



---

**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ**

**Διατμηματικό Πρόγραμμα Μεταπτυχιακών Σπουδών  
«Παραγωγή και Διαχείριση Ενέργειας»**

---

**ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ**

***«Βελτίωση της Απόδοσης του Διακρίσιμου Ψυ-  
κτικού Κύκλου του Διοξειδίου του Άνθρακα σε  
δύο στάδια εκτόνωσης, με χρήση δύο ejectors  
και ενδιάμεσου συμπιεστή»***

**του μεταπτυχιακού φοιτητή**

Κωνσταντίνου Πετρόπουλου

**Επιβλέπων Καθηγητής**

Ειρήνη Κορωνάκη, Αναπληρώτρια Καθηγήτρια

Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, ΕΜΠ

## Περίληψη

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής μεταπτυχιακής εργασίας είναι η αξιολόγηση της απόδοσης του διακρίσιμου ψυκτικού κύκλου του διοξειδίου του άνθρακα δύο σταδίων εκτόνωσης, μέσω της χρήσης δύο εκτοξευτών (ejectors) και ενός επιπλέον ενδιάμεσου συμπιεστή (NERC).

Η χρήση των δύο ejectors μειώνουν τις απώλειες κατά την εκτόνωση του ψυκτικού μέσου, όπως και η τοποθέτηση του ενδιάμεσου συμπιεστή, μεταξύ των δύο ejectors, βοηθά στην αύξηση της πίεσης αναρρόφησης του κύριου συμπιεστή και κατ' επέκταση στη μείωση της καταναλισκόμενης ισχύος και τη βελτίωση του συντελεστή απόδοσης (COP).

Αρχικά, γίνεται μια αναφορά στις κατηγορίες και στην εξέλιξη των ψυκτικών μέσων. Έπειτα, αναφέρονται οι χρήσεις του διοξειδίου του άνθρακα στην καθημερινότητα και οι εφαρμογές που έχουν αναπτυχθεί για την εκμετάλλευση του, καθώς και η χρησιμοποίηση του ως ψυκτικό μέσο.

Εν συνεχεία, γίνεται αναφορά στις τεχνολογίες των ψυκτικών κύκλων του διοξειδίου του άνθρακα που έχουν αναπτυχθεί, όπου μνημονεύονται και τα προβλήματα που παρουσιάζονται κατά τον διακρίσιμο (transcritical) κύκλο του.

Μετάπειτα, αναπτύχθηκε μαθηματικός αλγόριθμος που μοντελοποιεί (σχεδιασμός και προσομοίωση) τον προτεινόμενο θερμοδυναμικό ψυκτικό κύκλο και παρουσιάζονται τα εξαγόμενα αποτελέσματα του. Ειδικότερα, γίνεται αναφορά στις παραμέτρους που επηρεάζουν τον συντελεστή απόδοσης (COP), καθώς και την εξεργειακή ανάλυση του κύκλου.

Επιπλέον, γίνεται σύγκριση του εν λόγω ψυκτικού κύκλου (NERC) με τρεις διαφορετικούς ψυκτικούς κύκλους, οι οποίοι, επίσης, μοντελοποιήθηκαν θερμοδυναμικά και συγκρίνονται τα αποτελέσματα εκάστου κύκλου επί του συντελεστή απόδοσης τους, μεταβάλλοντας διάφορες παραμέτρους.

Ακόμη, γίνεται συγκριτική ανασκόπηση των ψυκτικών κύκλων, που παρουσιάστηκαν πρωτίτερα ως προς τη βελτίωση του συντελεστή απόδοσης, την πολυπλοκότητα που εισάγουν στο σύστημα, την κατανάλωση ισχύος, τον ρυθμό καταστροφής εξέργειας και των θερμικών απωλειών.

Τέλος, παρατίθενται προτάσεις βελτίωσης των υπάρχοντων ψυκτικών κύκλων διοξειδίου του άνθρακα, μέσω μεταβολής των παραμέτρων τους και χρήσης νέων στοιχείων – εξαρτημάτων επί των ψυκτικών κύκλων.

**Λέξεις Κλειδιά:** «Διοξείδιο του Άνθρακα, Ψυκτικός Κύκλος, Ψυκτικό Ρευστό R744, Διακρίσιμος Κύκλος, Εκτοξευτής, Ψύκτης Αερίου»

## Abstract

The main objective of this master thesis is to evaluate the efficiency of a two stage expansion transcritical refrigerant cycle of carbon dioxide, by using two ejectors and an additional intermediate compressor (NERC – New Ejector Refrigerant Cycle).

Applying two ejectors, expansion losses are reduced during the decompression of the refrigerant fluid, along with the placement of an intermediate compressor between these two ejectors, which leads to pressure augmentation in the suction of the compressor and subsequently to less power consumption and COP (coefficient of performance) improvement.

Initially, it is mentioned the categorization and the evolution in the years passed of the refrigerant fluids. Then ordinary general utilities of carbon dioxide are cited, along with the developed relative applications that have been exploited, especially in use of carbon dioxide as a refrigerant fluid.

In sequence, several technologies of carbon dioxide refrigerant cycles are presented, where the adversities of transcritical carbon dioxide implementation are becoming apparent.

Afterwards, the proposed thermodynamic refrigerant cycle is designed and simulated by a mathematical algorithm and the produced results are displayed. Especially, the parameters that affect COP are indicated, along with exergy analysis.

Moreover, the examined refrigerant cycle (NERC) is compared with three other different refrigerant cycles, which are also designed by a thermodynamic model. The results in COP of each cycle are compared by varying several parameters.

Further, a comparative review on each cycle is exhibited, by the view of COP improvement, the complexity, the power consumption, the exergy destruction rate and the heat losses.

Finally, suggestions to improve the above subscribed carbon dioxide refrigerant cycles are proposed, by modifying parameters or implanting new elements.

**Key Words:** «Carbon Dioxide, Refrigerant Cycle, Refrigerant Fluid R744, Transcritical Cycle, Ejector, Gas Cooler»

# Περιεχόμενα

Περίληψη .....	2
Abstract .....	3
Περιεχόμενα .....	4
Πίνακας Εικόνων .....	7
Πίνακας Πινάκων .....	9
1 Εισαγωγή.....	10
1.1 Ιστορική Αναδρομή της Ψύξης.....	10
1.2 Κωδικοποίηση Ψυκτικών Μέσων .....	11
1.3 Εξέλιξη Ψυκτικών Μέσων .....	13
1.4 Επιθυμητές ιδιότητες ψυκτικών μέσων.....	15
1.4.1 Θερμοδυναμικές Ιδιότητες .....	15
1.4.2 Φυσικοχημικές Ιδιότητες.....	16
1.5 Κατηγοριοποίηση Ψυκτικών Μέσων .....	17
1.5.1 Βάσει Χημικής Σύστασης .....	17
1.5.2 Βάσει Επικινδυνότητας .....	17
1.5.3 Χρωματικός Κώδικας Φιαλών.....	18
1.6 Περιβαλλοντικές Επιπτώσεις από την Χρήση Ψυκτικών Μέσων .....	19
1.6.1 Αλογονομένοι Υδρογονάνθρακες .....	20
1.6.2 Καταστροφή της Στιβάδας του Όζοντος.....	21
1.6.3 Φαινόμενο του Θερμοκηπίου .....	23
1.7 Περιβαλλοντική Πολιτική.....	26
1.7.1 Δείκτες Περιβαλλοντικών Επιπτώσεων .....	27
1.7.2 Διεθνείς και Ευρωπαϊκοί Περιβαλλοντικοί Κανονισμοί.....	29
2 Διοξείδιο του Άνθρακα (CO <sub>2</sub> ) ως Ψυκτικό Μέσο R744 .....	35
2.1 Νέα Γενιά Ψυκτικών Μέσων .....	35
2.2 Γενικά Στοιχεία του Διοξειδίου του Άνθρακα .....	38
2.3 Ψυκτική Μηχανή Συμπύεσης Ατμών .....	40
2.3.1 Εξαρτήματα και Λειτουργία.....	41
2.3.2 Ψυκτικός Κύκλος.....	43
2.3.3 Υπερθέρμανση Κορεσμένου Ατμού και Υπόψυξη Κορεσμένου Υγρού.....	45
2.3.4 Συντελεστής Συμπεριφοράς (COP) Ψυκτικής Μηχανής.....	46
2.4 Χαρακτηριστικά Διοξειδίου του Άνθρακα (CO <sub>2</sub> ) ως Ψυκτικού Μέσου R744 .....	48
2.4.1 Ιστορική Αναδρομή του R744 .....	48
2.4.2 Ιδιότητες του R744.....	48
2.5 Διακρίσιμος Ψυκτικός Κύκλος του R744.....	53

2.6	Σύγκριση R744 με άλλα Ψυκτικά Μέσα.....	58
3	Διακρίσιμος Ψυκτικός Κύκλος R744 με Δύο Ejectors και Ενδιάμεση Συμπύεση (NERC).....	60
3.1	Συμβατικά Ψυκτικά Συστήματα με Ψυκτικό Κύκλο R744.....	60
3.2	Χρήση Ejector (Εκτοξευτή) αντί Εκτονωτικής Βαλβίδας.....	63
3.2.1	Λειτουργία Διακρίσιμου Ψυκτικού κύκλου με ejector.....	63
3.2.2	Μοντελοποίηση Διαχωριστή (Separator).....	65
3.2.3	Λειτουργία στο Εσωτερικό του Ejector.....	67
3.3	Λειτουργία NERC.....	68
3.4	Παραδοχές για την Μοντελοποίηση NERC και Ejector.....	72
3.5	Μοντελοποίηση Ejector (υπορουτίνα).....	72
3.5.1	Ανάλυση Υπορουτίνας Ejector.....	74
3.5.2	Διάγραμμα Ροής Υπορουτίνας Ejector.....	76
3.6	Μοντελοποίηση Ψυκτικού Κύκλου NERC.....	78
3.6.1	Ανάλυση Αλγορίθμου NERC.....	80
3.6.2	Διάγραμμα Ροής Αλγορίθμου NERC.....	84
3.7	Εξεργειακή Ανάλυση NERC.....	87
4	Μοντελοποίηση Άλλων Διακρίσιμων Κύκλων R744 με ejector.....	89
4.1	Βασικός Διακρίσιμος Κύκλος.....	89
4.2	Διακρίσιμος Κύκλος με Ejector και Απομάστευση (CERC).....	91
4.2.1	Ανάλυση Αλγορίθμου CERC.....	92
4.2.2	Διάγραμμα Ροής Αλγορίθμου CERC.....	93
4.2.3	Εξεργειακή Ανάλυση CERC.....	95
4.3	Διακρίσιμος Κύκλος με Δυο Ejectors και Απομαστεύσεις (DERC).....	95
4.3.1	Ανάλυση Αλγορίθμου DERC.....	98
4.3.2	Διάγραμμα Ροής Αλγορίθμου DERC.....	100
4.3.3	Εξεργειακή Ανάλυση DERC.....	102
5	Αποτελέσματα.....	103
5.1	Αποτελέσματα Προσομοίωσης Μοντέλων των Ψυκτικών Κύκλων.....	103
5.1.1	Προσομοίωση NERC.....	103
5.1.2	Προσομοίωση Υπόλοιπων Ψυκτικών Κύκλων.....	105
5.2	Αποτελέσματα Μεταβολής των Δεδομένων του NERC.....	109
5.3	Σύγκριση Ψυκτικών Κύκλων.....	117
6	Συμπεράσματα - Βελτιώσεις.....	119
7	Παραρτήματα.....	122
7.1	Πίνακας Στοιχείων των Ψυκτικών Μέσων [49].....	122
7.2	Διάγραμμα P – h του Διοξειδίου του Άνθρακα (CO <sub>2</sub> ) - R744 [50].....	124

8 Βιβλιογραφία - Δικτυογραφία ..... 125

## Πίνακας Εικόνων

Εικόνα 1-1 Αλογονούχα Ψυκτικά Ρευστά [8].....	12
Εικόνα 1-2 Εξέλιξη των Ψυκτικών Μέσων [9].....	13
Εικόνα 1-3 Υποψήφια Ψυκτικά Ρευστά Επόμενης Γενιάς [9].....	15
Εικόνα 1-4 Κλάσεις Επικινδυνότητας (τοξικότητα/ευφλεξιμότητα) Ψυκτικών Ρευστών [12].....	18
Εικόνα 1-5 Κατηγορία Ευφλεξιμότητας βάσει Ταχύτητας Καύσης Ψυκτικών Ρευστών [13].....	18
Εικόνα 1-6 Κλάση Επικινδυνότητας και Χρωματικός Κώδικας Ψυκτικών ρευστών [8] .....	19
Εικόνα 1-7 Διαδικασία Καταστροφής της Στιβάδας του Όζοντος (O <sub>3</sub> ) [8] .....	22
Εικόνα 1-8 Η Τρύπα του Όζοντος πάνω από την Ανταρκτική (NASA, 2006) [17].....	23
Εικόνα 1-9 Συναλλαγή Ενέργειας μεταξύ Ήλιου και Επιφάνειας - Ατμόσφαιρας Γης [18].....	24
Εικόνα 1-10 Συνεισφορά των GHG's στην θερμική ανισορροπία [20].....	25
Εικόνα 1-11 Συγκέντρωση CO <sub>2</sub> στην Ατμόσφαιρα την περίοδο 1975 – 2020 [20] .....	25
Εικόνα 1-12 Συγκέντρωση Ατμοσφαιρικού CO <sub>2</sub> (ppm) με την πάροδο των ετών [21].....	26
Εικόνα 1-13 Ισοδύναμο kg CO <sub>2</sub> (kgCDE) ψυκτικών μέσων [13] .....	28
Εικόνα 1-14 Στόχοι Περιορισμού/Μείωσης Εκπομπών GHG's 2008-2012 [27].....	32
Εικόνα 1-15 Προσδόκιμο Μείωσης Χρήσης των F-Gases έως το 2030 [30].....	33
Εικόνα 1-16 Απαγορεύσεις/Περιορισμοί Ψυκτικών Μέσων Βάσει EK517/2014 [29] .....	34
Εικόνα 2-1 Προς Απαγόρευση FGases και Προτεινόμενα Εναλλάξιμα Ρευστά [31].....	35
Εικόνα 2-2 Προτεινόμενα Εναλλάξιμα Κοινά Ψυκτικά Ρευστά με GWP<2500 [31] .....	38
Εικόνα 2-3 Λειτουργία Θερμικής (δεξιά) και Ψυκτικής (αριστερά) Μηχανής [14].....	40
Εικόνα 2-4 Διάταξη Ψυκτικής Μηχανής και Λειτουργία Ψυκτικού Κύκλου [34] .....	41
Εικόνα 2-5 Διαγράμματα T - s και P - h Θεωρητικού Ψυκτικού κύκλου [14] .....	43
Εικόνα 2-6 Διάγραμμα P - T Πραγματικού Ψυκτικού Κύκλου [14].....	45
Εικόνα 2-7 Θεωρητικός και Πραγματικός Ψυκτικός Κύκλος [36].....	45
Εικόνα 2-8 Διάγραμμα Φάσεων P - T του CO <sub>2</sub> (R744) [37] .....	49
Εικόνα 2-9 Διάγραμμα P - h του R744 (CO <sub>2</sub> ) [37] .....	50
Εικόνα 2-10 Διάγραμμα C <sub>p</sub> - T για Δεδομένες Πιέσεις του R744 [38] .....	51
Εικόνα 2-11 Υποκρίσιμος και Διακρίσιμος Ψυκτικός Κύκλος του R744 [37].....	54
Εικόνα 2-12 Ψυκτικό Κύκλωμα με Διακρίσιμο Κύκλο Λειτουργίας R744 [37] .....	54
Εικόνα 2-13 Διάγραμμα Πίεσης - Θερμοκρασίας Υγρού Κορεσμού Ψυκτικών Ρευστών [37] .....	55
Εικόνα 2-14 Διάγραμμα P - h με Δεδομένη Θερμοκρασία Gas Cooler [40] .....	56
Εικόνα 2-15 Σύγκριση Ιδιοτήτων R744 και Κοινών Ψυκτικών Μέσων [38].....	58
Εικόνα 2-16 Διαγράμματα ρ - T Υγρού και Ατμού R744 [38].....	58
Εικόνα 2-17 Γενική Σύγκριση του R744 με Κατηγορίες Ψυκτικών Μέσων [37] .....	59
Εικόνα 3-1 Βασικό Ψυκτικό Σύστημα και Διάγραμμα P - h Διακρίσιμου Κύκλου [41] .....	60
Εικόνα 3-2 Ψυκτικό Σύστημα και Διάγραμμα P - h με Ενδιάμεσο Εναλλάκτη [41] .....	61
Εικόνα 3-3 Ψυκτικό Σύστημα και Διάγραμμα P - h Δύο Σταδίων Συμπύεσης [41] .....	61
Εικόνα 3-4 Ψυκτικό Σύστημα και Διάγραμμα P - h με Δύο Συμπιεστές εν Παραλλήλω [41] .....	62
Εικόνα 3-5 Ψυκτικό Σύστημα και Διάγραμμα P - h με Πρόσθετη Υπόψυξη [41] .....	62
Εικόνα 3-6 Διάταξη Ψυκτικού Κύκλου με Ejector Εκτόνωσης [42] .....	63
Εικόνα 3-7 Διάγραμμα P - h Ψυκτικού Κύκλου με Ejector Εκτόνωσης [42] .....	64
Εικόνα 3-8 Διάταξη Ψυκτικού Κύκλου με Ejector Εκτόνωσης και Απομάστευση [42] .....	66
Εικόνα 3-9 Απεικόνιση Ejector (Εκτοξευτή) [44].....	67
Εικόνα 3-10 Εσωτερική Δομή του Ejector [43] .....	67
Εικόνα 3-11 Θερμοδυναμικές Φάσεις στο Εσωτερικό του Ejector [43] .....	68
Εικόνα 3-12 Διάταξη και Διάγραμμα P - h NERC [45] .....	69
Εικόνα 3-13 Δομές Επανάληψης Έως ότου (...) και Όσο (...) .....	73

Εικόνα 3-14 Εσωτερική Γεωμετρική Διάταξη του Ejector [45] .....	73
Εικόνα 3-15 Διάγραμμα Ροής Υπορουτίνας Ejector .....	77
Εικόνα 3-16 Διάταξη και Διάγραμμα P - h NERC [45].....	78
Εικόνα 3-17 Δομή Αλγορίθμου NERC .....	80
Εικόνα 3-18 Διάγραμμα Ροής Αλγορίθμου NERC.....	86
Εικόνα 4-1 Διάταξη και Διάγραμμα P - h Βασικού Διακρίσιμου Κύκλου [47] .....	89
Εικόνα 4-2 Διάταξη και Διάγραμμα P - h Κύκλου CERC [42] .....	91
Εικόνα 4-3 Διάγραμμα Ροής Αλγορίθμου CERC .....	94
Εικόνα 4-4 Διάταξη και Διάγραμμα P - h Κύκλου DERC [48].....	96
Εικόνα 4-5 Δομή Αλγορίθμου DERC .....	97
Εικόνα 4-6 Διάγραμμα Ροής Αλγορίθμου DERC.....	101
Εικόνα 5-1 Ορθή Διάταξη Ψυκτικού Κυκλώματος DERC.....	108



