Tsourcein = 30+273.15; %inlet temp [K]

DTsource = 5; %temp glide

DTppsource = 2.5; %Evap approach temp

Tsourceout=Tsourcein-DTsource

%Temp lift [K]

DTlift = Tsourcein-Tsinkout(j);

%SuperHeating & SubCooling degree [K]

DTSH=7;

DTSC=3;

%IHX PP

DTPP=5

%evaporation conditions

Tevap = Tsourcein-DTSH-DTPP;

pevap=PropsSI('P','T',Tevap,'Q',1,wf1) % Evaporation pressure [Pa]

%condensation contitions

Tcond = Tsinkout(j)+DTppsink;

pcond=PropsSI('P','T',Tcond,'Q',0,wf1) % Evaporation pressure [Pa]

```
%IHX temperature lift
DTIHXc=7 %[K]
DTIHXh=5 %[K]

% compressor efficiency
ncis=0.65 %compressor isentropic efficiency
%nvoh=0.8 %compressor volumetric efficiency

%% calculations - cycle initialization

%point 6 - IHX inlet (evaporator outlet)
p(6)=pevap/10^5
T(6)=Tevap + DTSH
s(6)=PropsSI('S','T',T(6),'P',p(6)*10^5,wf1)
h(6)=PropsSI('H','T',T(6),'P',p(6)*10^5,wf1)/10^3
dens(6)=PropsSI('D','T',T(6),'P',p(6)*10^5,wf1)
%dvoh(6)=PropsSI('V','T',T(6),'P',p(6)*10^5,wf1)
%kvoh(6)=dvoh(6)/dens(6)

%point 3 (Saturated liquid) - cond. outlet
p(3) = pcond/10^5
T(3) = Tcond-DTSC
h(3)=PropsSI('H','T',T(3),'P',p(3)*10^5,wf1)/10^3
s(3) = PropsSI('S','T',T(3),'Q',0,wf1)

%point 1 - (IHX hot outlet) compressor inlet
p(1)=p(6)
T(1)=T(6)+ DTIHXh
```

$h(1)=\text{PropsSI}('H','T',T(1),'P',p(1)*10^5,wf1)/10^3$

$s(1)=\text{PropsSI}('S','T',T(1),'P',p(1)*10^5,wf1)$

%point 4 - IHX cold outlet (exp. valve inlet)

$p(4)=p(3)$

$T(4)=T(3)-DTIHXc$

$h(4)=\text{PropsSI}('H','P',p(4)*10^5,'T',T(4),wf1)/10^3$

$s(4)=\text{PropsSI}('S','P',p(4)*10^5,'H',h(4)*10^3,wf1)$

%point 5 - exp. valve outlet

$p(5)=p(6)$

$h(5)=h(4)$

$T(5)=\text{PropsSI}('T','H',h(5)*10^3,'P',p(5)*10^5,wf1)$

$s(5)=\text{PropsSI}('S','H',h(5)*10^3,'P',p(5)*10^5,wf1)$

%point 2 - compressor outlet

$p(2)=p(3)$

$s2is=s(1)$

$h2is=\text{PropsSI}('H','P',p(2)*10^5,'S',s2is,wf1)/10^3$

$h(2)=(h2is-h(1))/ncis+h(1)$

$s(2)=\text{PropsSI}('S','H',h(2)*10^3,'P',p(2)*10^5,wf1)$

$T(2)=\text{PropsSI}('T','H',h(2)*10^3,'S',s(2),wf1)$

$pr=p(2)/p(1)$

%Working fluid mass init.

$m=Qc/(h(2)-h(3))$

%Evaporator water flow

$Qe=m*(h(6)-h(5))$ %evap. heat transfer

$p5w=3*10^5$

```
p6w=p5w
T5w=Tsourcein
T6w=Tsourceout
h6w= PropsSI('H','T',T6w,'P',p6w,'water')/10^3
h5w= PropsSI('H','T',T5w,'P',p5w,'water')/10^3
%energy balance to find evaporator's water mass flow
mw_e=Qe/(h5w-h6w)

%Condenser water flow
T3w=Tsinkout(j)
T2w=Tsinkin
p2w=3*10^5
p3w=p2w
h2w=PropsSI('H','T',T2w,'P',p2w,'water')/10^3
h3w=PropsSI('H','T',T3w,'P',p3w,'water')/10^3
%energy balance to find condenser's water mass flow
mw_c=Qc/(h3w-h2w)

%For all exchangers
%HEX_sizing parameters
param.HTC_SP='Thonon'; %Thonon; %Martin;
param.HTC_EVAP='Cooper'; %Longo; %Cooper; %Zhang;
param.HTC_COND='Zhang'; %Longo; %Kuo; %Yan; %Zhang;
param.DP_SP='Martin'; %Thonon; %Martin
param.DP_EVAP='Yan_Lin'; %Yan_Lin; %Zhang; %Hsieh
param.DP_COND='Amalfi'; %Kuo; %Amalfi; %Tao; %Zhang;
company='Alfa Laval'; % 'Kelvion'; 'SWEP'; 'Alfa Laval'
PLOTS=1;

Dh6=0.1
```

```
while Dh6>0.001

%% condenser check

Dm=0.1

while Dm>0.001

%condenser calc functions

[out,param_HEX_cond] =
HEX_sizing_v3('water',wf1,p(2)*10^5,h(2)*10^3,h(3)*10^3,p2w,h2w*10^3,h3w*10^3,mw_
c,m,20,150,param,company,0,5)

[out_cond] =
HEX_simul_v2('water',wf1,p(2)*10^5,h(2)*10^3,p2w,h2w*10^3,mw_c,m,'cold',param_HEX
_cond,PLOTS,1)

%point 3 _ correct

T(3) = out_cond.Thout
h(3) = out_cond.hhout/10^3
s(3) = PropsSI('S','T',T(3),'P',p(3)*10^5,wf1)
dens(3)=PropsSI('D','T',T(3),'P',p(3)*10^5,wf1)
%dvisc(3)=PropsSI('V','T',T(3),'P',p(3)*10^5,wf1)
%kvisc(3)=dvisc(3)/dens(3)

%cond water flow - correct

T2w=out_cond.Tcin
T3w=out_cond.Tcout
p3w=p2w-out_cond.Dp_h_total
h2w=out_cond.hcin/10^3
h3w=out_cond.hcout/10^3

%IHX calculation

[out,param_HEX] =
HEX_sizing_v3(wf1,wf1,p(3)*10^5,h(3)*10^3,h(4)*10^3,p(6)*10^5,h(6)*10^3,h(1)*10^3
,m,m,150,150,param,company,0,5)

[out2] =
HEX_simul_v2(wf1,wf1,p(3)*10^5,h(3)*10^3,p(6)*10^5,h(6)*10^3,m,m,'hot',param_HEX,
PLOTS,2)
```

```
%point 1 _ correct
h(1)=out2.hcout/10^3
T(1)=out2.Tcout
s(1)=PropsSI('S','T',T(1),'P',p(1)*10^5,wf1)
dens(1)=PropsSI('D','T',T(1),'P',p(1)*10^5,wf1)
% dvisc(1)=PropsSI('V','T',T(1),'P',p(1)*10^5,wf1)
% kvisc(1)=dvisc(1)/dens(1)

%point 4 _ correct
h(4)=out2.hhout/10^3
T(4)=out2.Thout
s(4)=PropsSI('S','P',p(4)*10^5,'T',T(4),wf1)
dens(4)=PropsSI('D','P',p(4)*10^5,'H',h(4)*10^3,wf1)
% dvisc(4)=PropsSI('V','P',p(4)*10^5,'H',h(4)*10^3,wf1)
% kvisc(4)=dvisc(4)/dens(4)

%point 5 _correct
p(5)=p(6)
h(5)=h(4)
T(5)=PropsSI('T','H',h(5)*10^3,'P',p(5)*10^5,wf1)
s(5)=PropsSI('S','H',h(5)*10^3,'P',p(5)*10^5,wf1)
dens(5)=PropsSI('D','H',h(5)*10^3,'P',p(5)*10^5,wf1)
% dvisc(5)=PropsSI('V','H',h(5)*10^3,'P',p(5)*10^5,wf1)
% kvisc(5)=dvisc(5)/dens(5)

%point 2 - compressor outlet for new s1
p(2)=p(3)
s2is=s(1)
h2is=PropsSI('H','P',p(2)*10^5,'S',s2is,wf1)/10^3
```

```
h(2)=(h2is-h(1))/ncis+h(1)
s(2)=PropsSI('S','H',h(2)*10^3,'P',p(2)*10^5,wf1)
T(2)=PropsSI('T','H',h(2)*10^3,'P',p(2)*10^5,wf1)
dens(2)=PropsSI('D','T',T(2),'P',p(2)*10^5,wf1)
% dvisc(2)=PropsSI('V','T',T(2),'P',p(2)*10^5,wf1)
% kvisc(2)=dvisc(2)/dens(2)
pr=p(2)/p(1)

%mass correction
mnew=Qc/(h(2)-h(3))
mw_c=Qc/(h3w-h2w)
Dm=abs(m-mnew)/m
m=mnew %actual mas

end

%% Loop for correct evap - check using mass
Dmw_e=0.1
Qe=m*(h(6)-h(5))
mw_e=Qe/(h5w-h6w)
% mw_e=1.8
while Dmw_e>0.001
%evaporator calc functions
[out,param_HEX_evap] =
HEX_sizing_v3(wf1,'water',p5w,h5w*10^3,h6w*10^3,p(5)*10^5,h(5)*10^3,h(6)*10^3,m,m
w_e,200,35,param,company,0,8)

[out_evap] =
HEX_simul_v2(wf1,'water',p5w,h5w*10^3,p(5)*10^5,h(5)*10^3,m,mw_e,'hot',param_HEX_
evap,PLOTS,3)

%point (6) - correct - evaporator outlet
p(6)=pevap/10^5
```



```
T(6)=out_evap.Tcout
h6new=out_evap.hcout/10^3

%evap water flow - correct
T5w=out_evap.Thin
T6w=out_evap.Thout
p6w=p5w
h6w=out_evap.hhout/10^3
h5w=out_evap.hhin/10^3

Qe=m*(h(6)-h(5))
mw_e_new=Qe/(h5w-h6w)
Dmw_e=abs(mw_e-mw_e_new)/mw_e
mw_e=mw_e_new
end

Dh6=abs(h(6)-h6new)/h(6)
h(6)=h6new
s(6)=PropsSI('S','H',h(6)*10^3,'P',p(6)*10^5,wf1)
dens(6)=PropsSI('D','H',h(6)*10^3,'P',p(6)*10^5,wf1)
% dvisc(6)=PropsSI('V','H',h(6)*10^3,'P',p(6)*10^5,wf1)
% kvisc(6)=dvisc(6)/dens(6)

end