## Πίνακας Πινάκων

Πίνακας 1 Περιβαλλοντικοί Δείκτες ανά Κατηγορία Ψυκτικών Μέσων .....	29
Πίνακας 2 Εφαρμογές και Περιορισμοί των Φυσικών Ψυκτικών Μέσων [14] .....	37
Πίνακας 3 Φυσικές και Θερμοδυναμικές Ιδιότητες R744 [39].....	52
Πίνακας 4 Απαιτήσεις Ψυκτικών Μέσων και Δυνατότητες R744 [37] .....	53
Πίνακας 5 Δεδομένα Θερμοδυναμικών Μεταβλητών NERC.....	78
Πίνακας 6 Παραδοχές Μεταβλητών Βασικού Κύκλου .....	90
Πίνακας 7 Παραδοχές Μεταβλητών Κύκλου CERC.....	91
Πίνακας 8 Παραδοχές Μεταβλητών Κύκλου DERC .....	96
Πίνακας 9 Θερμοδυναμικά Μεγέθη κάθε θέσης του NERC .....	103
Πίνακας 10 Υπολογιζόμενα Μεγέθη Προσομοίωσης NERC .....	104
Πίνακας 11 Καταστροφή Εξέργειας Εκάστου Εξαρτήματος NERC .....	104
Πίνακας 12 Θερμοδυναμικά Μεγέθη κάθε θέσης του Βασικού Κύκλου .....	106
Πίνακας 13 Υπολογιζόμενα Μεγέθη Προσομοίωσης Βασικού Κύκλου .....	106
Πίνακας 14 Καταστροφή Εξέργειας Εκάστου Εξαρτήματος Βασικού Κύκλου .....	106
Πίνακας 15 Θερμοδυναμικά Μεγέθη κάθε θέσης του CERC .....	107
Πίνακας 16 Υπολογιζόμενα Μεγέθη Προσομοίωσης CERC.....	107
Πίνακας 17 Καταστροφή Εξέργειας Εκάστου Εξαρτήματος CERC.....	107
Πίνακας 18 Θερμοδυναμικά Μεγέθη κάθε θέσης του DERC .....	108
Πίνακας 19 Υπολογιζόμενα Μεγέθη Προσομοίωσης DERC .....	109
Πίνακας 20 Καταστροφή Εξέργειας Εκάστου Εξαρτήματος DERC .....	109
Πίνακας 21 Μεταβολές Δεδομένων Προσομοίωσης NERC.....	110
Πίνακας 22 Σύγκριση COP των Ψυκτικών Κύκλων .....	117
Πίνακας 23 Σύγκριση Λοιπών Μεγεθών των Ψυκτικών Κύκλων.....	117

# 1 Εισαγωγή

## 1.1 Ιστορική Αναδρομή της Ψύξης

Παρόλο που η μεταφορά θερμότητας μέσω μηχανημάτων για την παροχή κλιματισμού (ρύθμιση θερμοκρασίας και υγρασίας) είναι μια σχετικά σύγχρονη εφεύρεση (αρχές 20 αι.), η ψύξη των κτιρίων δεν είναι, αφού υπάρχουν καταγραφές για προσπάθειες ψύξης χώρου ή τροφίμων ήδη από την εποχή του χαλκού (3.300 – 1.200 π.Χ.). Κατά την ελληνιστική περίοδο, οι ευκατάστατοι Ρωμαίοι διοχέτευαν νερό υδραγωγείου μέσα στους τοίχους για να ψύχουν τα σπίτια τους. Περί το 1600 ο *Korνήλιος Drebbel* απέδειξε ότι "ο χειμώνας μετατρέπεται σε καλοκαίρι" με την προσθήκη αλατιού στο νερό, ενώ το 1820, ο Βρετανός επιστήμονας και εφευρέτης *Michael Faraday* ανακάλυψε ότι συμπιέζοντας και υγροποιώντας αμμωνία μπορούσε να ψύξει τον αέρα, όταν η υγροποιημένη αμμωνία εξατμιζόταν. Το 1842, ο γιατρός *John Gorrie* χρησιμοποίησε τεχνολογία συμπίεσης για τη δημιουργία πάγου, τον οποίο χρησιμοποιούσε για να ψύχει αέρα για τους ασθενείς του στο νοσοκομείο. [1]

Ο *Oliver Evans*, το 1805 πρότεινε για πρώτη φορά τη χρήση ενός πτητικού υγρού σε ένα κλειστό κύκλο για να παγώσει το νερό σε πάγο. Οι ιδέες του επηρέασαν τους *Jacob Perkins* και *Richard Trevithick*, όπου το 1828 ο τελευταίος πρότεινε ένα σύστημα κύκλου ψύξης με αέρα, χωρίς ωστόσο να το κατασκευάσει. Ο *Perkins*, ωστόσο, χρησιμοποίησε τον αιθέρα ως ψυκτικό μέσο σε ένα μηχάνημα συμπίεσης ατμού, το 1830, και ως εκ τούτου εισήγαγε πραγματικά ψυκτικά μέσα, όπως τα γνωρίζουμε σήμερα. Έπειτα, ο *F. Carre*, το 1864 βελτίωσε τη μηχανή συμπίεσης και το 1867 χρησιμοποίησε την αμμωνία ως ψυκτικό μέσο. [2][3]

Έως τα τέλη του 19 αι. διάφορες εφαρμογές κλιματισμού κατασκευάστηκαν για την ψύξη του αέρα με σκοπό την ανάπτυξη της βιομηχανίας, παρά για την προσωπική άνεση, έως το 1902, όπου εφευρέθηκε το πρώτο σύγχρονο ηλεκτρικό κλιματιστικό από τον *Willis Haviland Carrier*. Σχεδιασμένο για να βελτιώνει τη διαδικασία ελέγχου παραγωγής σε ένα εργοστάσιο εκτύπωσης, η εφεύρεσή αυτή δεν ρύθμιζε μόνο τη θερμοκρασία αλλά και την υγρασία. Αργότερα, το 1906, ο *Stuart W. Cramer* επινόησε τον όρο «κλιματισμός», συνδυάζοντας την ύγρανση με τον εξαερισμό για να ρυθμίσει την ατμόσφαιρα στα εργοστάσια, ελέγχοντας τα επίπεδα της υγρασίας. Αυτή η εξάτμιση του νερού στον αέρα, ώστε να παρέχει ψυκτική επίδραση, είναι πλέον γνωστή ως «εξατμιζόμενη ψύξη». [4]

Τα πρώτα κλιματιστικά και ψυγεία χρησιμοποιούσαν τοξικά ή εύφλεκτα αέρια, όπως αμμωνία ( $\text{NH}_3$ ), χλωριούχο μεθάνιο ( $\text{CH}_3\text{Cl}$ ), και προπάνιο ( $\text{C}_3\text{H}_8$ ), τα οποία εάν διέρρεαν θα μπορούσαν να οδηγήσουν σε θανατηφόρα ατυχήματα. Το 1928, στις ΗΠΑ οι επιστήμονες *Midgley*, *Henne* και *McNary* δημιούργησαν παράγωγα φθοριο-χλωριούχων υδρογοναναθράκων ως ψυκτικά μέσα, το γνωστό «*Freon*». Το ψυκτικό αυτό μέσο ήταν πολύ πιο ασφαλές για τον άνθρωπο, αλλά αργότερα αποδείχθηκε βλαβερό για την ατμόσφαιρα με την καταστροφή του όζοντος στη στρατόσφαιρα, το οποίο έχει ως επακόλουθο βιολογικές επιπτώσεις, όπως την αύξηση των κρουσμάτων καρκίνου του δέρματος, τις καταστροφές στα φυτά, καθώς και τη μείωση του ωκεάνιου πλαγκτόν. [5]

Με την πάροδο των ετών χρησιμοποιήθηκαν αρκετές μέθοδοι θέρμανσης, ψύξης και κλιματισμού, προκειμένου να καλυφθούν οι ανάγκες που προέκυψαν σε βιοτικό και βιομηχανικό επίπεδο. Η μεγάλη αυτή εξέλιξη οφείλεται κατά ένα μεγάλο μερίδιο στην ανάπτυξη των ψυκτικών μέσων (*refrigerants fluids*) που συνέβαλαν στην κατασκευή ψυκτικών μηχανισμών μεγαλύτερης ικανότητας. Η εκτεταμένη όμως χρήση κάποιων εξ αυτών, είτε σαν ψυκτικά μέσα, είτε σαν προωθητικά αέρια σε αφρούς και «*spray*» προκάλεσε μια σειρά από σοβαρά περιβαλλοντολογικά προβλήματα. Πέραν της καταστροφής του στρώματος όζοντος (*ozone layer depletion*), τα πιο

ευρέως χρησιμοποιούμενα ψυκτικά μέσα αποτελούν και αέρια του θερμοκηπίου (Greenhouse gases – GHG's), συμπεριλαμβανομένου του παραγόμενου από καύση υδρογονανθράκων διοξειδίου του άνθρακα (CO<sub>2</sub>), τα οποία συνεισφέρουν στην αύξηση της μέσης θερμοκρασίας της γης. [6]

Εξαιτίας των καταστρεπτικών συνεπειών των παραπάνω ψυκτικών μέσων, λήφθηκαν αποφάσεις, για σταδιακό περιορισμό ή/και απαγόρευση τους και αντικατάστασή τους με μια νέα γενιά ψυκτικών μέσων, πιο ασφαλή για το περιβάλλον, ώστε να περιοριστεί η χρήση αλογονούχων ψυκτικών μέσων που συμβάλουν στην καταστροφή της στιβάδας του όζοντος και της υπερθέρμανσης του πλανήτη. Οι αποφάσεις αυτές λήφθηκαν αρχικά μέσω του Πρωτοκόλλου του Μόντρεαλ (1987) και της Σύμβασης της Βιέννης (1988) για την προστασία της στιβάδας του όζοντος, καθώς και του Πρωτοκόλλου του Κιότο (1997) και σε επίπεδο Ευρωπαϊκής Ένωσης μέσω του F-Gas Regulation, ΕΚ 842/2006 (αναθεώρηση 517/2014), που στοχεύουν στη συνολική μείωση των εκπομπών των αερίων θερμοκηπίου. [1]

Στην Ευρωπαϊκή Ένωση (ΕΕ) το 2012, η τελική κατανάλωση ενέργειας για θέρμανση και ψύξη αντιπροσώπευε το 50% [546 Mtoe (tons of oil equivalent)], από το οποίο ποσοστό, το 45% χρησιμοποιούταν στον τομέα των κατοικιών, το 37% στη βιομηχανία και το 18% στις υπηρεσίες. Γι' αυτό το λόγο η Ευρωπαϊκή Ένωση προωθεί μια πιο βιώσιμη χρήση της θέρμανσης και της ψύξης, με μείωση των ανθρακούχων εκπομπών. Το σχέδιο μετάβασης σε πιο «καθαρές» μορφές ενέργειας υπολογίζεται ότι θα αποφέρει ετήσια εξοικονόμηση ενέργειας 600 TWh και μείωση εκπομπών CO<sub>2</sub> κατά 135 εκατ. τόνους έως το 2030. Ο νέος κανονισμός για τα φθοριούχα αέρια θα επιταχύνει επίσης τον εκσυγχρονισμό της θέρμανσης και της ψύξης, με τα φιλικά προς το κλίμα ψυκτικά μέσα, στα οποία ανήκει και το υπάρχον στη φύση διοξείδιο του άνθρακα, να προσφέρουν μεγάλες δυνατότητες εξοικονόμησης ενέργειας. [7]

Από τα παραπάνω γίνεται αντιληπτό πως υπάρχει πρόσφορο έδαφος για την ανάπτυξη νέων τεχνολογιών ψύξης με χρήση φυσικών ψυκτικών μέσων (natural refrigerants), με σκοπό την ευρεία αντικατάσταση των συνθετικών ψυκτικών μέσων, τα οποία είναι επιβλαβή για το περιβάλλον.

## 1.2 Κωδικοποίηση Ψυκτικών Μέσων

Τα ψυκτικά ρευστά που έχουν έναν συγκεκριμένο χημικό τύπο χαρακτηρίζονται ως αμιγή και είναι οι ανόργανες ενώσεις (NH<sub>3</sub>, CO<sub>2</sub> κλπ), καθώς και ενώσεις που προέρχονται κατά βάση από οργανικές ουσίες, με κυριότερες το μεθάνιο (CH<sub>4</sub>) ή το αιθάνιο (C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>) όπου αντικαθίστανται άτομα υδρογόνου από άτομα χλωρίου (Cl) ή φθορίου (F) ή αποτελούν μίγματα τέτοιων ενώσεων, οι οποίες λέγονται αλλιώς και «αλογονούχοι ή αλογονομένοι υδρογονάνθρακες». Αυτοί αναλόγως τη χημική τους σύσταση διακρίνονται στους:

- Χλωροφθοράνθρακες (CFC's): χημικές ενώσεις άνθρακα με χλώριο και φθόριο
- Υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFC's): χημικές ενώσεις άνθρακα με υδρογόνο, χλώριο και φθόριο
- Υδροφθοράνθρακες (HFC's): χημικές ενώσεις άνθρακα με υδρογόνο και φθόριο

Ο συμβολισμός των ψυκτικών ρευστών γίνεται αρχικά με το λατινικό γράμμα R (από τη λέξη Refrigerant), και στη συνέχεια με ένα διψήφιο ή τριψήφιο αριθμό, ενδεχομένως και ένα γράμμα του λατινικού αλφαβήτου, το οποίο δηλώνει ισομερείς ουσίες, δηλαδή ουσίες με ίδιο χημικό τύπο, αλλά με διαφορετική διάταξη των ατόμων που δίνει όμως διαφορετικές φυσικοχημικές ιδιότητες (π.χ. R134a). Ως εκ τούτου, η ονομασία ενός ψυκτικού ρευστού ουσιαστικά αποτελεί μια κωδικοποίηση της χημικής τους σύστασης και δίνεται ως μια παράσταση της μορφής:

**R-XYZ**

Όπου:

X: ο αριθμός των ατόμων άνθρακα, μειούμενος κατά ένα (C-1)

Y: ο αριθμός των ατόμων υδρογόνου, αυξημένος κατά ένα (H+1)

Z: ο αριθμός των ατόμων φθορίου (F)

Επίσης, ο γενικός χημικός τύπος είναι:



όπου ο αριθμός των ατόμων χλωρίου (Cl) προκύπτει από τη σχέση:  $q = (2m + 2) - n - p$

Για παράδειγμα για το ψυκτικό μέσο: διχλωρο-διφθορο-μεθάνιο ( $CF_2Cl_2$ )

Οι τιμές των X, Y, Z προκύπτουν όπως παρακάτω:

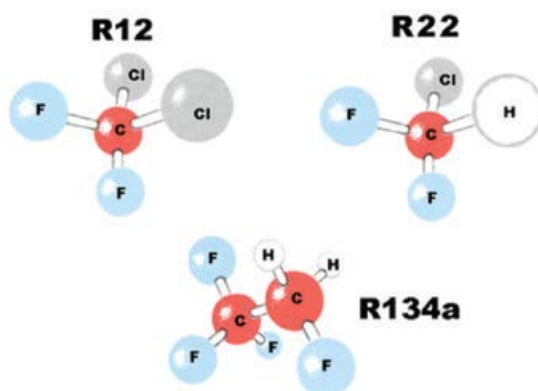
C:  $x = 1 - 1 = 0$

H:  $y = 0 + 1 = 1$

F:  $z = 2$

Cl:  $q = 2 \cdot 1 + 2 - 0 - 2 = 2$

Οπότε, η ονομασία του είναι R12, όπου όταν το πρώτο ψηφίο είναι 0 παραλείπεται. Επίσης, ο τύπος του διφθοροχλωρομεθάνιου ( $CHClF_2$ ) είναι ο R22 και του 1,1,1,2-τετραφθοροαιθάνιου ( $CH_2FCF_3$ ) ο R134a.



Εικόνα 1-1 Αλογονούχα Ψυκτικά Ρευστά [8]

Οι ανόργανες ενώσεις κωδικοποιούνται και αυτές με πρώτο γράμμα το R και ακολουθεί ένας τριψήφιος αριθμός, που έχει ως πρώτο τον αριθμό επτά (7) και ακολουθεί το μοριακό βάρος του εν λόγω ρευστού. π.χ. η αμμωνία ( $NH_3$ ) με μοριακό βάρος:  $MB=14 + 3 = 17$  έχει τύπο ψυκτικού R717 και το διοξείδιο του άνθρακα ( $CO_2$ ) με  $MB=14+16 \cdot 2=44$  έχει R744.

Υφίστανται τα αμιγή ψυκτικά ρευστά, τα οποία χαρακτηρίζονται από έναν συγκεκριμένο χημικό τύπο, όπως παρακάτω:

- Σειρά του μεθανίου, περιέχει ένα άτομο άνθρακα π.χ. R12 ( $CCl_2F_2$ ), R32 ( $CH_2F_2$ )
- Σειρά του αιθάνιου, περιέχει δύο άτομα άνθρακα π.χ. R134a ( $CH_2FCF_3$ )
- Σειρά του προπανίου, περιέχει τρία άτομα άνθρακα π.χ. R290 ( $CH_3CH_2CH_3$ )
- Σειρά του βουτανίου (σειρά 600) π.χ. R600 (βουτάνιο), R600a (ισοβουτάνιο)
- Ανόργανες ενώσεις (σειρά 700) π.χ. R717 (αμμωνία), R744 (διοξείδιο του άνθρακα).