%% P-h diagram
figure(4)
% Append first point to last to close the curve
h = [h, h(1)];
```

```
p = [p, p(1)];
lgp=log(p)
plot(h,p)
hold on
plot(h,p, 'r*')
[ Pplot,hLplot,hGplot,hLGplot,sLplot,sGplot,sLGplot,TsGmax,PsGmax,sGmax,Tplot ]
=sat_calc(100,wf1,0+273.15);
plot(hLplot,Pplot, 'Color', [1 0.5 0])
plot(hGplot,Pplot, 'Color', [1 0.5 0])
ylabel(['Pressure [bar]'])
xlabel('Enthalpy [kJ/kg]')

%T-s diagram
T=T-273.15
T2x=Tcond-273.15
T3x=T2x
T6x=Tevap-273.15
s6x=PropsSI('S','T',Tevap,'Q',1,wf1)
s2x=PropsSI('S','T',Tcond,'Q',1,wf1)
s3x=PropsSI('S','T',Tcond,'Q',0,wf1)
figure(5)
% Append first point to last to close the curve
sdiag = [s(1),s(2),s2x,s3x,s(3),s(4),s(5),s6x,s(6),s(1)];
Tdiag = [T(1),T(2),T2x,T3x,T(3),T(4),T(5),T6x,T(6),T(1)];
plot(sdiag,Tdiag)
hold on
plot(s,T, 'r*')
plot(s6x,T6x, 'r*')
plot(s2x,T2x, 'r*')
plot(s3x,T2x, 'r*')
```

```
[ Pplot,hLplot,hGplot,hLGplot,sLplot,sGplot,sLGplot,TsGmax,PsGmax,sGmax,Tplot ]
=sat_calc(100,wf1,0+273.15);

plot(sLplot,Tplot-273.15,'Color',[1 0.5 0])
plot(sGplot,Tplot-273.15,'Color',[1 0.5 0])
ylabel(['Temperature [', char(176), 'C]'])
xlabel('Entropy [kJ/kgK]')

%performance
WC=m*(h2is-h(1))/(0.7*0.95)
Qcheck=m*(h(2)-h(3))
COP=Qc/WC
nvol = 1.0455 - 0.0184*pr - 0.0011*pr^2
VHC=dens(1)*nvol*(h(2)-h(3))
%IHXefficiency
mIHX=(h(1)-h(6))/(h(3)-h(4))
nIHX=(T(1)-T(6))/(T(3)-T(4))
epsilonIHX=(h(1)-h(6))/(h(1)-h(3))

% export graphics
if j==1
    exportgraphics(figure(1),['30-80_COND.png'])
    exportgraphics(figure(2),['30-80_IHX.png'])
    exportgraphics(figure(3),['30-80_EVAP.png'])
    exportgraphics(figure(4),['30-80_P-H.png'])
    exportgraphics(figure(5),['30-80_T-S.png'])
elseif j==2
    exportgraphics(figure(1),['30-85_COND.png'])
    exportgraphics(figure(2),['30-85_IHX.png'])
    exportgraphics(figure(3),['30-85_EVAP.png'])
    exportgraphics(figure(4),['30-85_P-H.png'])
    exportgraphics(figure(5),['30-85_T-S.png'])
```

```
elseif j==3
    exportgraphics(figure(1),['30-90_COND.png'])
    exportgraphics(figure(2),['30-90_IHX.png'])
    exportgraphics(figure(3),['30-90_EVAP.png'])
    exportgraphics(figure(4),['30-90_P-H.png'])
    exportgraphics(figure(5),['30-90_T-S.png'])
elseif j==4
    exportgraphics(figure(1),['30-95_COND.png'])
    exportgraphics(figure(2),['30-95_IHX.png'])
    exportgraphics(figure(3),['30-95_EVAP.png'])
    exportgraphics(figure(4),['30-95_P-H.png'])
    exportgraphics(figure(5),['30-95_T-S.png'])
elseif j==5
    exportgraphics(figure(1),['30-100_COND.png'])
    exportgraphics(figure(2),['30-100_IHX.png'])
    exportgraphics(figure(3),['30-100_EVAP.png'])
    exportgraphics(figure(4),['30-100_P-H.png'])
    exportgraphics(figure(5),['30-100_T-S.png'])
elseif j==6
    exportgraphics(figure(1),['30-105_COND.png'])
    exportgraphics(figure(2),['30-105_IHX.png'])
    exportgraphics(figure(3),['30-105_EVAP.png'])
    exportgraphics(figure(4),['30-105_P-H.png'])
    exportgraphics(figure(5),['30-105_T-S.png'])
elseif j==7
    exportgraphics(figure(1),['30-110_COND.png'])
    exportgraphics(figure(2),['30-110_IHX.png'])
    exportgraphics(figure(3),['30-110_EVAP.png'])
    exportgraphics(figure(4),['30-110_P-H.png'])
    exportgraphics(figure(5),['30-110_T-S.png'])
```

```
elseif j==8
    exportgraphics(figure(1),['30-115_COND.png'])
    exportgraphics(figure(2),['30-115_IHX.png'])
    exportgraphics(figure(3),['30-115_EVAP.png'])
    exportgraphics(figure(4),['30-115_P-H.png'])
    exportgraphics(figure(5),['30-115_T-S.png'])
else j==9
    exportgraphics(figure(1),['30-120_COND.png'])
    exportgraphics(figure(2),['30-120_IHX.png'])
    exportgraphics(figure(3),['30-120_EVAP.png'])
    exportgraphics(figure(4),['30-120_P-H.png'])
    exportgraphics(figure(5),['30-120_T-S.png'])
end

% COP PLOT
figure(8)
hold on
COP(j)=COP
plot(Tsinkout(j)-273.15,COP(j),'-*')
ylabel(['COP'])
xlabel(['Tsink,out [' , char(176), 'C']])
savefig(figure(8),'COP.fig')

% VHC PLOT
figure(9)
hold on
VHC(j)=VHC
plot(Tsinkout(j)-273.15,VHC(j),'-*')
ylabel(['VHC [kJ m^-^3]'])
xlabel(['Tsink,out [' , char(176), 'C']])
```

```
savefig(figure(9), 'VHC.fig')
```

```
end
```

11.3 ΔΙΒΑΘΜΙΑ CASCADE ΑΝΤΛΙΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

```
% HTHP calculation
%% CASCADE
% units: p=[bar], T=[K], h=[kJ/kg], s=[J/kg*K], dens=[kg/m^3], v=[m^3/kg],
% Q=[kW], m=[kg/s],
% Working Fluids [WF]
wf1='R600'; %[LT]
wf2='R600'; %[HT]

%HTHP power
QHT=100;

%Heat sink
%Tsinkout = 80+273.15; %outlet temp
for i=0:5:40    j=1+i/5
Tsinkout(j) = 100+273.15 + i; %outlet temp
DTsink = 15;
Tsinkin=Tsinkout(j)-DTsink;
DTppsink = 3; %Cond approach temp

%Heat Source
Tsourcein = 30+273.15; %inlet temp [K]
DTsource = 5; %temp glide
DTppsource = 3; %Evap approach temp
Tsourceout=Tsourcein-DTsource

%Temp lift [K]
DTlift = Tsourcein-Tsinkout(j);

%SuperHeating & SubCooling degree [K]
DTSH=5;
DTSC=3;

%pinch point
DTPP=5

%evaporation conditions
Tevap = Tsourcein-DTSH-DTppsource;
pevap=PropsSI('P','T',Tevap,'Q',1,wf1) % Evaporation pressure [Pa]

%condensation contitions
Tcond = Tsinkout(j)+DTppsink;
pcond=PropsSI('P','T',Tcond,'Q',0,wf1) % Evaporation pressure [Pa]

%cascade
```

```
%cascade pinch point
DTPPc=10
DTSHc=10

%cascade mean temp
Tm=60+273.15 + j/2
%Tm=(TevapC+TcondC)/2
%condensation conditions
%TcondC=50+273.15; %[K]
TcondC=Tm+DTPPc/2
pcondC = PropsSI('P','T',TcondC,'Q',0,wf1)

%evaporation conditions
TevapC=Tm-DTPPc/2
pevapC = PropsSI('P','T',TevapC,'Q',1,wf2)

% compressor efficiency
ncis=0.72 %compressor isentropic efficiency

%for all exchangers
%HEX_sizing parameters
param.HTC_SP='Thonon'; %Thonon; %Martin;
param.HTC_EVAP='Cooper'; %Longo; %Cooper; %Zhang;
param.HTC_COND='Zhang'; %Longo; %Kuo; %Yan; %Zhang;
param.DP_SP='Martin'; %Thonon; %Martin
param.DP_EVAP='Yan_Lin'; %Yan_Lin; %Zhang; %Hsieh
param.DP_COND='Amalfi'; %Kuo; %Amalfi; %Tao; %Zhang;
company='Alfa Laval'; % 'Kelvion'; 'SWEP'; 'Alfa Laval'
PLOTS=1;

%calculations
%point 1 - evaporator outlet
p(1,1)=pevap/10^5
T(1,1)=Tsourcein-DTppsource
s(1,1)=PropsSI('S','T',T(1,1),'P',p(1,1)*10^5,wf1)
h(1,1)=PropsSI('H','T',T(1,1),'P',p(1,1)*10^5,wf1)/10^3
dens(1,1)=PropsSI('D','T',T(1,1),'P',p(1,1)*10^5,wf1)
% dvisc(1,1)=PropsSI('V','T',T(1,1),'P',p(1,1)*10^5,wf1)
% kvisc(1,1)=dvisc(1,1)/dens(1,1)

%point 3 (Saturated liquid) - cond. outlet
p(1,3) = pcondC/10^5
T(1,3) = TcondC-DTSC
h(1,3)=PropsSI('H','T',T(1,3),'P',p(1,3)*10^5,wf1)/10^3
s(1,3) = PropsSI('S','T',T(1,3),'P',p(1,3)*10^5,wf1)
dens(1,3)=PropsSI('D','T',T(1,3),'P',p(1,3)*10^5,wf1)
% dvisc(1,3)=PropsSI('V','T',T(1,3),'P',p(1,3)*10^5,wf1)
% kvisc(1,3)=dvisc(1,3)/dens(1,3)

%point 2 - compressor outlet
p(1,2)=p(1,3)
```

```

s2is=s(1,1)
h12is=PropsSI('H','P',p(1,2)*10^5,'S',s2is,wf1)/10^3
h(1,2)=1/ncis*(h12is-h(1,1))+h(1,1)
T(1,2)=PropsSI('T','H',h(1,2)*10^3,'P',p(1,2)*10^5,wf1)
s(1,2)=PropsSI('S','H',h(1,2)*10^3,'P',p(1,2)*10^5,wf1)
dens(1,2)=PropsSI('D','T',T(1,2),'P',p(1,2)*10^5,wf1)
% dvisc(1,2)=PropsSI('V','T',T(1,2),'P',p(1,2)*10^5,wf1)
% kvisc(1,2)=dvisc(1,2)/dens(1,2)

%point 4 - exp. valve outlet
h(1,4)=h(1,3)
p(1,4)=p(1,1)
T(1,4)=Tevap
s(1,4)=PropsSI('S','P',p(1,4)*10^5,'H',h(1,4)*10^3,wf1)
%T(1,4)=PropsSI('T','P',p(1,4)*10^5,'H',h(1,4)*10^3,wf1)
dens(1,4)=PropsSI('D','P',p(1,4)*10^5,'H',h(1,4)*10^3,wf1)
% dvisc(1,4)=PropsSI('V','P',p(1,4)*10^5,'H',h(1,4)*10^3,wf1)
% kvisc(1,4)=dvisc(1,4)/dens(1,4)

%cascade

%point 2,3 (Saturated liquid)
T(2,3)=Tcond-DTSC
p(2,3)=pcond/10^5
s(2,3)=PropsSI('S','T',T(2,3),'P',p(2,3)*10^5,wf2)
h(2,3)=PropsSI('H','T',T(2,3),'P',p(2,3)*10^5,wf2)/10^3
dens(2,3)=PropsSI('D','T',T(2,3),'P',p(2,3)*10^5,wf2)
% dvisc(2,3)=PropsSI('V','T',T(2,3),'P',p(2,3)*10^5,wf2)
% kvisc(2,3)=dvisc(2,3)/dens(2,3)

%point2,1 (Saturated vapor) - evap. outlet
T(2,1)=TevapC+DTSHc
p(2,1)=pevapC/10^5
h(2,1)=PropsSI('H','T',T(2,1),'P',p(2,1)*10^5,wf2)/10^3
s(2,1)=PropsSI('S','H',h(2,1)*10^3,'P',p(2,1)*10^5,wf2)
dens(2,1)=PropsSI('D','T',T(2,1),'P',p(2,1)*10^5,wf2)
% dvisc(2,1)=PropsSI('V','T',T(2,1),'P',p(2,1)*10^5,wf2)
% kvisc(2,1)=dvisc(2,1)/dens(2,1)

%point2,2 - 2nd compressor outlet
p(2,2)=p(2,3)
s22is=s(2,1)
h22is=PropsSI('H','P',p(2,2)*10^5,'S',s22is,wf2)/10^3
h(2,2)=(h22is-h(2,1))/ncis+h(2,1)
try % check in case of 2-phase compressor outlet
    T(2,2)=PropsSI('T','H',h(2,2)*10^3,'P',p(2,2)*10^5,wf1)
catch
    T(2,2)=PropsSI('T','Q',1,'P',p(2,2)*10^5,wf1)
end
try % check in case of 2-phase compressor outlet
    s(2,2)=PropsSI('S','H',h(2,2)*10^3,'P',p(2,2)*10^5,wf1)
catch
    s(2,2)=PropsSI('S','Q',1,'P',p(2,2)*10^5,wf1)