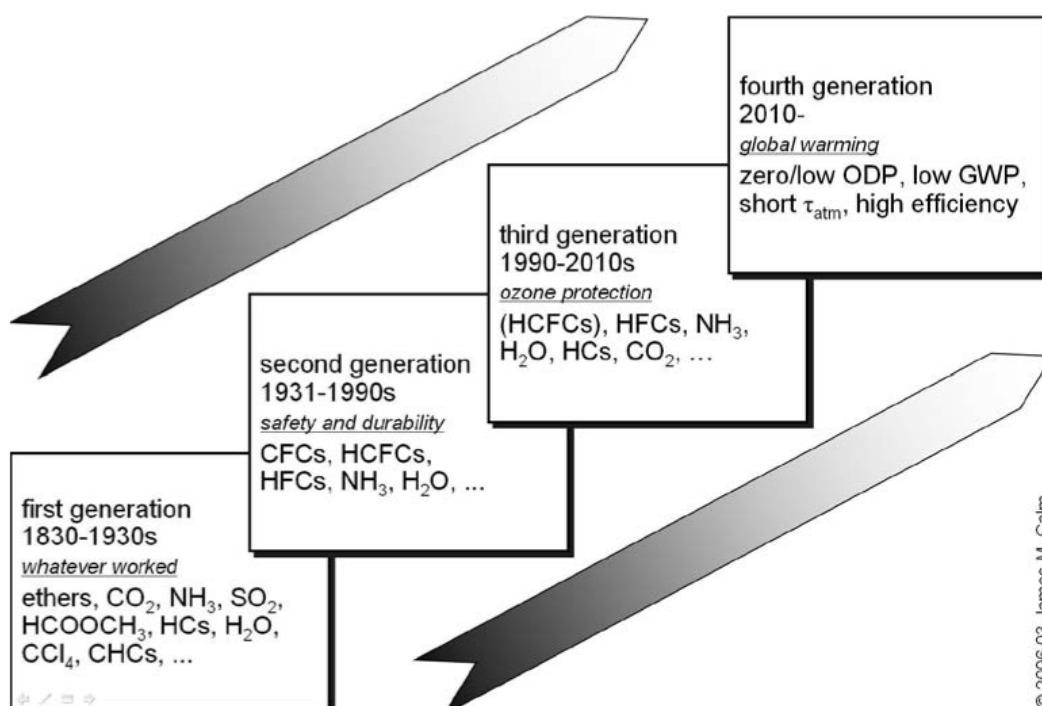
Επιπλέον, υπάρχουν τα μίγματα, τα οποία χωρίζονται σε αζεοτροπικά και ζεοτροπικά. Τα αζεοτροπικά σχηματίζονται με την ανάμιξη δύο αμιγών ψυκτικών ρευστών σε καθορισμένη αναλογία και συμπεριφέρονται ως ένα ψυκτικό μέσο, με σταθερή ογκομετρική σύσταση στις διάφορες φάσεις του ψυκτικού κύκλου. Επίσης, κατά τη φάση της ατμοποίησης και συμπύκνωσης τους, υπό σταθερή πίεση, διατηρούν σταθερή και τη θερμοκρασία τους (σειρά 500) π.χ. R500, R502.

Τα ζεοτροπικά μίγματα σχηματίζονται με την ανάμιξη δύο ή περισσότερων αμιγών ψυκτικών ρευστών, σε καθορισμένη αναλογία και παρουσιάζουν αλλαγή στην ογκομετρική τους σύσταση

στις διάφορες φάσεις του ψυκτικού κύκλου, η δε θερμοκρασία εξάτμισης ή συμπύκνωσης τους μεταβάλλεται, δηλαδή παρουσιάζουν ολίσθηση βρασμού. Η ολίσθηση (ή φάσμα) βρασμού είναι η διαφορά μεταξύ της θερμοκρασίας εξάτμισης ή συμπύκνωσης, όταν το ψυκτικό μέσο είναι σε κατάσταση κορεσμένου υγρού σε σχέση με όταν είναι σε κατάσταση κορεσμένου ατμού, υπό σταθερή πίεση. Μερικά από τα μίγματα αυτά, που παρουσιάζουν μικρές μεταβολές και έτσι εμφανίζονται να συμπεριφέρονται σαν σχεδόν ενιαίο ψυκτικό μέσο (ολίσθηση βρασμού μικρότερη των 3°C) λέγονται σχεδόν αζεοτροπικά μίγματα (Σειρά 400) π.χ. R410A.[8]

### 1.3 Εξέλιξη Ψυκτικών Μέσων

Τα ψυκτικά μέσα, στη μορφή που συναντώνται σήμερα, παρουσιάστηκαν για πρώτη φορά περί το 1834 από τον *Jacob Perkins*, με την πατέντα του «*Apparatus and means for producing ice, and in cooling fluids*», η οποία περιγράφει έναν ψυκτικό κύκλο με συμπίεση ατμού, όπου χρησιμοποιείται ένα πτητικό ρευστό. Εν συνέχεια, η εξέλιξη των ψυκτικών μέσων μπορεί να χωριστεί σε 4 γενιές, όπως παρουσιάζεται παρακάτω στην Εικόνα.



Εικόνα 1-2 Εξέλιξη των Ψυκτικών Μέσων [9]

Τα πιο συνηθισμένα ψυκτικά μέσα της 1<sup>ης</sup> γενιάς (whatever worked) ήταν διαλύτες και άλλα πτητικά ρευστά. Σε γενικές γραμμές χρησιμοποιούνταν οτιδήποτε ήταν διαθέσιμο εκείνη την περίοδο και είχε τις επιθυμητές ιδιότητες. Η συντριπτική πλειοψηφία των πρώιμων ψυκτικών μέσων ήταν είτε εύφλεκτα, είτε τοξικά, είτε παρουσίαζαν εξαιρετικά αντιδραστική δραστηριότητα, προκαλώντας ατυχήματα. Η πρώτη συστηματική έρευνα για την εύρεση ενός ψυκτικού μέσου που να προσφέρει ένα πρακτικό σχεδιασμό με βελτιωμένη απόδοση, έγινε από τους *W. Carrier* και *R. W. Waterfill* τη δεκαετία του 1920, οι οποίοι εξέτασαν διάφορα ψυκτικά μέσα ως προς την καταλληλότητά τους σε αντλίες θετικής μετατόπισης και φυγοκεντρικούς συμπιεστές. Αρχικά, απέρριψαν το διοξείδιο του άνθρακα (CO<sub>2</sub> - R744), καθώς είχε τη χαμηλότερη επίδοση από τα ρευστά που εξετάστηκαν και εν συνεχεία την αμμωνία (NH<sub>3</sub> - R717), η οποία είναι και τοξική, καθώς και το νερό (H<sub>2</sub>O - R718), διότι απαιτούσαν περισσότερα στάδια για την επίτευξη των επιθυμητών συνθηκών ψύξης για τους φυγοκεντρικούς συμπιεστές. Επίσης, απέρριψαν το διοξείδιο του θείου (SO<sub>2</sub> - R764) για λόγους ασφαλείας και το τετραχλωρίδιο του άνθρακα (CCl<sub>4</sub>

– R10) λόγω ασυμβατότητας με τα μέταλλα, καταλήγοντας στην ένωση 1,2 - διχλωροαιθέριο ( $C_2H_2Cl_2$  - R1130) για το φυγοκεντρικό συμπιεστή.[9]

Η 2<sup>η</sup> γενιά ψυκτικών μέσων (ασφάλεια και διάρκεια) χαρακτηρίζεται από τη στροφή στα φθοριούχα ρευστά, λόγω της ασφάλειας και της διάρκειας τους. Οι συνεχείς διαρροές των ψυκτικών, όπως ο μεθανικός μεθυλεστέρας ( $HCOOCH_3$  - R611) και το διοξείδιο του θείου ( $SO_2$  – R764) καθυστέρησαν τις προσπάθειες εισόδου στην αγορά των ψυγείων έναντι των παγοκιβωτίων που λειτουργούσαν ως ψυγεία, έως το 1928. Ο *Thomas Jr Midgley*, με τους βοηθούς του *Albert L. Henne* και *Robert R. McNary* ερεύνησαν στοιχεία που είναι σταθερά, μη τοξικά και μη εύφλεκτα. Το γνωστό μέχρι τότε σημείο βρασμού του τετραφθοράνθρακα ( $CF_4$  – R14) έστρεψε την προσοχή των μελετητών, καθώς αντιλήφθηκαν ότι το πραγματικό σημείο βρασμού των φθοριούχων οργανικών ενώσεων ήταν αρκετά χαμηλότερο από αυτό που υπήρχε στον πίνακα χημικών ενώσεων. Όσπου το 1930, απέδειξαν πως η μεταβολή της χλωρίωσης και της φθορίωσης των υδρογονανθράκων στα φθοριούχα ψυκτικά ρευστά επηρεάζει το σημείο βρασμού, την ευφλεκτότητα και την τοξικότητα.[9]

Έτσι, το 1931 ξεκίνησε η παραγωγή διφθοροδιχλωρομεθανίου ( $CCl_2F_2$  - R12) και ακολούθησε η παραγωγή του τριχλωροφθορομεθανίου ( $CCl_3F$  – R11) το 1932, ώσπου τη δεκαετία του 1950 τα κυριότερα ψυκτικά μέσα ήταν οι χλωροφθοράνθρακες (CFC's) και εν συνεχεία οι υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFC's) στα περισσότερα οικιακά και εμπορικά κλιματιστικά και αντλίες θερμότητας. Βέβαια, η αμμωνία (R717) εξακολούθησε να είναι η πρώτη επιλογή στα μεγάλα βιομηχανικά συστήματα, ειδικά στον τομέα της διακίνησης και αποθήκευσης τροφίμων και ποτών, το οποίο ισχύει ως σήμερα. [1]

Τα περιβαλλοντικά ζητήματα που προέκυψαν κατά τη δεκαετία του 1980 και η σύνδεση των εκπομπών CFC's (R11, R12, R13, R14, R115 κλπ) με τη μείωση του στρώματος του όζοντος στη στρατόσφαιρα (ozon depletion) έπαιξε καταλυτικό ρόλο στην 3<sup>η</sup> γενιά ψυκτικών ρευστών (προστασία του όζοντος), καθώς δόθηκε έμφαση στην προστασία του στρατοσφαιρικού όζοντος. Η Σύμβαση της Βιέννης και το απορρέων Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ, το 1987, οδήγησαν στην απαγόρευση των ουσιών που μειώνουν το στρώμα του όζοντος (Ozon Depletion Substances – ODS's). Βάσει των οποίων οι πιο αναπτυγμένες χώρες απαγόρευσαν τη χρήση των CFC's από το 1996 σε νέους εξοπλισμούς, με τις υπόλοιπες χώρες να συμμορφώνονται μέχρι το 2010, ενώ περιορίστηκε σταδιακά η χρήση των HCFC's (R22, R123 κλπ) μέχρι την οριστική κατάργησή τους το 2030.[9]

Με τις παραπάνω απαγορεύσεις, μαζί και του πιο διαδεδομένου ψυκτικού μέσου της εποχής του R22, το ενδιαφέρον για χρήση φυσικών ψυκτικών ρευστών (natural refrigerants), όπως αμμωνία, διοξείδιο του άνθρακα, υδρογονάνθρακες και νερό, παράλληλα με τροποποιήσεις του κλασικού ψυκτικού κύκλου έγινε αυξανόμενο. Οι πρώτες έρευνες εξέτασαν μη φθοριούχα και υδρο-φθοροαιθέρες (HFE's), χωρίς να καταλήξουν σε ελπιδοφόρα αποτελέσματα. Τα πρώτα εναλλακτικά ψυκτικά μέσα βγήκαν στις αγορές στο τέλος του 1989 και μέσα στα επόμενα δέκα χρόνια παρουσιάστηκαν εναλλακτικές για τα περισσότερα ψυκτικά που μειώνουν την καταστροφή του όζοντος. [1]

Η επιτυχημένη ανταπόκριση στη μείωση της καταστροφής της στιβάδας του όζοντος στη στρατόσφαιρα έρχεται σε αντιδιαστολή με την επιδείνωση του φαινομένου της κλιματικής αλλαγής και της αύξησης της μέσης θερμοκρασίας του πλανήτη. Οι ειδικοί περιβαλλοντολόγοι κατέληξαν στο ότι η κλιματική αλλαγή οφείλεται κυρίως στις αυξανόμενες συγκεντρώσεις αερίων του θερμοκηπίου (Greenhouse Gases – GHG's) που προέρχονται από ανθρωπογενείς δραστηριότητες. Με το Πρωτόκολλο του Κιότο (11/12/1997) καθορίστηκε ένα πλαίσιο – συνθήκη για την κλιματική αλλαγή, στο οποίο τέθηκαν στόχοι για την αποφυγή των ανθρωπογενών εκπομπών αερίων

του θερμοκηπίου. Βάσει και του F-Gas Regulation (EU 517/2014) της Ευρωπαϊκής Ένωσης, έχουμε οδηγηθεί στην 4<sup>η</sup> γενιά ψυκτικών μέσων (υπερθέρμανση του πλανήτη), τα οποία θα πρέπει να πληρούν τις προϋποθέσεις χαμηλών εκπομπών GHG's και ειδικότερα τη μείωση χρησιμοποίησης των F-Gases (αερίων φθορίου).[10]

Κατόπιν των παραπάνω, οι κατασκευαστές αντιλαμβανόμενοι τις σύγχρονες ανάγκες σε ασφάλεια και σε περιβαλλοντικές επιδόσεις των ψυκτικών μέσων και κυρίως την ανάγκη αντικατάστασης των F-gases και κατ' επέκταση και των HFC's (R-32, R-124, R-125, R-134a κλπ) με εναλλακτικά ψυκτικά χαμηλού GWP (Global Warming Potential), είναι στη διαδικασία ανεύρεσης της επόμενης γενιάς ψυκτικών μέσων. Οι κατηγορίες ψυκτικών μέσων επόμενης γενιάς και τα μειονεκτήματά τους που πρέπει να αντιμετωπιστούν παρουσιάζονται στην παρακάτω Εικόνα.

Candidates	Considerations
"Natural refrigerants" (NH <sub>3</sub> , CO <sub>2</sub> , HCs, H <sub>2</sub> O, air)	Efficiency, for NH <sub>3</sub> and HCs also flammability
Low GWP HFCs (R-32, R-152a, R-161...)	Flammability; most suppressants have high GWP
HFES	Disappointing thus far, still?
HEs (R-E170...)	Flammability
Unsaturates (olefins) (R-1234yf...)	Short atmospheric lifetime and therefore low GWP flammability? Toxicity? Compatibility?
HFICs, FICs [R-3111 (CH <sub>2</sub> FI), R-1311 (CF <sub>3</sub> )...]	Expensive, ODP>0 but not in MP some are toxic; compatibility?
Fluorinated alcohols (-OH) fluorinated ketones [-C(=O)-]	Efficiency? Flammability? Toxicity? Compatibility?
Others	??? — no ideal refrigerants

Εικόνα 1-3 Υποψήφια Ψυκτικά Ρευστά Επόμενης Γενιάς [9]

## 1.4 Επιθυμητές ιδιότητες ψυκτικών μέσων

Οι ιδιότητες ενός ψυκτικού μέσου μιας εγκατάστασης πρέπει να είναι τέτοιες, ώστε να εξασφαλίζουν την απόδοση και την ασφάλεια κατά τη λειτουργία της, καθότι το ρευστό αλληλεπιδρά με διάφορα υλικά και συχνά υπάρχει η πιθανότητα εισπνοής ή επαφής με ανθρώπινους οργανισμούς και τρόφιμα. Βέβαια, σημαντικό ρόλο στην επιλογή του ψυκτικού μέσου παίζουν η χρήση για την οποία προορίζεται, η ψυκτική συσκευή και τα απάρτια της, η θερμοκρασία περιβάλλοντος, η διαδικασία παραγωγής ψύξης, οι επιπτώσεις στο περιβάλλον κλπ.

Επομένως, γίνεται αντιληπτό ότι αναλόγως της χρήσης για την οποία προορίζεται υπάρχει και το καταλληλότερο ψυκτικό μέσο. Τα τελευταία έτη, βέβαια, μεγάλης σημασίας παράγοντας επιλογής ψυκτικού μέσου είναι οι περιβαλλοντικές επιπτώσεις, όπου θα πρέπει να τηρούνται οι ισχύουσες νομοθεσίες και κανονισμοί για την προστασία του περιβάλλοντος. Κατόπιν των παραπάνω, παρατίθενται οι ιδιότητες που πρέπει να διαθέτει ένα ψυκτικό μέσο, οι οποίες αποτελούν τα κριτήρια επιλογής ψυκτικού μέσου αναλόγως της εγκατάστασης.

### 1.4.1 Θερμοδυναμικές Ιδιότητες

- Υψηλή θερμότητα ατμοποίησης, ώστε η ψυκτική ικανότητα ανά μάζα ρευστού να είναι όσο το δυνατόν μεγαλύτερη.
- Η πίεση ατμοποίησης που καθορίζεται από την επιθυμητή θερμοκρασία ατμοποίησης, πρέπει να είναι μεγαλύτερη από την ατμοσφαιρική, προκειμένου να μην εισέρχεται αέρας στις σωληνώσεις της εγκατάστασης.

- Κατά το στραγγαλισμό να περιορίζεται ο σχηματισμός ατμού, ο οποίος δεν συμβάλλει στην ψυκτική ικανότητα του ρευστού.
- Η κρίσιμη θερμοκρασία να βρίσκεται αρκετά πάνω από τη θερμοκρασία συμπύκνωσης, ώστε να μην εισέρχεται το ρευστό στην υπερκρίσιμη περιοχή.
- Η πίεση ατμών του συμπυκνωτή (condenser) να μην είναι υψηλή, διότι αυξάνεται το κόστος κατασκευής της ψυκτικής μηχανής.
- Το σημείο βρασμού να είναι χαμηλό, προκειμένου ο ψυκτικός κύκλος να λειτουργεί σε χαμηλές πιέσεις.
- Το σημείο πήξεως να είναι χαμηλότερο της επιδιωκόμενης θερμοκρασίας του χώρου ψύξεως.

#### 1.4.2 Φυσικοχημικές Ιδιότητες

- Να είναι αδιάλυτο και ανθεκτικό στα ψυχρέλαια
- Να μην πολυμερίζεται και να μην αλλοιώνεται χημικά στις μεταβαλλόμενες συνθήκες, κατά τη διάρκεια του ψυκτικού κύκλου
- Να επιδεικνύει χημική αδράνεια και σταθερότητα, καθώς δεν πρέπει να σχηματίζει ενώσεις με τα υλικά κατασκευής της εγκατάστασης ή τον αέρα. Κατά τη διάρκεια του ψυκτικού κύκλου θα πρέπει να διατηρεί τη χημική του σύσταση και να μην μετασχηματίζεται σε άλλες χημικές ενώσεις.
- Να είναι συμβατό με την πλειοψηφία των υλικών με τα οποία θα έρχεται σε επαφή προκειμένου να τίθεται σε όσο το δυνατό λιγότερους περιορισμούς.
- Να μην είναι τοξικό ή/και δηλητηριώδες για τον άνθρωπο. Η ανάγκη αυτή προκύπτει τόσο για τις συσκευές που βρίσκονται σε χώρους εργασίας όσο και για τις οικιακές συσκευές, όπως ψυγεία και κλιματιστικά.
- Να μην είναι εύφλεκτο ή εκρηκτικό. Αρκετά ρευστά με εξαιρετικές ψυκτικές ιδιότητες έχουν απορριφθεί κατά καιρούς λόγω της υψηλής ευφλεκτότητάς τους.
- Να είναι άοσμα και άγευστα, όταν χρησιμοποιούνται για ψύξη τροφίμων. Βέβαια, σε εφαρμογές εύφλεκτων ή τοξικών (π.χ. R717) ψυκτικών ρευστών η οσμή είναι ένα χαρακτηριστικό αποκάλυψης διαρροής.
- Να έχει προσφιλή για το περιβάλλον χαρακτηριστικά και κυρίως να μην αλληλεπιδρά με άλλες χημικές ενώσεις στην ατμόσφαιρα, οδηγώντας στην καταστροφή της στοιβάδας του όζοντος, αλλά και να μην συνεισφέρει στο φαινόμενο του θερμοκηπίου.
- Να έχει, κατά το δυνατόν, μεγάλη λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης, ώστε να περιορίζεται η παροχή μάζας που κυκλοφορεί στην ψυκτική εγκατάσταση, με συνέπεια την ανάγκη για μικρές διατομές και διαστάσεις των σωληνώσεων και των εξαρτημάτων και επί πλέον τη μείωση του μεγέθους και της κατανάλωσης του συμπιεστή.
- Να παρουσιάζουν μικρή συνεκτικότητα, προκειμένου να μην δημιουργούνται απώλειες πίεσης στις σωληνώσεις.
- Ο ειδικός όγκος του στην αναρρόφηση του συμπιεστή να είναι μικρός, ώστε να μην απαιτείται μεγάλη ογκομετρική ικανότητα του συμπιεστή.