```



```

end
try
    dens(2,2)=PropsSI('D','H',h(2,2)*10^3,'P',p(2,2)*10^5 ,wf1)
catch
    dens(2,2)=PropsSI('D','Q',1,'P',p(2,2)*10^5 ,wf1)
end

% T(2,2)=PropsSI('T','H',h(2,2)*10^3,'P',p(2,2)*10^5 ,wf2)
% s(2,2)=PropsSI('S','H',h(2,2)*10^3,'P',p(2,2)*10^5,wf2)
% dens(2,2)=PropsSI('D','H',h(2,2)*10^3,'P',p(2,2)*10^5 ,wf2)
% dvisc(2,2)=PropsSI('V','T',T(2,2),'P',p(2,2)*10^5 ,wf2)
% kvisc(2,2)=dvisc(2,2)/dens(2,2)

%point 4 - exp. valve outlet
h(2,4)=h(2,3)
p(2,4)=p(2,1)
T(2,4)=TevapC
s(2,4)=PropsSI('S','P',p(2,4)*10^5 , 'H',h(2,4)*10^3,wf2)
%T(2,4)=PropsSI('T','P',p(2,4)*10^5 , 'H',h(2,4)*10^3,wf2)
dens(2,4)=PropsSI('D','P',p(2,4)*10^5 , 'H',h(2,4)*10^3,wf2)
% dvisc(2,4)=PropsSI('V','P',p(2,4)*10^5 , 'H',h(2,4)*10^3,wf2)
% kvisc(2,4)=dvisc(2,4)/dens(2,4)

%working fluid mass [kg/s]
%HOT
m2=QHT/(h(2,2)-h(2,3))
%COLD
Qcas=m2*(h(2,1)-h(2,4)) %energy balance cascade exch.
m1=Qcas/(h(1,2)-h(1,3)) %energy balance cascade exch.

%Evaporator water flow
QeLT=m1*(h(1,1)-h(1,4)) %evap. heat transfer
p14w=3*10^5
p11w=p14w
T14w=Tsourcin
T11w=Tsourcout
h11w= PropsSI('H','T',T11w,'P',p11w,'water')/10^3
h14w= PropsSI('H','T',T14w,'P',p14w,'water')/10^3
%energy balance to find evaporator's water mass flow
mw_e=QeLT/(h14w-h11w)

%Condenser water flow
T23w=Tsinkout(j)
T22w=Tsinkin
p22w=3*10^5
p23w=p22w
h22w=PropsSI('H','T',T22w,'P',p22w,'water')/10^3
h23w=PropsSI('H','T',T23w,'P',p23w,'water')/10^3
%energy balance to find condenser's water mass flow
mw_c=QHT/(h23w-h22w)

%% HS exchangers loop

```

```
%mass check init
Dm2=0.1
while Dm2>0.001

%condenser calc functions
[out,param_HEX] =
HEX_sizing_v3('water',wf2,p(2,2)*10^5,h(2,2)*10^3,h(2,3)*10^3,p22w,h22w*10^3,h23w
*10^3,mw_c,m2,30,150,param,company,0,5)
[out_cond] =
HEX_simul_v2('water',wf2,p(2,2)*10^5,h(2,2)*10^3,p22w,h22w*10^3,mw_c,m2,'cold',pa
ram_HEX,PLOTS,1)

%point (3) cond. outlet - exp valve inlet
T(2,3) = out_cond.Thout
h(2,3) = out_cond.hhout/10^3
p(2,3) = p(2,3)
s(2,3) = PropsSI('S','T',T(2,3),'Q',0,wf2)
dens(2,3)=PropsSI('D','T',T(2,3),'S',s(2,3),wf2)
% dvisc(2,3)=PropsSI('V','T',T(2,3),'S',s(2,3),wf2)
% kvisc(2,3)=dvisc(2,3)/dens(2,3)

%point (4) - exp. valve outlet
h(2,4)=h(2,3)
p(2,4)=p(2,1)
T(2,4)=PropsSI('T','P',p(2,1)*10^5,'H',h(2,4)*10^3,wf2)
s(2,4)=PropsSI('S','P',p(2,1)*10^5,'H',h(2,4)*10^3,wf2)

%cond water flow - correct
T22w=out_cond.Tcin
T23w=out_cond.Tcout
p23w=p22w-out_cond.Dp_h_total
h22w=out_cond.hcin/10^3
h23w=out_cond.hcout/10^3
Tsinkout(j)=T23w

%condenser energy balance
m2=QHT/(h(2,2)-h(2,3)) %WF2 mass
mw_c=QHT/(h23w-h22w) %condenser water mass

%cascade energy balance
Qcas=m2*(h(2,1)-h(2,4))
m1=Qcas/(h(1,2)-h(1,3))
QeLT=m1*(h(1,1)-h(1,4))
mw_e=QeLT/(h14w-h11w)

%% Loop for correct cascade exchanger - check using m1
% check init
Dm1=0.1
while Dm1>0.001

%% Loop for correct evaporator - check using water mass mw_e
% check init
```

```
Dmw_e=0.1
while Dmw_e>0.001

% LS evaporator calc functions
[out,param_HEX] =
HEX_sizing_v3(wf1, 'water', p14w, h14w*10^3, h11w*10^3, p(1,4)*10^5, h(1,4)*10^3, h(1,1)
*10^3, m1, mw_e, 180, 35, param, company, 0, 8)
[out_evap] =
HEX_simul_v2(wf1, 'water', p14w, h14w*10^3, p(1,4)*10^5, h(1,4)*10^3, m1, mw_e, 'hot', par
am_HEX, PLOTS, 3)

%point (1) - correct - evaporator outlet
p(1,1)=pevap/10^5
T(1,1)=out_evap.Tcout
h(1,1)=out_evap.hcout/10^3
s(1,1)=PropsSI('S', 'H', h(1,1)*10^3, 'P', p(1,1)*10^5, wf1)
dens(1,1)=PropsSI('D', 'H', h(1,1)*10^3, 'P', p(1,1)*10^5, wf1)
% dvisc(1,1)=PropsSI('V', 'T', T(1,1), 'P', p(1,1)*10^5, wf1)
% kvisc(1,1)=dvisc(1,1)/dens(1,1)

%point (1,4) - correct - exp. valve outlet
p(1,4)=pevap/10^5
T(1,4)=out_evap.Tcin
h(1,4)=out_evap.hcin/10^3
s(1,4)=PropsSI('S', 'P', p(1,4)*10^5, 'H', h(1,4)*10^3, wf1)
dens(1,4)=PropsSI('D', 'P', p(1,4)*10^5, 'H', h(1,4)*10^3, wf1)
% dvisc(1,4)=PropsSI('V', 'P', p(1,4)*10^5, 'H', h(1,4)*10^3, wf1)
% kvisc(1,4)=dvisc(1,4)/dens(1,4)

% % point (1,3)
% h(1,3)=h(1,4)
% T(1,3)=PropsSI('T', 'P', p(1,3)*10^5, 'H', h(1,3)*10^3, wf1)
% s(1,3)=PropsSI('T', 'P', p(1,3)*10^5, 'H', h(1,3)*10^3, wf1)

%point (1,2) - compressor outlet
p(1,2)=p(1,3)
s22is=s(1,1)
h22is=PropsSI('H', 'T', T(1,2), 'S', s22is, wf1)/10^3
h(1,2)=(h22is-h(1,1))/ncis+h(1,1)
try % check in case of 2-phase compressor outlet
    T(1,2)=PropsSI('T', 'H', h(1,2)*10^3, 'P', p(1,2)*10^5, wf1)
catch
    T(1,2)=PropsSI('T', 'Q', 1, 'P', p(1,2)*10^5, wf1)
end
try % check in case of 2-phase compressor outlet
    s(1,2)=PropsSI('S', 'H', h(1,2)*10^3, 'P', p(1,2)*10^5, wf1)
catch
    s(1,2)=PropsSI('S', 'Q', 1, 'P', p(1,2)*10^5, wf1)
end
try
    dens(1,2)=PropsSI('D', 'H', h(1,2)*10^3, 'P', p(1,2)*10^5, wf1)
catch
    dens(1,2)=PropsSI('D', 'Q', 1, 'P', p(1,2)*10^5, wf1)
```

```
end
% dvisc(1,2)=PropsSI('V','T',T(1,2)+273.15,'P',p(1,2)*10^5 ,wf1)
% kvisc(1,2)=dvisc(1,2)/dens(1,2)

%evap water flow
h11w=out_evap.hhout/10^3
h14w=out_evap.hhin/10^3
T11w=out_evap.Thout
T14w=out_evap.Thin
Tsourcein=T14w
%mass estimation - energy balance
QeLT=m1*(h(1,1)-h(1,4))
mw_e_new=QeLT/(h14w-h11w)
Dmw_e=abs(mw_e-mw_e_new)/mw_e
mw_e=mw_e_new
end

%% Loop for correct cascade exchanger - check using mass
%energy balance

% cascade exchanger
[out,param_HEX] =
HEX_sizing_v3(wf2,wf1,p(1,2)*10^5,h(1,2)*10^3,h(1,3)*10^3,p(2,4)*10^5,h(2,4)*10^3
,h(2,1)*10^3,m2,m1,180,35,param,company,0,8)
[out_cas] =
HEX_simul_v2(wf2,wf1,p(1,2)*10^5,h(1,2)*10^3,p(2,4)*10^5,h(2,4)*10^3,m2,m1,'hot',
param_HEX,PLOTS,2)

%point (2,1) - correct - evaporator outlet
p(2,1)=pevapC/10^5
T(2,1)=out_cas.Tcout
h(2,1)=out_cas.hcout/10^3

try
s(2,1)=PropsSI('S','H',h(2,1)*10^3,'P',p(2,1)*10^5,wf2)
catch
quality=(h(2,1)-
PropsSI('H','Q',0,'P',p(2,1)*10^5,wf1)/10^3)/(PropsSI('H','Q',1,'P',p(2,1)*10^5,w
f1)/10^3-PropsSI('H','Q',0,'P',p(2,1)*10^5,wf1)/10^3)
if (quality >= 0 && quality <= 1)
s(2,1)=quality*PropsSI('S','Q',1,'P',p(2,1)*10^5,wf1)+(1-
quality)*PropsSI('S','Q',0,'P',p(2,1)*10^5,wf1);
end
end
try