Τέλος, ένα κριτήριο το οποίο μπορεί να είναι καθοριστικό για την επιλογή ενός ψυκτικού ρευστού, ιδιαίτερα σε μεγάλες βιομηχανικές εγκαταστάσεις, στις οποίες χρησιμοποιούνται τόνοι ψυκτικού ρευστού, είναι το κόστος. Εξάλλου, αυτός ο παράγοντας υπήρξε καθοριστικός στην εξέλιξη των ψυκτικών μέσων, καθώς η ανάπτυξη των CFC's είχε σαν κριτήριο το χαμηλό τους κόστος, έναντι άλλων φυσικών ψυκτικών μέσων της εποχής. Πλέον βέβαια, υπάρχει μια τάση επαναχρησιμοποίησης των φυσικών ψυκτικών, όπως το διοξείδιο του άνθρακα (R744) και η αμμωνία (R717), που πέραν των άλλων ιδιοτήτων τους έχουν και χαμηλό κόστος. [6][11]



## 1.5 Κατηγοριοποίηση Ψυκτικών Μέσων

### 1.5.1 Βάσει Χημικής Σύστασης

Τα σημαντικότερα ψυκτικά μέσα που χρησιμοποιούνται σήμερα μπορούν να καταταχθούν στις εξής κατηγορίες αμιγών ψυκτικών:

1. Οι αλογονομένοι υδρογονάνθρακες είναι τεχνητές παρασκευασμένες ουσίες και προέρχονται από τους υδρογονάνθρακες με αντικατάσταση μορίου υδρογόνου (H) με χλώριο (Cl) ή φθόριο (F). Οι αλογονομένοι υδρογονάνθρακες χωρίζονται στις εξής υποκατηγορίες:
  - Χλωροφθοράνθρακες (CFC's)
  - Υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFC's)
  - Υδροφθοράνθρακες (HFC's)
2. Τα ανόργανα ψυκτικά μέσα (Σειρά R7--), όπου οι κυριότερες ανόργανες ουσίες που χρησιμοποιούνται είναι:
  - Αμμωνία (NH<sub>3</sub>)
  - Νερό (H<sub>2</sub>O)
  - Αιθέρας
  - Διοξείδιο του άνθρακα (CO<sub>2</sub>)
  - Διοξείδιο του θείου (SO<sub>2</sub>)
  - Αέρας
3. Οι υδρογονάνθρακες (HC) και χημικές ενώσεις τους
  - Μεθάνιο (CH<sub>4</sub>)
  - Αιθάνιο (C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>)
  - Προπάνιο (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>)
  - Βουτάνιο (C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>)

Πέραν των παραπάνω κατηγοριών, υπάρχουν τα μίγματα, τα οποία προέρχονται από την ανάμιξη αμιγών ψυκτικών ρευστών και χωρίζονται, όπως προαναφέρθηκε, σε Αζεοτροπικά (Σειρά R5--) και Ζεοτροπικά (Σειρά R4--).

Η δεύτερη και τρίτη κατηγορία περιέχουν κυρίως φυσικά ψυκτικά μέσα (natural refrigerants), είναι ουσίες που περιλαμβάνονται ήδη στον κύκλο της φύσης, όπως η αμμωνία (NH<sub>3</sub>), οι υδρογονάνθρακες (HC), το διοξείδιο του άνθρακα (CO<sub>2</sub>), το νερό (H<sub>2</sub>O) και ο αέρας, τα οποία είναι τα μόνα ψυκτικά μέσα που δεν καταστρέφουν το όζον, προκαλούν αμελητέα υπερθέρμανση του πλανήτη και έχουν χαμηλές περιβαλλοντικές επιπτώσεις κατά την παραγωγή τους.

### 1.5.2 Βάσει Επικινδυνότητας

Μια άλλη κατηγοριοποίηση των ψυκτικών ρευστών είναι βάσει της επικινδυνότητας τους στην υγιεινή και ασφάλεια του χώρου που χρησιμοποιούνται, αναλόγως της τοξικότητας και ευφλεκτότητας τους. Γι' αυτό, μέσω του προτύπου ASHRAE Standard 34, καθορίστηκαν 2 κλάσεις ασφαλείας για την τοξικότητα και 3 κύριες κλάσεις, συν μια υποκλάση, ευφλεκτότητας που προσδιορίζουν τα ψυκτικά μέσα.

#### **Το γράμμα δείχνει το επίπεδο τοξικότητας**

A = ρευστό με χαμηλή τοξικότητα

B = ρευστό με υψηλή τοξικότητα

#### **Ο αριθμός δείχνει το επίπεδο ευφλεκτότητας**

1 = μη εύφλεκτο

2L = χαμηλή ευφλεκτότητα (ήπια)

2 = εύφλεκτο

3 = υψηλή ευφλεκτότητα

F L A M M A B I L I T Y	SAFETY GROUP		
	Higher Flammability	A3	B3
	Lower Flammability	A2 A2L*	B2 B2L*
No Flame Propagation	A1	B1	
	Lower Toxicity	Higher Toxicity	

INCREASING TOXICITY

Εικόνα 1-4 Κλάσεις Επικινδυνότητας (τοξικότητα/ευφλεξιμότητα) Ψυκτικών Ρευστών [12]

Υπάρχουν πολλές κύριες παράμετροι που χαρακτηρίζουν το επίπεδο ευφλεκτότητας (1, 2L, 2, 3) ενός ψυκτικού ρευστού συμπεριλαμβανομένων της ταχύτητας καύσης, του ανώτερου (UFL) και κατώτερου ορίου ευφλεκτότητας (LFL), της ελάχιστης ενέργειας ανάφλεξης (MIE) και της θερμοτότητας καύσης (HOC). Οι παράμετροι αυτές επηρεάζουν τον τρόπο που μπορεί να χρησιμοποιηθεί το ψυκτικό ρευστό π.χ. για ένα ρευστό κατηγορίας 3 όπως το R-290, το LFL (kg/m<sup>3</sup>) είναι σημαντικά χαμηλότερο και η ταχύτητα καύσης είναι αρκετά υψηλότερη σε σχέση με ένα ρευστό κατηγορίας 2L. Πρακτικά αυτό σημαίνει ότι, σε δημόσιους χώρους, είναι δυνατές πληρώσεις με περισσότερο ρευστό κατηγορίας 2L από ό,τι κατηγορίας 3. [13]



Εικόνα 1-5 Κατηγορία Ευφλεξιμότητας βάσει Ταχύτητας Καύσης Ψυκτικών Ρευστών [13]

### 1.5.3 Χρωματικός Κώδικας Φιαλών

Τα ψυκτικά ρευστά αποθηκεύονται και διακινούνται υγροποιημένα, σε φιάλες (μπουκάλες) υπό πίεση, οι οποίες έχουν χρωματική ένδειξη με ένα κωδικό χρώμα, χαρακτηριστικό και ορισμένο για κάθε ψυκτικό ρευστό, προκειμένου να είναι ευδιάκριτο σε ποια εγκατάσταση αντιστοιχεί. Στην παρακάτω Εικόνα παρουσιάζεται η χρωματική ένδειξη και η κλάση επικινδυνότητας που αντιστοιχεί σε κάθε ψυκτικό ρευστό.

ΨΥΚΤΙΚΟ ΥΓΡΟ	ΚΛΑΣΗ ΕΠΙΚΙΝΤΗΣ	ΚΑΤΗΓΟΡΙΑ	ΧΗΜΙΚΗ ΟΝΟΜΑΣΙΑ	ΧΡΩΜΑ ΦΙΑΛΗΣ
R - 11	A1	CFC	Τριχλωροφθορομεθάνιο	Πορτοκαλί
R - 12	A1	CFC	Δικλωροδιφθορομεθάνιο	Άσπρο
R - 13	A1	CFC	Χλωροτριφθορομεθάνιο	Ανοιχτό μπλέ
R - 14	A1	PFC	Τετραφθορομεθάνιο	Μουσταρδί
R - 22	A1	HCFC	Χλωροδιφθορομεθάνιο	Ανοιχτό πράσινο
R - 23	A1	HFC	Τριφθορομεθάνιο	Ανοιχτό μπλέ/γκρί
R - 32	A2	HFC	Διφθορομεθάνιο	Λαρίδα άσπρη/κόκκινη
R - 113	A1	CFC	1,1,2 Τριχλωρο-1,2,2 Τριφθοροαιθάνιο	Βιολετί
R - 114	A1	CFC	1,2 Δικλωρο-1,1,2,2 Τετραφθοροαιθάνιο	Σκούρο μπλέ
R - 115	A1	CFC	Χλωροπενταφθοροαιθάνιο	Λαρίδα άσπρη/κόκκινη
R - 116	A1	PFC	Εξαφθοροαιθάνιο	Σκούρο γκρι
R - 123	B1	HCFC	2,2 Δικλωρο-1,1,1 Τριφθοροαιθάνιο	Ανοιχτό γκρι/μπλέ
R - 124	A1	HCFC	2-Χλωρο-1,1,1,2-Τετραφθοροαιθάνιο	Σκούρο πράσινο
R - 125	A1	HFC	Πενταφθοροαιθάνιο	Καφετί
R - 134a	A1	HFC	1,1,1,2-Τετραφθοροαιθάνιο	Ανοιχτό θαλασσί
R - 143a	A2	HFC	1,1,1- Τριφθοροαιθάνιο	Λαρίδα άσπρη/κόκκινη
R - 152a	A2	HFC	1,1-Διφθοροαιθάνιο	Λαρίδα άσπρη/κόκκινη
R - 290	A3	HC	Προπάνιο	( % ) Άσπρο
R - 500	A1	CFC	R - 12 / R - 152a	73,8/26,2 Κίτρινο
R - 502	A1	CFC	R - 22 / R - 115	48,8/51,2 Ανοιχτό βιολετί
R - 503	A1	CFC	R - 23 / R - 13	40,1/59,9 Μπλέ πράσινο
R - 507	A1/A1	HFC	R - 125 / R - 143a	50/50 Μπλέ πράσινο
R - 717	B2		Αμμωνία	Άσπρη
R - 401A	A1/A1	HCFC	R - 22 / R - 152a / R - 124	53/13/34 Κόκκινο
R - 401B	A1/A1	HCFC	R - 22 / R - 152a / R - 124	61/11/28 Μουσταρδί
R - 401C	A1/A1	HCFC	R - 22 / R - 152a / R - 124	33/15/52 Μπλέ πράσινο
R - 402A	A1/A1	HCFC	R - 125 / R - 290 / R - 22	60/02/38 Ανοιχτό καφέ
R - 402B	A1/A1	HCFC	R - 125 / R - 290 / R - 22	38/02/60 Πράσινο/μπλέ (λαδί)
R - 403A	A1/A1	HCFC	R - 290 / R - 22 / R - 218	05/75/20 Ανοιχτό βυσαίνι
R - 404A	A1/A1	HFC	R - 125 / R - 143a / R - 134a	44/52/04 Πορτοκαλί
R - 406A	A1/A2	HCFC	R - 22 / R - 600a / R - 142b	55/04/41 Ανοιχτό γκρι/πράσινο
R - 407A	A1/A1	HFC	R - 32 / R - 125 / R - 134a	20/40/40 Ανοιχτό πράσινο
R - 407B	A1/A1	HFC	R - 32 / R - 125 / R - 134a	10/70/80 Κρεμ
R - 407C	A1/A1	HFC	R - 32 / R - 125 / R - 134a	23/25/52 Καφετί
R - 408A	A1/A1	HCFC	R - 125 / R - 143a / R - 22	07/46/47 Βυσαίνι
R - 409A	A1/A1	HCFC	R - 22 / R - 124 / R - 142b	60/25/15 Μουσταρδί
R - 410A	A1/A1	HFC	R - 32 / R - 125	50/50 Ροζ

Εικόνα 1-6 Κλάση Επικινδυνότητας και Χρωματικός Κώδικας Ψυκτικών ρευστών [8]

## 1.6 Περιβαλλοντικές Επιπτώσεις από την Χρήση Ψυκτικών Μέσων

Οι κυριότερες δυσμενείς περιβαλλοντικές επιδράσεις από την χρήση ψυκτικών μέσων οφείλονται στα αλογονομένα ψυκτικά ρευστά, οι οποίες κατά χρονική σειρά όπως παρατηρήθηκαν,

είναι η καταστροφή της στιβάδας του όζοντος στην στρατόσφαιρα και η συνεισφορά τους στο φαινόμενο του θερμοκηπίου και κατ' επέκταση στην υπερθέρμανση του πλανήτη.

### 1.6.1 Αλογονομένοι Υδρογονάνθρακες

Οι αλογονομένοι υδρογονάνθρακες προέρχονται από τους υδρογονάνθρακες με αντικατάσταση μορίου υδρογόνου με χλώριο ή φθόριο, το οποίο αποτέλεσε το κύριο τους πλεονέκτημα, έναντι των υδρογονανθράκων, καθώς τα καθιστά ασφαλή και μη εύφλεκτα.

Οι χλωροφθράνθρακες (CFC's) έχουν σοβαρή επίπτωση στην καταστροφή της στιβάδας του όζοντος και επιπλέον συνεισφέρουν στην υπερθέρμανση του πλανήτη. Οι υδροχλωροφθράνθρακες (HCFC's) έχουν άμεση επίδραση στην υπερθέρμανση του πλανήτη και μικρότερη στη στιβάδα του όζοντος, ενώ οι υδροφθοράνθρακες (HFC's) αποτελούν αέρια θερμοκηπίου (GHG's), συντελώντας άμεσα στην υπερθέρμανση του πλανήτη, αλλά δεν επιδρούν στην καταστροφή της στιβάδας του όζοντος. Για τους παραπάνω λόγους κρίθηκε επιτακτική η λήψη περιοριστικών μέτρων χρήσης των εν λόγω ψυκτικών μέσων, κυρίως μέσω των πρωτόκολλων του Μόντρεαλ (1987) και του Κιότο (1997), για την προστασία της στιβάδας του όζοντος και την μη υπερθέρμανση του πλανήτη. [14]

#### Χλωροφθοράνθρακες (CFC's) [1][6]

Έχουν ένα ή δύο μόρια άνθρακα και τα μόρια υδρογόνου αντικαθίστανται από μόρια χλωρίου και φθορίου. Είναι ρευστά με μοναδικά χαρακτηριστικά γι' αυτό και χρησιμοποιήθηκαν ευρέως, έως ότου γίνουν αντιληπτές οι περιβαλλοντικές επιπτώσεις τους και παυθούν οριστικά το 2010, δυνάμει του Πρωτοκόλλου του Μόντρεαλ (1987).

Οι πιο διαδεδομένοι τύποι είναι: R11, R12, R113, R114, R27, R115, R500, R502, R503. Τα κυριότερα χαρακτηριστικά τους συνοψίζονται στα παρακάτω:

- Εξαιρετική χημική σταθερότητα
- Μη εύφλεκτα σε θερμοκρασίες δωματίου
- Χαμηλή διαβρωτικότητα
- Χαμηλή τοξικότητα
- Χημική αδράνεια, η οποία έχει σαν αποτέλεσμα να μην δεν διαλύονται στο νερό, να μην αντιδρούν με το χιόνι, να μην καταστρέφονται από την ηλιακή ακτινοβολία και να μην οξειδώνονται. Όμως, αυτή η ιδιότητα τους είναι ο κύριος υπαίτιος της καταστροφής της στιβάδας του όζοντος
- Μετατρέπονται εύκολα, από υγρά σε αέρια, υπό χαμηλή πίεση
- Καλή θερμοδυναμική συμπεριφορά
- Παρασκευάζονται με εύκολο τρόπο από κοινές χημικές ουσίες, όπως ο τετραχλωράνθρακας (CCl<sub>4</sub>), το υδροφθορικό οξύ (HF) και το τριχλωρομεθάνιο (CHCl<sub>3</sub>), με αποτέλεσμα να έχουν χαμηλό κόστος παραγωγής
- Άοσμα
- Υψηλή κρίσιμη θερμοκρασία και μέτρια κρίσιμη πίεση
- Δεν προκαλούν καρκινογενέσεις και δεν δημιουργούν ασθένειες στον άνθρωπο, είτε κατά την παραγωγή είτε κατά την χρησιμοποίησή τους

#### **Υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFC's)**

Προέρχονται κυρίως από άτομα μεθανίου (CH<sub>4</sub>) ή αιθανίου (C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>) που είναι μερικώς αλογονομένα και η χημική τους σύσταση έχει κάποια άτομα υδρογόνου (H), ενώ τα υπόλοιπα έχουν αντικατασταθεί από άτομα χλωρίου (Cl) ή φθορίου (F). Επειδή περιέχουν λιγότερο χλώριο από τα CHF's και η παρουσία του υδρογόνου χαλαρώνει τη δομή του μορίου και μειώνει τη διάρκεια ζωής του, η συμβολή τους στην καταστροφή του όζοντος είναι πολύ μικρότερη σε σχέση με τα

CFC's. Παρόλα αυτά, βάσει του Πρωτοκόλλου του Μόντρεαλ (1987) έχει καθοριστεί η απαγόρευση τους έως το 2020 κατά 99,5%, έως την οριστική κατάργηση του το 2030.[6]

Οι πιο διαδεδομένοι τύποι είναι κυρίως τα: R22, R123 και έπειτα τα: R124, R401A, R401B, R402A, R402B, R403A, R403B, R-406A, R408A, R-408B, R-409A και R509A. Τα κυριότερα χαρακτηριστικά τους συνοψίζονται στα παρακάτω:

- Δεν διασπώνται στην τροπόσφαιρα οπότε απομακρύνονται από την ατμόσφαιρα, σε αντίθεση με τα CFC's
- Δεν είναι αδρανή και είναι ασταθή στην ατμόσφαιρα
- Έχουν μικρότερη διαλυτική ικανότητα και συνεργάζονται πιο δύσκολα με διάφορα υλικά, όπως τα ελαστομερή
- Μεγάλη διαβρωτική ικανότητα
- Μερικά είναι εύφλεκτα
- Υψηλή κρίσιμη θερμοκρασία και μέτρια κρίσιμη πίεση

### **Υδροφθοράνθρακες (HFC's)**

Τα HFC's έχουν παρόμοια σύσταση με τους HCFC's, με τη διαφορά ότι δεν έχουν άτομα χλωρίου (Cl), οπότε η αντικατάσταση των ατόμων υδρογόνου (H) στους υδρογονάνθρακες γίνεται μόνο με άτομα φθορίου (F). Η έλλειψη χλωρίου τα κάνει να έχουν αμελητέα επίδραση στην καταστροφή της στιβάδας του όζοντος, εντούτοις όμως αποτελούν αέρια θερμοκηπίου (GHG's), καθώς οι πολυάριθμοι ισχυροί δεσμοί άνθρακα – φθορίου απορροφούν την υπέρυθη ακτινοβολία.[6]

Χρησιμοποιούνται κατ' εξοχήν ως ψυκτικά σε ένα ευρύ πλαίσιο εγκαταστάσεων ψύξης και κλιματισμού, σε οικιακές συσκευές και κατ' εξοχήν σε συστήματα κλιματισμού αυτοκινήτων. Πέραν αυτών βρίσκουν πεδίο εφαρμογής και στην παραγωγή αφρωδών πολυμερών σε πυροσβεστήρες ως διογκωτικά, σε προϊόντα καθαρισμού ως διαλύτες, σε διαδικασίες χάραξης στη βιομηχανία ημιαγωγών και σε εισπνεόμενες συσκευές ως προωθητικό αέριο.