dens(2,1)=PropsSI('D','H',h(2,1)*10^3,'P',p(2,1)*10^5,wf2)
catch
quality=(h(2,1)-
PropsSI('H','Q',0,'P',p(2,1)*10^5,wf1)/10^3)/(PropsSI('H','Q',1,'P',p(2,1)*10^5,w
f1)/10^3-PropsSI('H','Q',0,'P',p(2,1)*10^5,wf1)/10^3)
if (quality >= 0 && quality <= 1)
dens(2,1)=(quality*1/PropsSI('D','Q',1,'P',p(2,1)*10^5,wf1)+(1-
quality)*1/PropsSI('D','Q',0,'P',p(2,1)*10^5,wf1))^-1;
```

```
end
end
% dvisc(2,1)=PropsSI('V','H',h(2,1)*10^3,'P',p(2,1)*10^5,wf2)
% kvisc(2,1)=dvisc(2,1)/dens(2,1)

%point (2,4) - correct - exp. valve outlet
p(2,4)=pevapC/10^5
T(2,4)=out_cas.Tcin
h(2,4)=h(2,3)
s(2,4)=PropsSI('S','P',p(2,4)*10^5,'H',h(2,4)*10^3,wf2)
%p(2,4)=PropsSI('P','T',T(2,4),'S',s(2,4),wf1)/10^5
%dens(2,4)=PropsSI('D','H',h(2,4)*10^3,'P',p(2,4)*10^3,wf2)
% dvisc(2,4)=PropsSI('V','P',p(2,4)*10^5,'H',h(2,4)*10^3,wf2)
% kvisc(2,4)=dvisc(2,4)/dens(2,4)

%point (2,2) - compressor outlet
p(2,2)=p(2,3)
s22is=s(2,1)
try
    h22is=PropsSI('H','P',p(2,2)*10^5,'S',s22is,wf2)/10^3
catch
    h22is=PropsSI('H','Q',1,'P',p(2,2)*10^5,wf2)/10^3
end
h(2,2)=(h22is-h(2,1))/ncis+h(2,1)
try
    s(2,2)=PropsSI('S','H',h(2,2)*10^3,'P',p(2,2)*10^5,wf2)
catch
    quality=(h(2,2)-
    PropsSI('H','Q',0,'P',p(2,2)*10^5,wf1)/10^3)/(PropsSI('H','Q',1,'P',p(2,2)*10^5,w
    f1)/10^3-PropsSI('H','Q',0,'P',p(2,2)*10^5,wf1)/10^3)
    if (quality >= 0 && quality <= 1)
        s(2,2)=quality*PropsSI('S','Q',1,'P',p(2,2)*10^5,wf1)+(1-
        quality)*PropsSI('S','Q',0,'P',p(2,2)*10^5,wf1);
    end
end
end
%dens(2,2)=PropsSI('D','H',h(2,2)*10^3,'P',p(2,2)*10^5,wf2)
% dvisc(2,2)=PropsSI('V','T',T(2,2)+273.15,'P',p(2,2)*10^5,wf2)
% kvisc(2,2)=dvisc(2,2)/dens(2,2)

% CASCADE wf1 flow
% point (1,3)
T(1,3)=out_cas.Thout
h(1,3)=out_cas.hhout/10^3
s(1,3)=PropsSI('S','H',h(1,3)*10^3,'P',p(1,3)*10^5,wf1)

% point (1,2)
T(1,2)=out_cas.Thin
p(1,2)=p(1,3)
h(1,2)=out_cas.hhin/10^3
%h(1,2)=PropsSI('H','T',T(1,2),'P',p(1,2)*10^5,wf1)/10^3
quality=(h(1,2)-
    PropsSI('H','Q',0,'P',p(1,2)*10^5,wf1)/10^3)/(PropsSI('H','Q',1,'P',p(1,2)*10^5,w
    f1)/10^3-PropsSI('H','Q',0,'P',p(1,2)*10^5,wf1)/10^3)
```

```
try
    s(1,2)=PropsSI('S','T',T(1,2),'P',p(1,2)*10^5,wf1)
catch
    if (quality >= 0 && quality <= 1)
        s(1,2)=quality*PropsSI('S','Q',1,'P',p(1,2)*10^5,wf1)+(1-
quality)*PropsSI('S','Q',0,'P',p(1,2)*10^5,wf1);
    end
end

% point (1,4)
p(1,4)=p(1,1)
h(1,4)=h(1,3)
try
    T(1,4)=PropsSI('T','H',h(1,4)*10^3,'P',p(1,4)*10^5,wf1)
catch
    T(1,4)=PropsSI('T','Q',1,'P',p(1,4)*10^5,wf1)
end
quality=(h(1,4)-
PropsSI('H','Q',0,'P',p(1,4)*10^5,wf1)/10^3)/(PropsSI('H','Q',1,'P',p(1,4)*10^5,w
f1)/10^3-PropsSI('H','Q',0,'P',p(1,4)*10^5,wf1)/10^3)
try
    s(1,4)=PropsSI('S','H',h(1,4)*10^3,'P',p(1,4)*10^5,wf1)
catch
    if (quality >= 0 && quality <= 1)
        s(1,4)=quality*PropsSI('S','Q',1,'P',p(1,4)*10^5,wf1)+(1-
quality)*PropsSI('S','Q',0,'P',p(1,4)*10^5,wf1);
    end
end

%energy balance
Qcas=m2*(h(2,1)-h(2,4))
% WF1 mass correction
m1_new=Qcas/(h(1,2)-h(1,3))
Dm1=abs(m1-m1_new)/m1
m1=m1_new
end

% WF2 mass correction
m2_new=QHT/(h(2,2)-h(2,3))
mw_c=QHT/(h23w-h22w)
Dm2=abs(m2-m2_new)/m2
m2=m2_new %actual mass
end

%% P-h diagram
figure(4)
% Append first point to last to close the curve
hLT = [h(1,1),h(1,2),h(1,3),h(1,4),h(1,1)];
pLT = [p(1,1),p(1,2),p(1,3),p(1,4),p(1,1)];
hHT = [h(2,1),h(2,2),h(2,3),h(2,4),h(2,1)];
pHT = [p(2,1),p(2,2),p(2,3),p(2,4),p(2,1)];
plot(hLT,pLT,'Color',[0.5 1 0.5])
hold on
plot(hHT,pHT,'Color',[0 1 1])
```

```
hold on
plot(h,p, 'r*')
[ Pplot,hLplot,hGplot,hLGplot,sLplot,sGplot,sLGplot,TsGmax,PsGmax,sGmax,Tplot ]
=sat_calc(100,wf1,0+273.15);
plot(hLplot,Pplot, 'Color', [1 0.5 0])
plot(hGplot,Pplot, 'Color', [1 0.5 0])
hold on
[ Pplot,hLplot,hGplot,hLGplot,sLplot,sGplot,sLGplot,TsGmax,PsGmax,sGmax,Tplot ]
=sat_calc(100,wf2,0+273.15);
plot(hLplot,Pplot, 'Color', [1 0.5 0])
plot(hGplot,Pplot, 'Color', [1 0.5 0])
ylabel(['Pressure [bar]'])
xlabel(['Enthalpy [kJ/kg]'])

%% T-s diagram
T=T-273.15 %Temperature in C
T12x=TcondC-273.15
T13x=T12x
T14x=Tevap-273.15
T22x=Tcond-273.15
T23x=T22x
T24x=TevapC-273.15
s14x=PropsSI('S','T',Tevap,'Q',1,wf1)
s24x=PropsSI('S','P',pevap,'Q',1,wf2)
s12x=PropsSI('S','T',TcondC,'Q',1,wf1)
s22x=PropsSI('S','T',Tcond,'Q',1,wf2)
s13x=PropsSI('S','T',TcondC,'Q',0,wf1)
s23x=PropsSI('S','T',Tcond,'Q',0,wf2)
figure(5)
% Append first point to last to close the curve
sLT = [s(1,1),s(1,2),s12x,s13x,s(1,3),s(1,4),s14x,s(1,1)];