Οι πιο διαδεδομένοι τύποι είναι: R23, R134a, R410A, R404A, R407A-B-C, R413A, R417A, R507A  
Τα κυριότερα χαρακτηριστικά τους περιγράφονται, όπως παρακάτω:

- Σχετικώς μη εύφλεκτα
- Χημική σταθερότητα
- Δεν αντιδρούν με τα υπόλοιπα υλικά μιας εγκατάστασης
- Άχρωμα τα περισσότερα
- Άοσμα
- Μερικά είναι υγρά σε θερμοκρασία δωματίου
- Υψηλή κρίσιμη θερμοκρασία και μέτρια κρίσιμη πίεση

### **1.6.2 Καταστροφή της Στιβάδας του Όζοντος**

Το όζον (O<sub>3</sub>) είναι μια αλλοτροπική μορφή του οξυγόνου, που έχει τρία άτομα οξυγόνου σε κάθε μόριο του. Είναι δηλητηριώδες αέριο, χρώματος κυανού και με έντονη οσμή, ασταθές, ισχυρά οξειδωτικό και ισχυρά τοξικό. Είναι λίγο διαλυτό στο νερό και καθώς είναι ασταθές διασπάται εύκολα, χωρίς να αφήνει υπολείμματα.

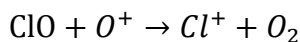
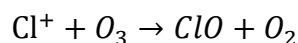
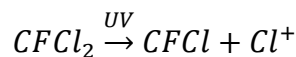
Το όζον (O<sub>3</sub>) στη γήινη ατμόσφαιρα δημιουργείται όταν μόρια του οξυγόνου (O<sub>2</sub>) διασπώνται από την υπεριώδη ακτινοβολία ή/και των ατμοσφαιρικών ηλεκτρικών εκκενώσεων, σχηματίζοντας ιόντα οξυγόνου (O<sup>+</sup>). Η συνένωση ενός ιόντος οξυγόνου (O<sup>+</sup>) και ενός μορίου οξυγόνου (O<sub>2</sub>), με τη βοήθεια του ηλιακού φωτός, έχει ως αποτέλεσμα το σχηματισμό ενός μορίου όζοντος (O<sub>3</sub>). Το στρώμα ή στιβάδα του όζοντος βρίσκεται κατά 10% στην τροπόσφαιρα (η χαμηλότερη ατμοσφαιρική ζώνη, η οποία εκτείνεται έως 9-18 km περίπου από το έδαφος) και κατά 90% στη

στρατόσφαιρα (ζώνη που εκτείνεται μετά την τροπόσφαιρα έως 50 km από το έδαφος), όπου εκεί βρίσκεται σε συγκέντρωση μέχρι 10 ppm (parts per million).

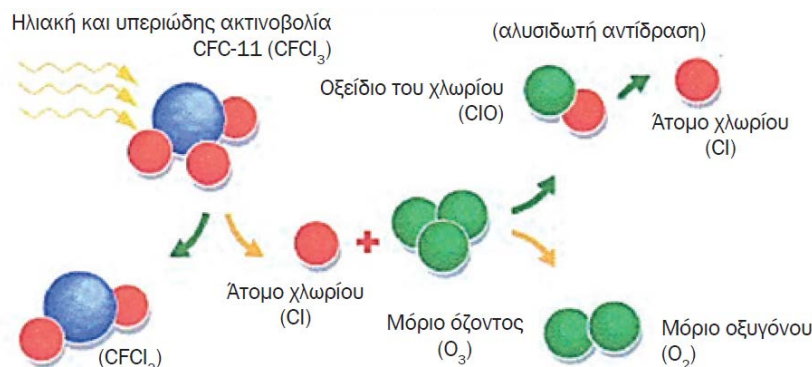
Εξαιτίας της αστάθειας του, το όζον όταν σχηματιστεί στην στρατόσφαιρα μπορεί να διασπαστεί με απορρόφηση της υπεριώδους ακτινοβολίας (UV) του ήλιου σε μόρια οξυγόνου (O<sub>2</sub>) και σε ιόντα οξυγόνου (O<sup>+</sup>). Παράλληλα παράγεται όζον (O<sub>3</sub>) διαμέσου της φωτοσύνθεσης και της σύνδεσης του οξυγόνου (O<sub>2</sub>) με το ελεύθερο οξυγόνο (O). Έτσι, το όζον παράγεται και καταστρέφεται σταθερά στη στρατόσφαιρα, προστατεύοντας την επιφάνεια της γης από την υπεριώδη ακτινοβολία (UV), οι ακτίνες της οποίας στο μεγαλύτερο μέρος τους απορροφώνται από αυτό.

Οι υψηλότερες συγκεντρώσεις όζοντος παρατηρούνται στην στρατόσφαιρα σε ύψος 20-25 km, όπου 1 στα 100.000 μόρια αέρος είναι όζον. Αυτό το λεπτό στρώμα μας προστατεύει από τις επικίνδυνες υπεριώδεις ακτινοβολίες (UV) και ιδιαίτερα από τις υπεριώδεις Β (UV-B). Οι ακτινοβολίες αυτές μπορούν να προκαλέσουν καρκίνους του δέρματος, βλάβες στους οφθαλμούς και σημαντικές ζημιές στα οικοσυστήματα και στη γεωργία.[11]

Η καταστροφή του όζοντος πραγματοποιείται εξαιτίας των μορίων των ψυκτικών μέσων που περιέχουν χλώριο (Cl), δηλαδή τα CFC's και τα HCFC's, τα οποία απελευθερώνονται στην ατμόσφαιρα από διαρροές ή κατά την συντήρηση εγκαταστάσεων που χρησιμοποιούν τα συγκεκριμένα ψυκτικά ρευστά. Καθώς τα μόρια των εν λόγω ψυκτικών διαρρέουν στην ατμόσφαιρα, ανέρχονται στη στρατόσφαιρα, όπου διαχέονται και λόγω της χημικής τους σταθερότητας παραμένουν εκεί. Εκεί διασπώνται από την υπεριώδη ακτινοβολία, απελευθερώνοντας ιόντα χλωρίου (Cl<sup>+</sup>), τα οποία λειτουργούν ως καταλύτες, διασπώντας το όζον (O<sub>3</sub>). Τα ιόντα χλωρίου (Cl<sup>+</sup>) συγκρούονται με τα μόρια όζοντος (O<sub>3</sub>), αποσπούν ένα ιόν οξυγόνου (O<sup>+</sup>) και σχηματίζουν μονοξείδιο του χλωρίου (ClO) και οξυγόνο (O<sub>2</sub>). Εν συνέχεια, το μονοξείδιο του χλωρίου (ClO) ενώνεται μ' ένα ελεύθερο ιόν οξυγόνου (O<sup>+</sup>), σχηματίζοντας ένα επιπλέον μόριο οξυγόνου (O<sub>2</sub>) και απελευθερώνοντας το ιόν του χλωρίου (Cl<sup>+</sup>), το οποίο συνεχίζει τον κύκλο καταστροφής των μορίων του όζοντος. Ένα ιόν χλωρίου μπορεί να διασπάσει μόρια του όζοντος έως και 100.000 φορές, μέσω της αλυσιδωτής αυτής αντίδρασης. Τα παραπάνω περιγράφονται εν συντομία από τις παρακάτω χημικές αντιδράσεις: [15]



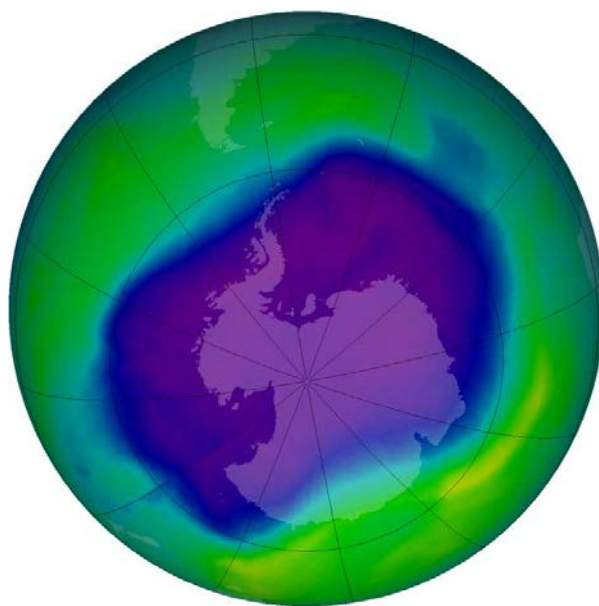
Τα HCFC's περιέχουν λιγότερο χλώριο και η παρουσία του υδρογόνου χαλαρώνει τη δομή του μορίου, μειώνοντας έτσι τη διάρκεια ζωής τους σε 10 χρόνια περίπου, έναντι των CFC's με μέση διάρκεια ζωής 50 - 100 χρόνια. Οπότε, η συμβολή των HCFC's στην καταστροφή του όζοντος είναι πολύ μικρότερη σε σχέση με αυτή που προκαλούν τα CFC's.



Εικόνα 1-7 Διαδικασία Καταστροφής της Στιβάδας του Όζοντος (O<sub>3</sub>) [8]

Πέραν των CFC's και των HCFC's άλλες ενώσεις που περιέχουν χλώριο (Cl) ή βρώμιο (Br) και συντελούν στην καταστροφή της στιβάδας του όζοντος είναι το μεθυλοχλωροφόρμιο ( $C_2H_3Cl_3$ ), ο τετραχλωράνθρακας ( $CCl_4$ ), το βρωμομεθάνιο ( $CH_3Br$ ), το τριβρωμομεθάνιο ( $CFBr_3$ ) ή Halon, το βρωμοχλωρομεθάνιο ( $CH_2BrCl$ ) και οι υδροβρωμοφθοροδρογονάνθρακες (HBFC's). Οι παραπάνω ενώσεις χαρακτηρίζονται και ως Ουσίες Μείωσης του Όζοντος (**Ozon Depletion Substances - ODS's**). [16]

Διάφορα ατμοσφαιρικά μοντέλα που έχουν αναπτυχθεί έδειξαν ότι λόγω των αλυσιδωτών αντιδράσεων του χλωρίου (Cl) και του βρωμίου (Br) έχει καταστραφεί περισσότερο από το 70% του όζοντος της στρατόσφαιρας, με αποτέλεσμα την μείωση του πάχους της στιβάδας του όζοντος, η οποία παρατηρήθηκε για πρώτη φορά το 1985. Επειδή το λεπτότερο σημείο της είναι ακριβώς πάνω από το Νότιο Πόλο, η μείωση του πάχους του στρώματος είχε ως αποτέλεσμα την ονομαζόμενη «τρύπα» στο στρώμα του όζοντος. [15]

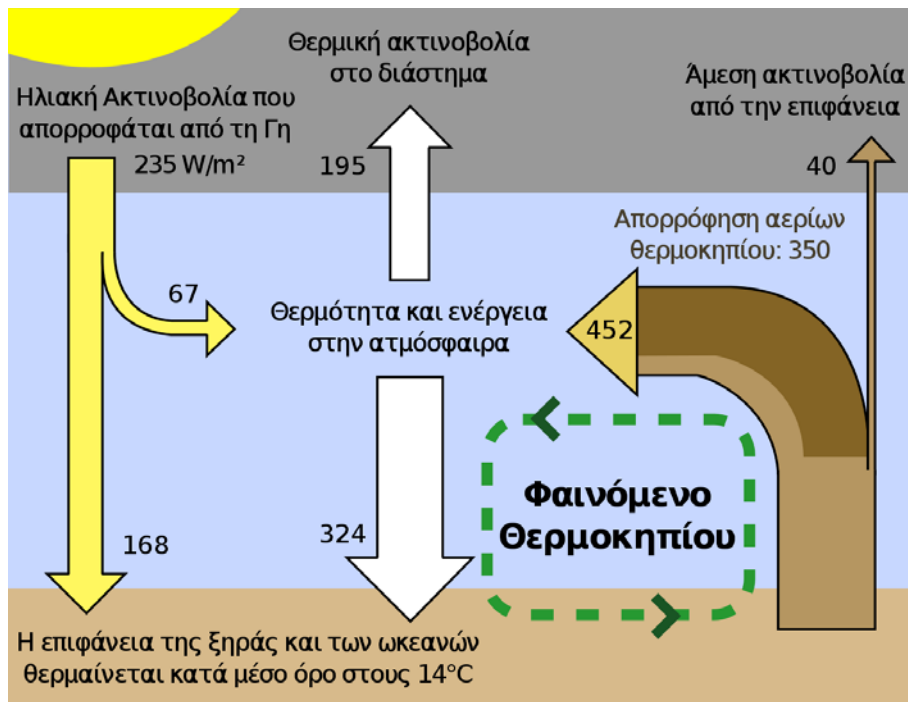


Εικόνα 1-8 Η Τρύπα του Όζοντος πάνω από την Ανταρκτική (NASA, 2006) [17]

### 1.6.3 Φαινόμενο του Θερμοκηπίου

Με τον παραπάνω όρο περιγράφεται η αύξηση της μέσης θερμοκρασίας στην επιφάνεια της Γης με την πάροδο των ετών. Η μέση θερμοκρασία της επιφάνειας του πλανήτη εκτιμάται ότι έχει αυξηθεί κατά  $1.14\text{ }^\circ\text{C}$  από τα τέλη του 19<sup>ου</sup> αιώνα, λόγω των αυξανόμενων εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα ( $CO_2$ ) και άλλων ουσιών από την ανθρώπινη δραστηριότητα, τα οποία ονομάζονται και αέρια του θερμοκηπίου (GHS's).

Η Γη θερμαίνεται από τον ήλιο με τη μορφή ηλιακού φωτός (ηλιακή ακτινοβολία βραχέων κυμάτων). Περίπου το 30% της εισερχόμενης ηλιακής ακτινοβολίας βραχέων κυμάτων αντανακλάται από την ατμόσφαιρα και την επιφάνεια της Γης πίσω στο διάστημα. Το υπόλοιπο 70% απορροφάται από την επιφάνεια της Γης (έδαφος, ωκεανοί) και το χαμηλότερο τμήμα της ατμόσφαιρας, θερμαίνοντας την επιφάνεια της και επανεκπέμποντας την ως υπέρυθη ακτινοβολία. Αυτή η υπέρυθη ακτινοβολία δεν μπορεί να διαπεράσει εντελώς την ατμόσφαιρα, αλλά αντανακλάται από τα σύννεφα και απορροφάται από τα αέρια του θερμοκηπίου (GHG's). Με τον τρόπο αυτό τα GHG's παγιδεύουν τη θερμότητα μέσα στην περιοχή επιφάνειας – τροπόσφαιρας, με επακόλουθο την υπερθέρμανση του πλανήτη και συνεπώς τις δραστικές αλλαγές στα καιρικά πρότυπα.



Εικόνα 1-9 Συναλλαγή Ενέργειας μεταξύ Ήλιου και Επιφάνειας - Ατμόσφαιρας Γης [18]

Τα σημαντικότερα **αέρια θερμοκηπίου (GreenHouse Gases - GHS's)** ανθρώπινης προέλευσης, των οποίων οι συγκεντρώσεις καταγράφονται και οι εκπομπές τους παρακολουθούνται, βάσει του Πρωτοκόλλου του Κιότο (1997), είναι τα ακόλουθα: [19]

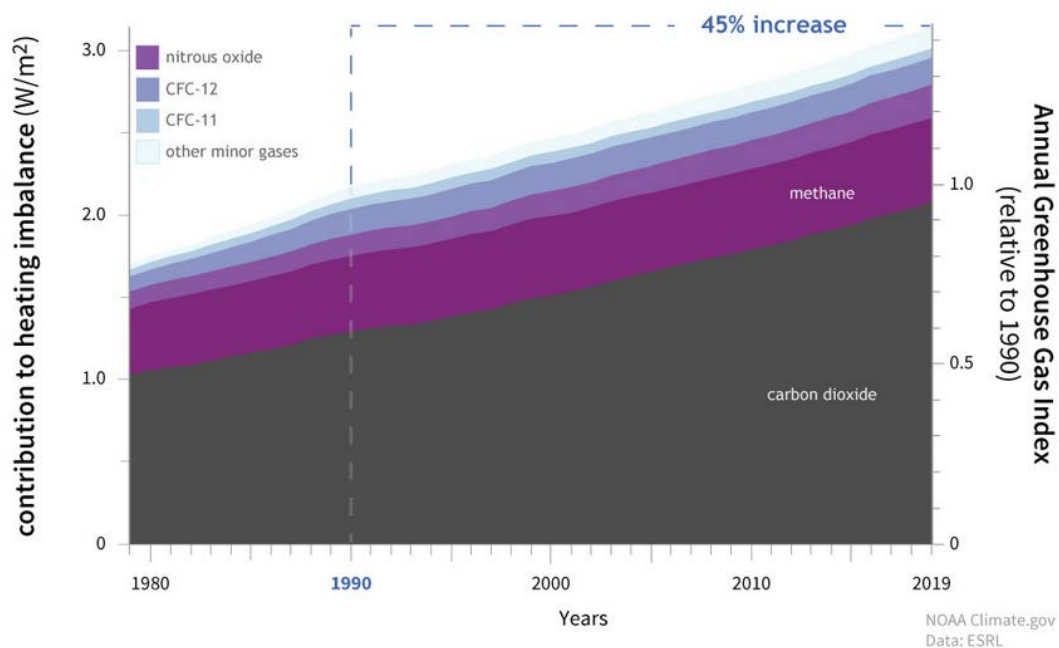
1. Διοξείδιο του άνθρακα ( $\text{CO}_2$ )
2. Μεθάνιο ( $\text{CH}_4$ )
3. Υποξείδιο του αζώτου ( $\text{N}_2\text{O}$ )
4. Φθοριούχα αέρια ανθρώπινης προέλευσης
  - a. Υδροφθοράνθρακες (HFC's)
  - b. Υπεροφθοράνθρακες (PFC)
  - c. Εξαφθοριούχο Θείο ( $\text{SF}_6$ )

Επιπλέον, ως **έμμεσα αέρια του θερμοκηπίου** θεωρούνται:

- Μονοξείδιο του άνθρακα ( $\text{CO}$ )
- Οξείδια του αζώτου ( $\text{NO}_x$ )
- Οργανικές ουσίες (NMVOC's)
- Οξείδια του θείου ( $\text{SO}_x$ )

Στην παρακάτω Εικόνα παρουσιάζεται η συνεισφορά των GHG'S στην θερμική ανισορροπία του πλανήτη λόγω των εκπομπών τους κατά την περίοδο 1980 - 2019, με έτος αναφοράς το 1990.

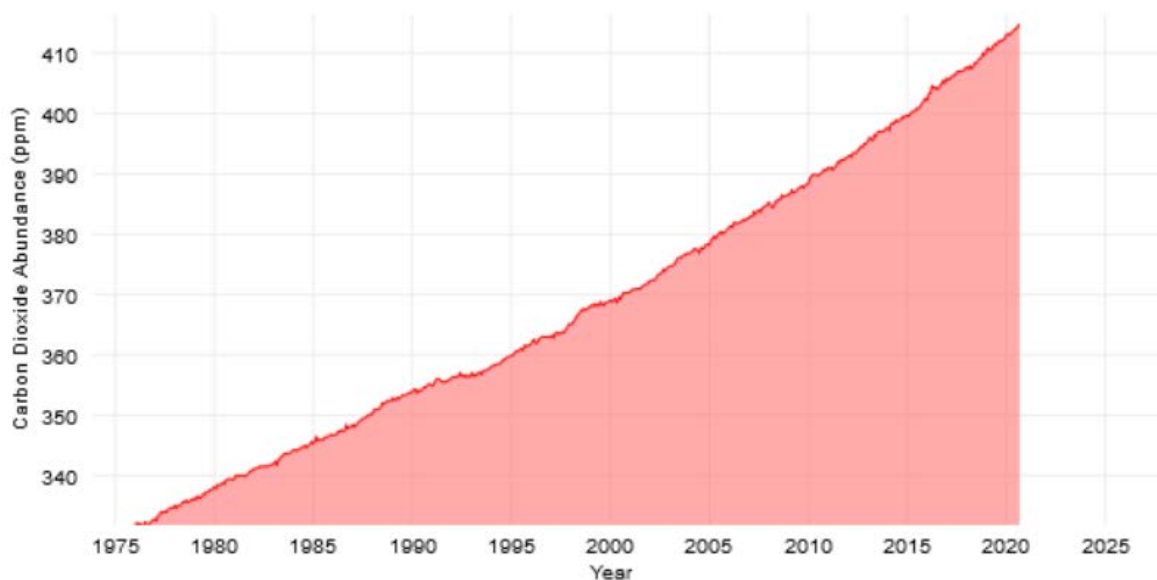




Εικόνα 1-10 Συνεισφορά των GHG's στην θερμική ανισορροπία [20]

Τέλος, οι ουσίες που καταστρέφουν το όζον (ODS's), όπως τα CFC's, τα HCFC's και οι αλογονάνθρακες (Halons) αποτελούν επίσης GHG's. Αν και η συνεισφορά των ψυκτικών μέσων στην αύξηση της μέσης παγκόσμιας θερμοκρασίας είναι σχετικά μικρή συγκριτικά με αυτήν των υπολοίπων πηγών εκπομπών και κυρίως της καύσης των ορυκτών καυσίμων, έχουν θεσπιστεί κανονισμοί περιορισμού της χρήσης τους, όπως το Πρωτόκολλο του Κιότο (1997) και το F-Gas Regulation (ΕΚ 842/2006 – αναθεώρηση ΕΚ 517/2014) της Ευρωπαϊκής Ένωσης.

Η σημερινή ετήσια μέση συγκέντρωση του CO<sub>2</sub> στην ατμόσφαιρα εκτιμάται ότι θα κυμανθεί, για το έτος 2020, περίπου στα 413 ppm, σημειώνοντας ιστορικό υψηλό, καθώς αναμένεται να αυξηθεί κατά 3 ppm σε σχέση με το 2019 (409.8 ppm). Στην παρακάτω Εικόνα είναι εμφανής η τεράστια αυξανόμενη τάση εκπομπών CO<sub>2</sub> που πραγματοποιείται τα τελευταία έτη.

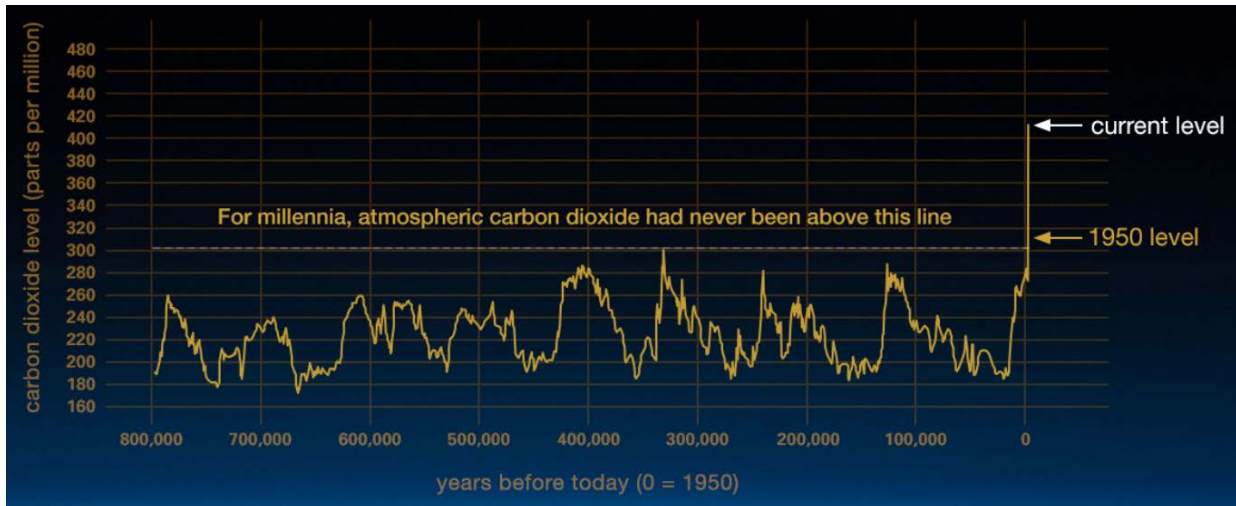


Εικόνα 1-11 Συγκέντρωση CO<sub>2</sub> στην Ατμόσφαιρα την περίοδο 1975 – 2020 [20]

Το χειρότερο όμως δεν είναι τα υψηλά επίπεδα συγκέντρωσης CO<sub>2</sub>, αλλά ο αυξητικός ρυθμός που λαμβάνει ετησίως, ειδικά τα τελευταία έτη. Τη δεκαετία του 1960 ο ετήσιος παγκόσμιος ρυθμός αύξησης του CO<sub>2</sub> στην ατμόσφαιρα ήταν  $0.6 \pm 0.1$  ppm, ενώ κατά τη δεκαετία 2009 –

2018 ανήλθε σε 2.3 ppm. Αυτό σημαίνει ότι ο ετήσιος ρυθμός αύξησης τα τελευταία 60 έτη είναι 100 φορές περισσότερος από παλαιότερες αυξήσεις, που είχαν πραγματοποιηθεί από φυσικά αίτια, όπως στην τελευταία εποχή παγετώνων πριν από 11.000 – 17.000 έτη.

Συγκρίνοντας με τα σημερινά επίπεδα συγκέντρωσης CO<sub>2</sub> στην ατμόσφαιρά σε σχέση με τα προβιομηχανικής επανάστασης (1750) η αύξηση είναι τεράστια, αφού έως το 1750 η μέση συγκέντρωση δεν είχε ξεπεράσει ποτέ τα 300 ppm. Όπως φαίνεται και στην παρακάτω Εικόνα τα τελευταία 70 έτη η αύξηση των εκπομπών CO<sub>2</sub> στην ατμόσφαιρα είναι δραματικά υψηλή.



Εικόνα 1-12 Συγκέντρωση Ατμοσφαιρικού CO<sub>2</sub> (ppm) με την πάροδο των ετών [21]

## 1.7 Περιβαλλοντική Πολιτική

Οι εγκαταστάσεις παραγωγής ψύξης υπεισέρχονται άμεσα και έμμεσα στην επιδείνωση των προαναφερθέντων περιβαλλοντικών προβλημάτων. Όσον αφορά στην επιδείνωση του φαινομένου του θερμοκηπίου, υπάρχει από την μία η έμμεση και επιβλαβέστερη συνεισφορά, μέσω της κατανάλωσης ενέργειας των εγκαταστάσεων ψύξης, η οποία συνδέεται με την καύση ορυκτών πόρων απελευθερώνοντας στην ατμόσφαιρα μεγάλες ποσότητες διοξειδίου του άνθρακα. Και από την άλλη η άμεση συνεισφορά, λόγω διαρροών των ψυκτικών μέσων στην ατμόσφαιρα από τις ψυκτικές εγκαταστάσεις, καθώς τα περισσότερα ψυκτικά ρευστά έχουν την ιδιότητα να δεσμεύουν θερμότητα, σημαντικά πολλαπλάσια από αυτήν του διοξειδίου του άνθρακα (CO<sub>2</sub>). Παράλληλα, η χρήση χημικών ενώσεων του χλωρίου (Cl), όπως τα CFC's και HFC's, αλλά και των ενώσεων του βρωμίου (Br), συμβάλλει αποδεδειγμένα στην καταστροφή της στιβάδας του όζοντος.

Κατόπιν των παραπάνω περιβαλλοντικών επιπτώσεων εφαρμόστηκαν σχετικές πολιτικές για τον περιορισμό της αλόγιστης χρήσης αλογονομένων κυρίως ψυκτικών ρευστών, όπως:

- Η Σύμβαση της Βιέννης (1988) και το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ (1987) που αποσκοπούν στην προστασία της στιβάδας του όζοντος στη στρατόσφαιρα, μέσω της κατάργησης των χημικών ουσιών που την καταστρέφουν (ODS's). Η κατάργηση αυτή αφορά τόσο την παραγωγή όσο και την κατανάλωση των ουσιών που καταστρέφουν το όζον. [22]
- Το Πρωτόκολλο του Κιότο (1997) που στοχεύει στη συνολική μείωση των εκπομπών των αερίων θερμοκηπίου (GHG's) και του F-Gas Regulation της Ευρωπαϊκής Ένωσης (ΕΚ 842/2006 - αναθεώρηση ΕΚ 517/2014) για τον περιορισμό των φθοριούχων αερίων που συμβάλουν στο φαινόμενο του θερμοκηπίου.

Δεδομένου ότι τα ODS's είναι ταυτόχρονα και GHG's, η κατάργησή τους είναι ζωτικής σημασίας και για τον μετριασμό της κλιματικής αλλαγής. Επίσης, πέραν του γεγονότος ότι οι υδροφθοράνθρακες (HFC's) δεν καταστρέφουν το όζον, το πρωτόκολλο του Μόντρεαλ στοχεύει στην κατάργηση παραγωγής και κατανάλωσής τους, ώστε να αποφευχθεί η αντικατάσταση των CFC's και HCFC's με τα HFC's που συντελούν κι αυτά στην κλιματική αλλαγή. [23]

### 1.7.1 Δείκτες Περιβαλλοντικών Επιπτώσεων

Για την ποσοτικοποίηση και κυρίως τη σύγκριση των περιβαλλοντικών επιπτώσεων των ψυκτικών υγρών χρησιμοποιούνται οι παρακάτω δείκτες:

- **ODP (Ozone Depletion Potential) - Δυναμικό Καταστροφής του Όζοντος**

Είναι ένας συντελεστής που εκφράζει την σχετική δράση στην καταστροφή της στιβάδας του όζοντος που προκαλούν τα ψυκτικά ρευστά. Ο ODP ορίζεται ίσος με τη μονάδα για το ψυκτικό μέσο του τριχλωροφθορομεθανίου (CCL<sub>3</sub>F) ή R-11, ενώ για τα υπόλοιπα ψυκτικά μέσα ορίζεται βάση της καταστροφής που προκαλούν στο όζον συγκριτικά με το R-11. Ο ODP των HCFC's είναι μικρότερος των CFC's, ενώ των HFC's είναι μηδέν, καθότι δεν συμμετέχουν στην καταστροφή της στιβάδας του όζοντος. [24]

- **GWP (Global Warming Potential) – Δυναμικό Παγκόσμιας Θέρμανσης**

Η συνεισφορά των ψυκτικών ρευστών στο φαινόμενο του θερμοκηπίου εκτιμάται από την άμεση και την έμμεση συνεισφορά. Η άμεση σχετίζεται με την ικανότητα του ψυκτικού μέσου να απορροφά την ηλιακή ακτινοβολία, όταν ανέλθει στα ανώτερα στρώματα της ατμόσφαιρας, λόγω διαρροών και η έμμεση σχετίζεται με την εκπομπή αερίων θερμοκηπίου (GHG's) από την κατανάλωση ενέργειας κατά τη λειτουργία της ψυκτικής εγκατάστασης.

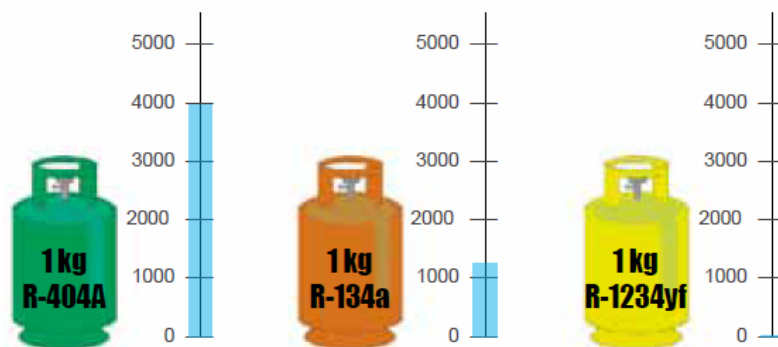
Η άμεση συνεισφορά των ψυκτικών μέσων στο φαινόμενο του θερμοκηπίου χαρακτηρίζεται από το Δυναμικό Παγκόσμιας Θέρμανσης (Global Warming Potential – GWP), ο οποίος εκφράζει τη σχετική δυνατότητα ενός αερίου να απορροφήσει θερμότητα σε σχέση με την ίδια ποσότητα του διοξειδίου του άνθρακα (CO<sub>2</sub>) ή R744, του οποίου η τιμή είναι εξ ορισμού ίση με ένα.

- **CDE (Carbon Dioxide Equivalent) - Ισοδυναμία CO<sub>2</sub>**

Πέραν του δείκτη GWP υπάρχει και ο συντελεστής ισοδυναμίας ως προς CO<sub>2</sub>, που περιγράφει για μια δοθείσα ποσότητα GHG, την αντίστοιχη ποσότητα CO<sub>2</sub> που έχει το ίδιο GWP, όταν μετράται για την ίδια χρονική περίοδο (π.χ. 100 έτη). Ο συντελεστής ισοδυναμίας ως προς CO<sub>2</sub> ενός αερίου προκύπτει από τον πολλαπλασιασμό της μάζας του επί του δείκτη GWP του και μετριέται στις παρακάτω μονάδες: [14]

- Kg ισοδύναμου CO<sub>2</sub> (kgCDE – carbon dioxide equivalent)
- tn ισοδύναμου CO<sub>2</sub> (TCDE)
- εκατ. tn ισοδύναμου CO<sub>2</sub> (MTCDE)

### Ισοδύναμο CO<sub>2</sub>



Εικόνα 1-13 Ισοδύναμο kg CO<sub>2</sub> (kgCDE) ψυκτικών μέσων [13]

- **TEWI (Total Equivalent Warming Impact)**

Ο δείκτης TEWI υπολογίζει τις συνολικές εκπομπές CO<sub>2</sub> μιας εγκατάστασης στο κύκλο λειτουργίας της, καθώς συνυπολογίζει την άμεση (διαμέσου απορρόφησης της υπέρυθρης ακτινοβολίας) και την έμμεση (διαμέσου των εκπομπών GHG's, λόγω κατανάλωσης ενέργειας) συνεισφορά μιας διάταξης στο φαινόμενο της αύξησης της θερμοκρασίας του πλανήτη.

Οι άμεσες εκπομπές αφορούν τυχόν διαρροές ψυκτικού μέσου κατά την λειτουργία της εγκατάστασης, καθώς και το ποσοστό ανάκτησης/ανακύκλωσης του ψυκτικού μέσου μετά την παύση λειτουργίας της εγκατάστασης. Οι έμμεσες εκπομπές είναι το ισοδύναμο των εκπομπών CO<sub>2</sub> από τα καύσιμα που χρησιμοποιήθηκαν για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας με σκοπό την λειτουργία της συγκεκριμένης εγκατάστασης καθ' όλη την διάρκεια ζωής της. Οι εκπομπές διαφοροποιούνται αναλόγως την χώρα, καθώς συσχετίζονται άμεσα με το ενεργειακό μίγμα της. [11]

$$TEWI = GWP * \dot{m} * L_{annual} * n + GWP * \dot{m} * (1 - a_{recovery}) + E_{annual} * \beta * n$$

$\dot{m}$ : παροχή μάζας του ψυκτικού (kg)

$L_{annual}$ : ετήσιος ρυθμός διαρροής (kg)

$n$ : διάρκεια ζωής της εγκατάστασης (years)

$a_{recovery}$ : ποσοστό ανάκτησης/ανακύκλωσης

$E_{annual}$ : συνολική κατανάλωση ενέργειας (kWh)

$\beta$ : δείκτης ενεργειακού μίγματος της χώρας

Γενικά, σε ότι αφορά τους δύο κύριους περιβαλλοντικούς δείκτες (ODP – GWP) ως προς την **τάξη μεγέθους** της περιβαλλοντικής καταστροφής που πραγματοποιούν, αυτοί μπορούν να κατηγοριοποιηθούν όπως παρακάτω:

- **Δείκτης ODP**

- Μηδενική, για ODP = 0
- Μέτρια, για 0 < ODP ≤ 1
- Υψηλή, για ODP > 1

- **Δείκτης GWP**

- Χαμηλή, για GWP < 150
- Μέτρια, για 150 ≤ GWP < 2500
- Υψηλή, για GWP ≥ 2500

Κατηγορία Ψυκτικού Μέσου	ODP	GWP	Επικινδυνότητα (Τοξικότητα/Ευφλεξιμότητα)
CFC	Υψηλό	Υψηλό	A1
HCFC	Χαμηλό	Υψηλό	A1
HFC	0	Υψηλό	A1
HC	0	Χαμηλό	A/2-3
NH <sub>3</sub> (R717)	0	<1	B2
CO <sub>2</sub> (R744)	0	1	A1

Πίνακας 1 Περιβαλλοντικοί Δείκτες ανά Κατηγορία Ψυκτικών Μέσων

Στο Παράρτημα 8.1, παρατίθεται οι κύριες ιδιότητες ( $T_{cr}$ ,  $P_{cr}$ , χημικός τύπος κλπ) και οι περιβαλλοντικοί δείκτες (επικινδυνότητας, ODP και GWP) για τα περισσότερα ψυκτικά ρευστά (καταργημένα και μη).

### 1.7.2 Διεθνείς και Ευρωπαϊκοί Περιβαλλοντικοί Κανονισμοί

Η μεγαλύτερη καταστροφή στη στιβάδα του όζοντος παρατηρήθηκε στις αρχές της δεκαετίας του 1980 στην Ανταρκτική και εν συνέχεια στο Βόρειο Πόλο. Έκτοτε και μέχρι σήμερα έχουν αναπτυχθεί αρκετά νομοθετικά πλαίσια που εμποδίζουν την όξυνση των παραπάνω περιβαλλοντικών επιπτώσεων των ψυκτικών μέσων.