TLT = [T(1,1),T(1,2),T12x,T13x,T(1,3),T(1,4),T14x,T(1,1)];
sHT = [s(2,1),s(2,2),s22x,s23x,s(2,3),s(2,4),s24x,s(2,1)];
THT = [T(2,1),T(2,2),T22x,T23x,T(2,3),T(2,4),T24x,T(2,1)];
plot(sLT,TLT, 'Color', [0.5 1 0.5])
hold on
plot(sHT,THT, 'Color', [0 1 1])
plot(s,T, 'r*')
plot(s14x,T14x, 'r*')
plot(s24x,T24x, 'r*')
plot(s12x,T12x, 'r*')
plot(s22x,T22x, 'r*')
plot(s13x,T12x, 'r*')
plot(s23x,T22x, 'r*')
[ Pplot,hLplot,hGplot,hLGplot,sLplot,sGplot,sLGplot,TsGmax,PsGmax,sGmax,Tplot ]
=sat_calc(100,wf1,0+273.15);
plot(sLplot,Tplot-273.15, 'Color', [1 0.5 0])
plot(sGplot,Tplot-273.15, 'Color', [1 0.5 0])
hold on
[ Pplot,hLplot,hGplot,hLGplot,sLplot,sGplot,sLGplot,TsGmax,PsGmax,sGmax,Tplot ]
=sat_calc(100,wf2,0+273.15);
plot(sLplot,Tplot-273.15, 'Color', [1 0 1])
plot(sGplot,Tplot-273.15, 'Color', [1 0 1])
```

```
ylabel(['Temperature [', char(176), 'C'])
xlabel('Entropy [kJ/kgK]')

% actual temperature Lift
DTlift_a = Tsourcein-Tsinkout(j)

%% Performance
%compressor pressure ratio
prLT=p(1,2)/p(1,1)
prHT=p(2,2)/p(2,1)

%compressor performance
PcHT=m2*(h(2,2)-h(2,1)) %compressor power consumption [kW]
PcLT=m1*(h(1,2)-h(1,1)) %compressor power consumption [kW]

%system performance
QHT=m2*(h(2,2)-h(2,3))
QLT=QHT-PcHT %cascade heating capacity [kW]
QLTcheck=m1*(h(1,2)-h(1,3))

%heat pump efficiency
Wc1=m1*(h12is-h(1,1))/ncis
Wc2=m2*(h22is-h(2,1))/ncis
Wc=Wc1+Wc2
COP=m2*(h(2,2)-h(2,3))/Wc
COPHP=QHT/(PcLT+PcHT)
COPcarnot=1/(1-T(2,1)/T(2,3))
nex=COPHP/COPcarnot

%volumetric efficiency
nvolHT=1.0455-0.0184*prHT-0.0011*prHT^2
nvolLT=1.0455-0.0184*prLT-0.0011*prLT^2
VHC = m2*(h(2,2)-h(2,3))/(m2/(dens(2,1)*nvolHT)+m1/(dens(1,1)*nvolLT))
VHCHT = dens(2,1)*nvolHT*(h(2,2)-h(2,3))/10^3
VHCLT = dens(1,1)*nvolLT*(h(1,2)-h(1,3))/10^3
m2/(dens(2,1)*nvolHT)
m1/(dens(1,1)*nvolLT)
% export graphics
if j==1
    exportgraphics(figure(1),['30-80_COND.png'])
    exportgraphics(figure(2),['30-80_CAS.png'])
    exportgraphics(figure(3),['30-80_EVAP.png'])
    exportgraphics(figure(4),['30-80_P-H.png'])
    exportgraphics(figure(5),['30-80_T-S.png'])
elseif j==2
    exportgraphics(figure(1),['30-85_COND.png'])
    exportgraphics(figure(2),['30-85_CAS.png'])
    exportgraphics(figure(3),['30-85_EVAP.png'])
    exportgraphics(figure(4),['30-85_P-H.png'])
    exportgraphics(figure(5),['30-85_T-S.png'])
elseif j==3
    exportgraphics(figure(1),['30-90_COND.png'])
    exportgraphics(figure(2),['30-90_CAS.png'])
```



```
exportgraphics(figure(3),['30-90_EVAP.png'])
exportgraphics(figure(4),['30-90_P-H.png'])
exportgraphics(figure(5),['30-90_T-S.png'])
elseif j==4
exportgraphics(figure(1),['30-95_COND.png'])
exportgraphics(figure(2),['30-95_CAS.png'])
exportgraphics(figure(3),['30-95_EVAP.png'])
exportgraphics(figure(4),['30-95_P-H.png'])
exportgraphics(figure(5),['30-95_T-S.png'])
elseif j==5
exportgraphics(figure(1),['30-100_COND.png'])
exportgraphics(figure(2),['30-100_CAS.png'])
exportgraphics(figure(3),['30-100_EVAP.png'])
exportgraphics(figure(4),['30-100_P-H.png'])
exportgraphics(figure(5),['30-100_T-S.png'])
elseif j==6
exportgraphics(figure(1),['30-105_COND.png'])
exportgraphics(figure(2),['30-105_CAS.png'])
exportgraphics(figure(3),['30-105_EVAP.png'])
exportgraphics(figure(4),['30-105_P-H.png'])
exportgraphics(figure(5),['30-105_T-S.png'])
elseif j==7
exportgraphics(figure(1),['30-110_COND.png'])
exportgraphics(figure(2),['30-110_CAS.png'])
exportgraphics(figure(3),['30-110_EVAP.png'])
exportgraphics(figure(4),['30-110_P-H.png'])
exportgraphics(figure(5),['30-110_T-S.png'])
elseif j==8
exportgraphics(figure(1),['30-115_COND.png'])
exportgraphics(figure(2),['30-115_CAS.png'])
exportgraphics(figure(3),['30-115_EVAP.png'])
exportgraphics(figure(4),['30-115_P-H.png'])
exportgraphics(figure(5),['30-115_T-S.png'])
else j==9
exportgraphics(figure(1),['30-120_COND.png'])
exportgraphics(figure(2),['30-120_CAS.png'])
exportgraphics(figure(3),['30-120_EVAP.png'])
exportgraphics(figure(4),['30-120_P-H.png'])
exportgraphics(figure(5),['30-120_T-S.png'])
end

% COP PLOT
figure(6)
hold on
COP(j)=COP
plot(Tsinkout(j)-273.15,COP(j),'-*')
ylabel(['COP'])
xlabel(['Tsink,out [', char(176), 'C]'])
savefig(figure(6),'COP.fig')

% VHC PLOT
figure(7)
hold on
```

```
VHC(j)=VHC
plot(Tsinkout(j)-273.15,VHC(j),'-*')
ylabel(['VHC [kJ m^-^3]'])
xlabel(['Tsink,out [' , char(176), 'C]'])
savefig('VHC.fig')

end
```