- **Σύμβαση της Βιέννης (1985) και Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ (1987)** [25]

Η Σύμβαση της Βιέννης (1985) αποτέλεσε το αρχικό πλαίσιο προσπαθειών για την προστασία της στιβάδας του όζοντος, η οποία κυρώθηκε το 1985 και εφαρμόστηκε το 1988. Στόχος της Σύμβασης ήταν η προώθηση της συνεργασίας μεταξύ των κρατών - μελών στους τομείς για τις επιπτώσεις των ανθρωπίνων δραστηριοτήτων στην καταστροφή της στιβάδας του όζοντος. Η Σύμβαση της Βιέννης δεν είχε δεσμευτικό ρόλο όσον αφορά τη λήψη συγκεκριμένων μέτρων. Τον ρόλο αυτό είχε μία δεύτερη διεθνής συμφωνία, στα πλαίσια της Σύμβασης της Βιέννης, το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ (1987). Η απόφαση 88/540/ΕΟΚ παρέχει τη νομική έγκριση της ΕΕ στη σύμβαση της Βιέννης και του πρωτοκόλλου του Μόντρεαλ, όπως εγκρίθηκε από τα συμβαλλόμενα μέρη στις 15 Σεπτεμβρίου 1987. Η Ελλάδα τα κύρωσε βάσει του Νόμου Ν.1818/1988 (ΦΕΚ Α' 253/15-11-88).

Το αρχικό Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ τέθηκε σε ισχύ την 1η Ιανουαρίου 1989 και έκτοτε έχει λάβει 5 τροποποιήσεις, οι οποίες μαζί με τις σχετικές αποφάσεις της ΕΕ έχουν κατά χρονολογική σειρά όπως παρακάτω:

- Απόφαση 88/540/ΕΟΚ εφαρμόζεται από τις 25 Οκτωβρίου 1988
- 1<sup>η</sup> τροποποίηση (Λονδίνο, 1990) τέθηκε σε ισχύ στις 10 Αυγούστου 1992
- Απόφαση 91/690/ΕΟΚ εφαρμόζεται από τις 23 Δεκεμβρίου 1991
- 2<sup>η</sup> τροποποίηση (Κοπεγχάγη, 1992) τέθηκε σε ισχύ στις 14 Ιουνίου 1994
- Απόφαση 94/68/ΕΚ εφαρμόζεται από τις 14 Φεβρουαρίου 1994
- 3<sup>η</sup> τροποποίηση (Μόντρεαλ, 1997) τέθηκε σε ισχύ στις 10 Νοεμβρίου 1999
- Απόφαση 2000/646/ΕΚ εφαρμόζεται από τις 17 Οκτωβρίου 2000
- 4<sup>η</sup> τροποποίηση (Πεκίνο, 1999) τέθηκε σε ισχύ στις 25 Φεβρουαρίου 2002
- Απόφαση 2002/215/ΕΚ εφαρμόζεται από τις 4 Μαρτίου 2002
- 5<sup>η</sup> τροποποίηση (Κιγκάλι, 2016) τέθηκε σε ισχύ την 1η Ιανουαρίου 2019.
- Απόφαση (ΕΕ) 2017/1541 εφαρμόζεται από τις 18 Ιουλίου 2017.

Το πρωτόκολλο του Μόντρεαλ αποτελεί μια παγκόσμια συμφωνία που αποσκοπεί στην προστασία της στιβάδας του όζοντος στη στρατόσφαιρα, μέσω της κατάργησης των χημικών ουσιών

που την καταστρέφουν και αυτή αφορά τόσο την παραγωγή όσο και την κατανάλωση των ουσιών που καταστρέφουν το όζον (ODS's). Εγκρίθηκε το 1987 και τέθηκε σε ισχύ το 1989 και έκτοτε έχει τροποποιηθεί αρκετές φορές, με την τελευταία τροποποίηση του (Κιγκάλι, 2016), να συμπεριλαμβάνει και την σταδιακή κατάργηση των HFC's.

Δεδομένου ότι οι ODS's είναι ταυτόχρονα και GHG's, η κατάργησή τους ενισχύει τον μετριασμό της κλιματικής αλλαγής. Επιπλέον, το πρωτόκολλο στοχεύει στην κατάργηση της παραγωγής και κατανάλωσης των HFC's, προκειμένου να αποφευχθεί η αντικατάσταση των ODS's με αυτά, αφού τα HFC's επιδρούν στην κλιματική αλλαγή. Επιπλέον οι εκπομπές HFC's εμπίπτουν στη συμφωνία του Παρισιού (2016), η οποία εγκρίθηκε με την απόφαση (ΕΕ) 2016/1841.

Επομένως, το πρωτόκολλο του Μόντρεαλ συμβάλλει στην εκπλήρωση του στόχου διατήρησης της αύξησης της θερμοκρασίας του πλανήτη σε επίπεδα κάτω των 2 °C, σε σχέση με τα προβιομηχανικά επίπεδα, καθώς και στο να συνεχιστούν οι προσπάθειες περαιτέρω περιορισμού αύξησης της θερμοκρασίας σε 1.5 °C, σε σχέση με τα προβιομηχανικά επίπεδα.

Οι ελεγχόμενες ουσίες του Πρωτοκόλλου είναι:

- Χλωροφθοράνθρακες (CFC's) και Halons
- Άλλοι πλήρως αλογονομένοι CFC's, τετραχλωράνθρακας και μεθυλοχλωροφόρμιο
- Υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFC's), υδροβρωμοφθοράνθρακες (HBFC's) και βρωμοχλωρομεθάνιο (CH<sub>2</sub>BrCl)
- Μεθυλοβρωμίδιο
- Υδροφθοράνθρακες (HFC's)

Το Πρωτόκολλο προβλέπει την κατάργηση των εν λόγω ουσιών κατά τρόπο σταδιακό και μεθοδικό. Υπάρχουν διαφορετικά χρονοδιαγράμματα για τις αναπτυσσόμενες χώρες (Συμβαλλόμενα Μέρη) και τις αναπτυγμένες χώρες (μη Συμβαλλόμενα Μέρη) για εκάστη ομάδα ουσιών, το οποίο περιλαμβάνει τα εξής:

- CFC's έως τη 1 Ιανουαρίου 1996 για τα μη Συμβαλλόμενα Μέρη και έως τη 1 Ιανουαρίου 2010 για τα Συμβαλλόμενα Μέρη (με πιθανές εξαιρέσεις).
- Halons έως τη 1 Ιανουαρίου 1994 για τα μη Συμβαλλόμενα Μέρη και έως τη 1 Ιανουαρίου 2010 για τα Συμβαλλόμενα Μέρη 5 (με πιθανές εξαιρέσεις).
- HCFC's έως τη 1 Ιανουαρίου 2020 για τα μη Συμβαλλόμενα Μέρη 5 και έως τη 1 Ιανουαρίου 2030 για τα Συμβαλλόμενα Μέρη (με πιθανές εξαιρέσεις και με ένα μικρό ποσοστό να μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την επισκευή υφιστάμενου ψυκτικού και κλιματιστικού εξοπλισμού με καταληκτική το 2040)
- Όσον αφορά τους HFC's, για τα μη συμβαλλόμενα μέρη ξεκίνησε η μείωση το 2019, ενώ τα περισσότερα συμβαλλόμενα μέρη θα ξεκινήσουν την κατάργησή τους το 2024. Επιπλέον, ο κανονισμός (ΕΕ) 517/2014 για τη μείωση των φθοριούχων αερίων του θερμοκηπίου περιλαμβάνει τη φιλόδοξη κατάργηση των HFC's, η οποία ξεκίνησε ήδη από το 2015 και καλύπτει τους HFC's που περιέχονται σε ορισμένα προϊόντα και εξοπλισμό. Περιλαμβάνει επίσης απαγορεύσεις για τη διάθεση στην αγορά νέων προϊόντων και νέου εξοπλισμού που περιέχουν φθοριούχα αέρια, ενώ περιλαμβάνει και αρκετά μέτρα για την πρόληψη των εκπομπών.

Τέλος, επικαλυπτικός είναι και ο Κανονισμός της ΕΕ 2037/2000, σχετικά με τις ουσίες που μειώνουν τη στιβάδα του όζοντος, για την μείωση των εκπομπών των αλογονομένων υδρογονανθράκων.

Μέχρι σήμερα, το πρωτόκολλο του Μόντρεαλ είναι η μόνη συνθήκη του ΟΗΕ που έχουν επικυρώσει όλες οι χώρες του (και τα 197 κράτη - μέλη) και συνιστά ορόσημο στην ιστορία του. Εξελίσσεται με την πάροδο του χρόνου βάσει των επιστημονικών, τεχνικών και οικονομικών εξελίξεων. Πλέον, καλύπτει σχεδόν 100 ανθρωπογενείς χημικές ουσίες που καταστρέφουν την ικανότητα της στιβάδας του όζοντος να προστατεύει τους ανθρώπους και την οποιαδήποτε μορφής ζωή από την επιβλαβή υπεριώδη ηλιακή ακτινοβολία.

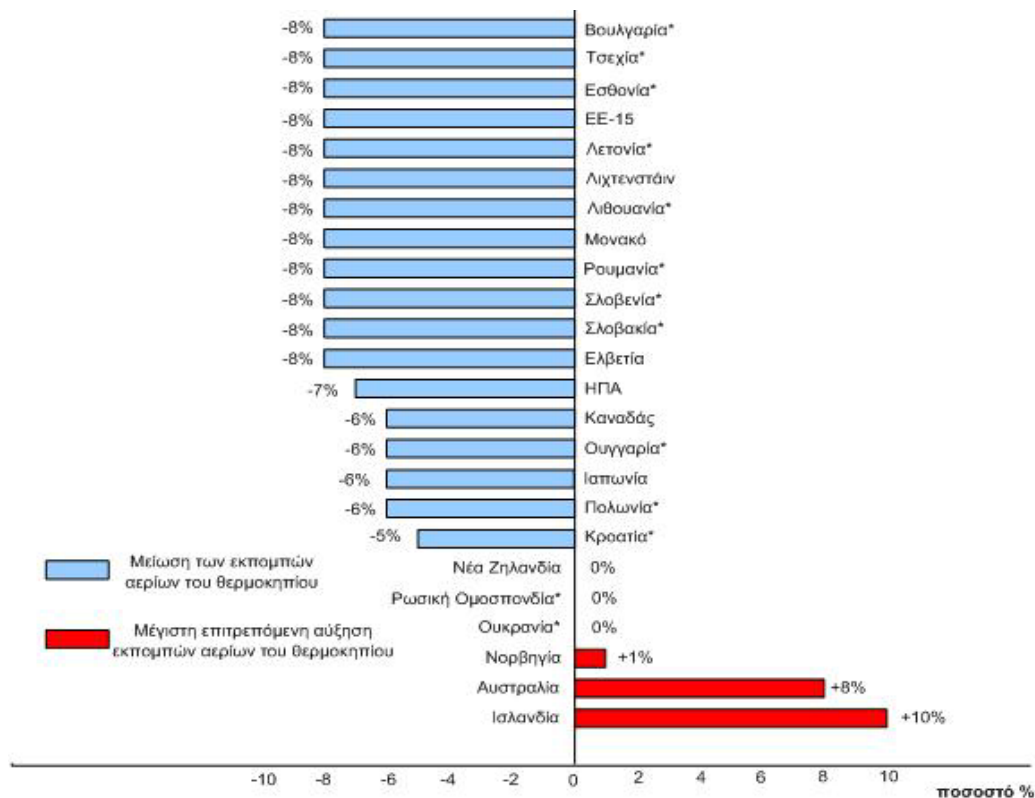
- **Πρωτόκολλο του Κιότο (1997)** [26]

Αρχικά, υπήρξε μία σύμβαση - πλαίσιο των Ηνωμένων Εθνών για τις κλιματικές μεταβολές που εγκρίθηκε στη Νέα Υόρκη το 1992 και επικυρώθηκε από την Ευρωπαϊκή Κοινότητα με την απόφαση 94/69/ΕΚ το 1993. Η εν λόγω σύμβαση τέθηκε σε ισχύ την 21η Μαρτίου 1994, η οποία συνέβαλε σημαντικά στη θέσπιση βασικών αρχών για την καταπολέμηση της κλιματικής αλλαγής και την ευαισθητοποίηση του κοινού παγκοσμίως. Ωστόσο, η συγκεκριμένη σύμβαση δεν προέβλεπε λεπτομερείς ποσοτικές δεσμεύσεις μείωσης των εκπομπών GHG's ανά χώρα, το οποίο έγινε με την θέσπιση του Πρωτοκόλλου του Κιότο την 11 Δεκεμβρίου 1997, το οποίο η Ευρωπαϊκή Κοινότητα υπέγραψε στις 29 Απριλίου 1998.

Στις 31 Μαΐου 2002, η Ευρωπαϊκή Ένωση επικύρωσε το πρωτόκολλο του Κιότο και με την Απόφαση της 25ης Απριλίου 2002 του Συμβουλίου (2002/358/ΕΚ) ενέκρινε τις αποφάσεις του για τις κλιματικές μεταβολές και την από κοινού τήρηση των σχετικών δεσμεύσεων. Το πρωτόκολλο τέθηκε σε ισχύ την 16 Φεβρουαρίου 2005, μετά την επικύρωσή του εκ μέρους της Ρωσίας. Αρκετές εκβιομηχανισμένες χώρες αρνήθηκαν να επικυρώσουν το πρωτόκολλο, μεταξύ των οποίων οι Ηνωμένες Πολιτείες και η Αυστραλία.

Το Πρωτόκολλο του Κιότο αφορά στις εκπομπές των έξι αερίων θερμοκηπίου (GHG's) που προαναφέρθηκαν. Συνιστά ένα σημαντικό βήμα στην καταπολέμηση της θέρμανσης του πλανήτη, επειδή περιλαμβάνει δεσμευτικούς και ποσοτικούς στόχους περιορισμού και μείωσης των GHG's.

Συνολικά, τα συμβαλλόμενα κράτη δεσμεύονται συλλογικά να μειώσουν τις οικείες εκπομπές GHG's τους, με την μείωση των συνολικών εκπομπών των ανεπτυγμένων χωρών κατά 5 % τουλάχιστον κατά την περίοδο 2008-2012 σε σύγκριση με τα επίπεδα του 1990, με συγκεκριμένες αριθμητικές δεσμεύσεις για τα συμβαλλόμενα κράτη. Τα κράτη - μέλη της ΕΕ πριν το 2004 οφείλουν συλλογικά να μειώσουν τις εκπομπές των GHG's κατά 8 % την περίοδο 2008 – 2012, σε σύγκριση με τα επίπεδα του 1990. Τα κράτη μέλη που προσχώρησαν στην ΕΕ μετά από την ημερομηνία αυτή δεσμεύονται να μειώσουν τις οικείες εκπομπές κατά 8 %.



\* Χώρες που διέρχονται μεταβατική περίοδο προς την οικονομία της αγοράς

Εικόνα 1-14 Στόχοι Περιορισμού/Μείωσης Εκπομπών GHG's 2008-2012 [27]

Τέλος, στο Πρωτόκολλο του Κιότο συμπεριλήφθηκαν τρεις ευέλικτοι μηχανισμοί, προκειμένου η επίτευξη του στόχου μείωσης εκπομπών GHG's να γίνει με οικονομικά αποδοτικό τρόπο, ώστε να μην επιβαρυνθεί η παγκόσμια οικονομία, οι οποίοι είναι οι εξής:

- εμπορία δικαιωμάτων εκπομπών
- κοινή εφαρμογή
- μηχανισμό καθαρής ανάπτυξης

Ο πρώτος μηχανισμός προβλέπει την αγοραπωλησία δικαιωμάτων εκπομπών μεταξύ των ενδιαφερόμενων μερών (κράτη και υπόχρεες εγκαταστάσεις), ενώ οι άλλοι δύο βασίζονται σε προγράμματα έργων.

- **F-gas Regulation EK 517/2014 [28]**

Προκειμένου να καταπολεμηθούν οι επιπτώσεις της αύξησης της θερμοκρασίας του πλανήτη, λόγω των φθοριούχων αερίων (Fgases) και στο πλαίσιο των δεσμεύσεων του Πρωτοκόλλου του Κιότο, η Ευρωπαϊκή Ένωση θέσπισε τον κανονισμό (ΕΚ) 842/2006 για τα φθοριούχα αέρια του θερμοκηπίου και την οδηγία 2006/40/ (ΕΚ) για τις εκπομπές των συστημάτων κλιματισμού των μηχανοκίνητων οχημάτων.

Ο ΕΚ 842/2006 για τα Fgases βασιζόταν στη συγκράτηση και ανάκτηση τους και διαμόρφωσε ένα ρυθμιστικό πλαίσιο για την υποχρεωτική υποβολή εκθέσεων, την κατάρτιση και τον τρόπο διάθεσης τους στην αγορά.

Η οδηγία 2006/40/(ΕΚ) είχε ως στόχο την τεχνική εναρμόνιση των εκπομπών από τα συστήματα κλιματισμού των μηχανοκίνητων οχημάτων και στην ουσία συμπληρώνει τον ΕΚ 842/2006, αποβλέποντας στην μείωση των εκπομπών GHG's των συστημάτων κλιματισμού των μηχανοκίνητων οχημάτων. Ουσιαστικά, προλαμβάνει τυχόν περιορισμούς που θα δημιουργούνταν, αν τα κράτη - μέλη υιοθετούσαν διαφορετικές τεχνικές στον συγκεκριμένο τομέα και προβλέπει τη σταδιακή



απαγόρευση των συστημάτων κλιματισμού που έχουν σχεδιαστεί να περιέχουν Fgases με GWP>150.

Σύμφωνα με την IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change) το 2007, οι αναπτυγμένες χώρες θα πρέπει να μειώσουν τις εκπομπές GHG's κατά 80 έως 95 % έως το 2050, με έτος αναφοράς το 1990, προκειμένου να περιοριστεί η αύξηση της θερμοκρασίας του πλανήτη κατά 2 °C. Κατόπιν αυτού, η ΕΕ αναθεώρησε τον ΕΚ 842/2006 με τον ΕΚ 517/2014. Σε αυτό το πλαίσιο, ο κανονισμός:

- Καθορίζει κανόνες για τη συγκράτηση, τη χρήση, την ανάκτηση και την καταστροφή των Fgases και συναφή συνοδευτικά μέτρα
- Θέτει όρους για τη διάθεση στην αγορά συγκεκριμένων προϊόντων και εξοπλισμού που περιέχουν ή των οποίων η λειτουργία βασίζεται σε Fgases
- επιβάλλει προϋποθέσεις για συγκεκριμένες χρήσεις των Fgases
- καθιερώνει ποσοτικά όρια για τη διάθεση HFC's στην αγορά

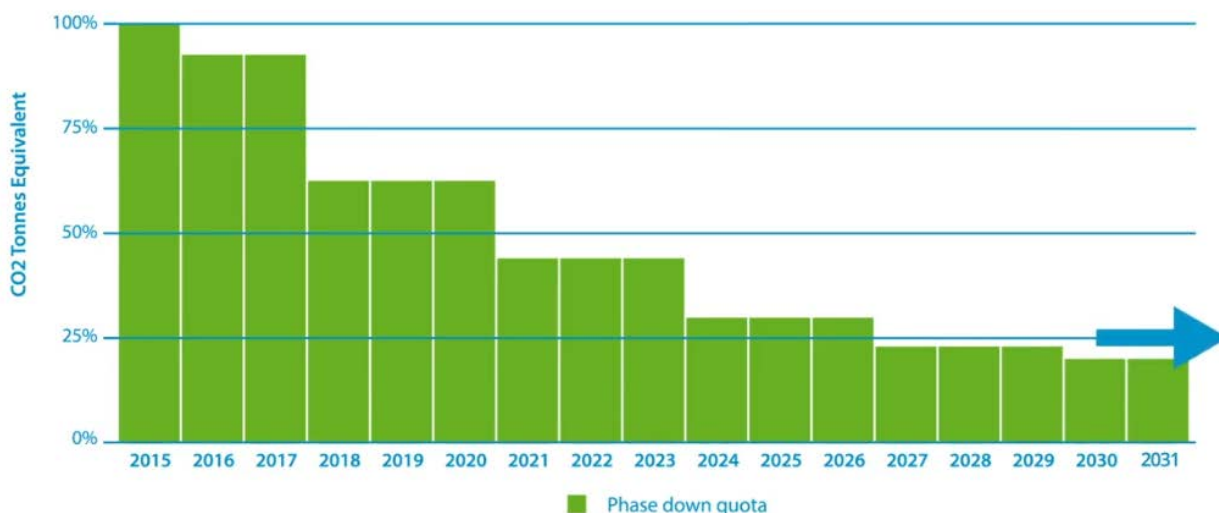
Τα αέρια που ελέγχονται από τον λόγω κανονισμό είναι τα εξής:

- Υδροφθοράνθρακες (HFC's)
- Υπερφθοράνθρακες (PFC's)
- Εξαφθοριούχο θείο (SF6)

Οι κύριες τροποποιήσεις του ΕΚ 517/2014 σε σχέση με τον 842/2006 είναι: [29]

- Σταδιακή μείωση των συνολικά διαθέσιμων ποσοτήτων HFC's στο 21% των τιμών αναφοράς έως το 2030, σύμφωνα με την παρακάτω Εικόνα.

## F-GAS PHASE DOWN PROCESS



Εικόνα 1-15 Προσδόκιμο Μείωσης Χρήσης των F-Gases έως το 2030 [30]

- Εισάγεται η έννοια των ποσοτώσεων ουσιών. Κάθε παραγωγός (χημική βιομηχανία ή εισαγωγέας από χώρα εκτός ΕΕ) θα διαθέτει ετησίως μια ποσότητα αντίστοιχου CO<sub>2</sub>, την οποία θα μπορεί να παράγει/εισαγάγει. Θα υποχρεούται, ακόμη, να αναφέρει ετησίως τις ποσότητες που διακινεί, όπως και στο παρελθόν
- Συστήματα προγεμισμένα με HFC's όπως κλιματιστικά, ψύκτες, αντλίες θερμότητας κλπ θα μπορούν να εισάγονται στην ΕΕ μόνο αν συνυπολογίζονται στην ποσόστωση του εισαγωγέα

- Εφαρμόζονται αυστηρότερα κριτήρια ελέγχου διαρροών, σήμανσης εξοπλισμού και συντήρησης εξοπλισμού. Από το 2016 οι ποσότητες που απαιτούν αυστηρότερα κριτήρια ελέγχου υπολογίζονται με αντίστοιχη ποσότητα CO<sub>2</sub>, με το όριο να φέρεται σε πλήρωση ίση ή μεγαλύτερη από 5 τόνους CO<sub>2</sub>
- Για ένα μεγάλο αριθμό εφαρμογών, το διαθέσιμο GWP μειώνεται το 2020 και μειώνεται ακόμα περισσότερο τα έτη 2022 και 2025, σύμφωνα με την παρακάτω Εικόνα.

Σύνοψη απαγορεύσεων (Απαγόρευση, απαγόρευση υπό όρους, επιτρέπεται η χρήση)														
Προϊόντα και εξοπλισμός προς απαγόρευση	Ημερομηνία απαγόρευσης	Ημερομηνία απαγόρευσης												
		HCs (Υδρογονάνθρακες)	R744 (CO <sub>2</sub> )	R717 (NH <sub>3</sub> )	R404A / R507A	R417B / R422D	R134a	R407A / C / F	R410A	R417A / R427A	R32	HFOs	Μίγματα με HFO / HFC με GWP <150	Μίγματα με HFO / HFC με GWP 150-1500
Ψυγεία και καταψυκτικές εμπορικής χρήσης (ερμητικά σφραγισμένοι εξοπλισμοί) - που περιέχουν HFC με GWP μεγαλύτερο ή ίσο του 2500 από το 2020 - που περιέχουν HFC με GWP μεγαλύτερο ή ίσο του 150 από το 2022	2020 και 2022				2020	2020	2022	2022	2022	2022	2022			2022
Στατικός ψυκτικός εξοπλισμός που περιέχει ή του οποίου η λειτουργία βασίζεται σε HFC με GWP μεγαλύτερο ή ίσο του 2500. Εξαιρείται ο εξοπλισμός που προορίζεται για εφαρμογές σχεδιασμένες για την ψύξη προϊόντων σε θερμοκρασίες κάτω των -50°C.	2020						Έμμεση απαγόρευση λόγω ποσόστωσης. Ναι μεν επιτρέπεται η ουσία αλλά είναι ακριβή και δυσέυρετη λόγω ποσόστωσης.							
Κεντρικά ψυκτικά συγκροτήματα εμπορικής χρήσης (με 2 ή περισσότερους συμπιεστές), με ισχύ 40kW ή μεγαλύτερη, τα οποία περιέχουν ή των οποίων η λειτουργία βασίζεται σε HFCs με GWP τουλάχιστον 150. Εξαιρείται το πρωτεύον ψυκτικό κύκλωμα των κλιμακοειδών συστημάτων (cascade), όπου μπορούν να χρησιμοποιούνται HFCs με GWP μικρότερο του 1500.	2022						Επιτρέπεται πρωτεύων κύκλωμα σε κλιμακωτό σύστημα (cascade)					Επιτρέπεται πρωτεύων κύκλωμα σε κλιμακωτό σύστημα (cascade)		Επιτρέπεται πρωτεύων κύκλωμα σε κλιμακωτό σύστημα (cascade)
Κινητός εξοπλισμός κλιματισμού αισουσών (ερμητικά σφραγισμένα συστήματα που μπορούν να μετακινηθούν από τον τελικό χρήστη) που περιέχουν HFC με GWP μεγαλύτερο ή ίσο του 150.	2020											GWP <150		
Συστήματα κλιματισμού απλού διαιρούμενου τύπου με λιγότερο HFC από 3kg, τα οποία περιέχουν ή των οποίων η λειτουργία βασίζεται σε HFC με GWP τουλάχιστον 750.	2025											GWP <750	GWP <750	GWP <750

Εικόνα 1-16 Απαγορεύσεις/Περιορισμοί Ψυκτικών Μέσων Βάσει EK517/2014 [29]

## 2 Διοξείδιο του Άνθρακα (CO<sub>2</sub>) ως Ψυκτικό Μέσο R744

### 2.1 Νέα Γενιά Ψυκτικών Μέσων

Κατόπιν των προαναφερθέντων στο προηγούμενο Κεφάλαιο, γίνεται αντιληπτό πως οδεύουμε σε μια νέα γενιά ψυκτικών μέσων, η οποία όμως περιλαμβάνει και κάποια παλαιά ψυκτικά που είχαν παραγκωνιστεί είτε λόγω των μη ικανοποιητικών τους ιδιοτήτων (π.χ. CO<sub>2</sub>) είτε εξαιτίας της αυξημένης επικινδυνότητας τους (π.χ. HC, NH<sub>3</sub>). Το γεγονός αυτό συμπαρασύρει και τις τεχνολογίες των ψυκτικών εγκαταστάσεων, οι οποίες θα πρέπει να εναρμονιστούν με τα νέα ψυκτικά μέσα, είτε μέσω τροποποιήσεων των υπάρχοντων εξοπλισμών είτε μέσω ολικής αντικατάστασής τους.

Στην παρακάτω Εικόνα παρουσιάζονται διάφορα Fgases με υψηλό GWP>2.500, τα οποία απαγορεύτηκαν βάσει του Fgas regulation EK 517/2014, μαζί με προτεινόμενα εναλλάξιμα ρευστά, καθώς και πιθανές τροποποιήσεις που πρέπει να πραγματοποιηθούν στις εγκαταστάσεις για την λειτουργία τους.

R-number	Other names	GWP	Retrofit replacement gas	GWP	Comments
R23		14800	None available		Often used for applications below -50 °C (therefore exempted)
R404A		3922	R407A R407F Performax™ LT R442A - RS-50 R449A - Opteon® XP40 Other HFO blends	2107 1825 1888 1397	Generally a straightforward retrofit. New HFO blends soon to be commercialised that offer lower GWP long-term retrofit solutions.
R422A	ISCEON® M079	3143	R438A - ISCEON® M099* R427A - Forane® 427A*	2265 2138	No simple solution, consult your equipment or refrigerant supplier for assistance.  (Replacement gases may suffer from lower capacity at low temperatures and discharge temperature/mass flow challenges)
R422D	ISCEON® M029	2729	R438A - ISCEON® M099 R427A - Forane® 427A	2265 2138	Generally a straightforward retrofit
R428A	RS-52	3607	R442A - RS-50 R407F R438A - ISCEON® M099* R427A - Forane® 427A*	1825 1888 2265 2138	No simple solution, consult your equipment or refrigerant supplier for assistance
R434A	RS-45	3245	Retrofit replacement under development.		Continue to use R434A in the short-term.
R507		3985	R407A R407F - Performax™ LT R442A - RS52	2107 1825 1888	Retrofit solutions not suitable in all applications, especially in low temperature or flooded systems. If in doubt contact your refrigerant supplier.
R508B		13396	None available		Often used for applications below -50 °C (therefore exempted)
M089	ISCEON® M089	3805	None available		Often used for applications below -50 °C (therefore exempted)

Εικόνα 2-1 Προς Απαγόρευση FGases και Προτεινόμενα Εναλλάξιμα Ρευστά [31]

Οι βασικότερες κατηγορίες πιθανών εναλλακτικών ψυκτικών μέσων που να ικανοποιούν τους τωρινούς περιβαλλοντικούς περιορισμούς είναι:[1]

- Φυσικά ψυκτικά, όπως η αμμωνία (NH<sub>3</sub>), το διοξείδιο του άνθρακα (CO<sub>2</sub>), το νερό (H<sub>2</sub>O) και ο αέρας
- Υδροφθοράνθρακες (HFC's) με χαμηλό δείκτη GWP (π.χ. R32 κλπ)
- Υδροφθοραιθέρες
- Υδρογονάνθρακες (HC) (π.χ. R290, R600)

- Ακόρεστες ολεφίνες (π.χ. R1234yf)
- Φθοριούχες αλκοόλες

Εκάστη κατηγορία διαθέτει πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα, όπως η σχετικά χαμηλή απόδοση για το CO<sub>2</sub> και η ευφλεκτότητα για την NH<sub>3</sub>, τους HC και τα HFC's με χαμηλό GWP. Όσον αφορά τις ολεφίνες, προκύπτουν θέματα με τη συμβατότητα και την τοξικότητα, ενώ οι φθοριούχες κετόνες και αλκοόλες παρουσιάζουν συνδυασμό όλων των παραπάνω θεμάτων.

Τα εναλλακτικά ψυκτικά μέσα είναι εν γένει λιγότερο αποτελεσματικά συγκριτικά με αυτά των προηγούμενων ετών. Κατόπιν ελαχίστων εξαιρέσεων, η βελτίωση στην απόδοση των ψυκτικών εγκαταστάσεων που χρησιμοποιούνται εναλλακτικά ψυκτικά μέσα, προκύπτουν περισσότερο από βελτιώσεις στο σχεδιασμό του εξοπλισμού, παρά από τις ιδιότητες των ψυκτικών μέσων. Επιπλέον, τα εναλλακτικά ψυκτικά μέσα μειώνουν τα περιθώρια περαιτέρω βελτίωσης των ψυκτικών εγκαταστάσεων. Κανένα από αυτά δεν αποτελεί την ιδανικότερη λύση, ενώ η ανακάλυψη ιδανικών ψυκτικών ουσιών στο απώτερο μέλλον είναι εξαιρετικά αμφίβολη.[9]

Τα φυσικά ψυκτικά μέσα (Natural Refrigerants - NG) έχουν αμελητέα άμεση επίπτωση στο φαινόμενο του θερμοκηπίου ενώ δεν έχουν καμία επίδραση στην καταστροφή της στιβάδας του όζοντος. Λαμβάνοντας υπόψη τους περιβαλλοντικούς κανονισμούς, οι οποίοι προσανατολίζονται στην ολοένα και μεγαλύτερη μείωση των εκπομπών GHG's και ODS's, γίνεται αντιληπτό ότι η επόμενη γενιά ψυκτικών θα πρέπει, πέραν των άλλων ιδιοτήτων, να είναι φιλικά προς το περιβάλλον, έχοντας την κατά το δυνατόν χαμηλότερη περιβαλλοντική επίδραση, δηλαδή μηδενικό ODP και χαμηλό GWP < 150. Οι παραπάνω περιβαλλοντικοί περιορισμοί θα έχουν ως αντίκτυπο τον σταδιακό παραγκωνισμό των HFC's και την αύξηση ζήτησης σε ψυκτικά που καλύπτουν κατά κόρον τις περιβαλλοντικές δεσμεύσεις. Ως εκ τούτου, η κατηγορία που συγκεντρώνει τα περισσότερα τέτοια χαρακτηριστικά είναι τα φυσικά ψυκτικά μέσα.

Τα φυσικά ψυκτικά μέσα πλέον χρησιμοποιούνται όλο και περισσότερο, αλλά υπάρχουν κάποιιοι περιορισμοί στη χρήση τους, οι οποίοι αφορούν κυρίως τεχνικά χαρακτηριστικά και θέματα ασφάλειας. Στον παρακάτω Πίνακα παρουσιάζονται τα κυριότερα, φιλικά προς το περιβάλλον, ψυκτικά μέσα με τους αντίστοιχους περιορισμούς τους.

Φυσικό Ψυκτικό Μέσο (Natural Refrigerant)	Εφαρμογές	Περιορισμοί
Υδρογονάνθρακες (HC)	Η χρήση τους ξεκίνησε την δεκαετία του 1990 σε οικιακά και εμπορικά ψυγεία, καταψύκτες παγωτού και αυτόνομους ψύκτες.	Είναι εύφλεκτα, γι' αυτό περιορίζονται σε μικρά συστήματα ή κλειστά συζευγμένα συστήματα.
CO <sub>2</sub> ή R744	Χρησιμοποιήθηκε από τα πρώτα ψυκτικά μέσα, όμως λόγω των θερμοδυναμικών του ιδιοτήτων αποδίδει μικρό COP και απομακρύνθηκε. Επαναχρησιμοποιήθηκε στο Ην. Βασίλειο το 2005 σε βιομηχανικά συστήματα (ψυκτικά συστήματα διανομής, κεντρικά συστήματα λιανικής, κέντρα διανομής ψύξης, αντλίες θερμότητας, VRV/VRF συστήματα κλιματισμού και αυτόματους πωλητές), μόνο σε στάδιο ανάπτυξης.	Εμφανίζει μεγάλες πέσεις και έχει περίπλοκο σχεδιασμό συστήματος και απαιτεί ειδικές γνώσεις.

NH <sub>3</sub> ή R717	Αποτελεί ένα από τα πρώτα ψυκτικά μέσα και χρησιμοποιείται έως σήμερα (σχεδόν 150 έτη) .	Είναι τοξική και εύφλεκτη.
------------------------	--	----------------------------

*Πίνακας 2 Εφαρμογές και Περιορισμοί των Φυσικών Ψυκτικών Μέσων [14]*

Μέχρι σήμερα επικρατούσε η τάση να χρησιμοποιούνται HFC's προς αντικατάσταση των CFC's και HCFC's, το οποίο αναμένεται να αλλάξει τα επόμενα έτη. Η αμμωνία (NH<sub>3</sub> - R717) και το προπάνιο (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> – R290) είναι ήδη εμπορικά διαθέσιμες ουσίες και χρησιμοποιούνται ευρέως σε βιομηχανικές εγκαταστάσεις και οικιακές συσκευές, αντίστοιχα. Όμως απαιτούν ιδιαίτερη προσοχή στις εφαρμογές τους, καθώς η μεν αμμωνία είναι τοξική, το δε προπάνιο εύφλεκτο. Στην παρακάτω Εικόνα παρουσιάζονται ψυκτικά που πληρούν τους παρόντες περιβαλλοντικούς περιορισμούς (HFC's με GWP<2500, HC και NG) και δύναται αντικαταστήσουν ψυκτικά με μεγαλύτερες περιβαλλοντικές επιδράσεις, καθώς και τις απαιτούμενες τεχνικές τροποποιήσεις που θα απαιτηθούν στις εγκαταστάσεις, για την αντικατάστασή τους.

Όσον αφορά το CO<sub>2</sub> (R744), αυτό δύναται να αντικαταστήσει άλλα κοινά εμπορικά ψυκτικά ρευστά, όπως το R134a που χρησιμοποιείται ευρέως και το R404A, μόνο όμως για τον σκοπό της παροχής ψύξης στις εφαρμογές που αυτά χρησιμοποιούνται, καθώς απαιτείται και η αντικατάσταση της ψυκτικής εγκατάστασης.

R-Number	Other names	GWP	GWP band	ASHRAE rating	Replacement for	Comments
R717	Ammonia	0	Low	B2	R134a	New equipment only, not a retrofit gas
R744	Carbon dioxide	1	Low	A1	R134a, R404A	New equipment only, not a retrofit gas
R1270	Propene, propylene	2	Low	A3	R22,R404A, R410A	New equipment only, not a retrofit gas
R290	Propane	3	Low	A3	R22,R404A, R410A	New equipment only, not a retrofit gas
R600a	Isobutane	3	Low	A3	R134a	New equipment only, not a retrofit gas
R1234yf	DuPont™ Opteon® YF	4	Low	A2L	R134a	New equipment only, not a retrofit gas
R1234ze(E)	Solstice™ yf	7	Low	A2L	R134a	New equipment only, not a retrofit gas
R513A*	Solstice™ ze DuPont™ Opteon® XP10	631	Medium	TBC (A1)	R134a	Suitable as a retrofit gas in existing equipment. (Estimated to be commercially available during 2015)
R32		675	Medium	A2L	R410A	New equipment only. Not a retrofit gas
R449A	DuPont™ Opteon® XP40	1397	Medium	TBC (A1)	R404A	Suitable as a retrofit gas in existing equipment. (Estimated to be commercially available during 2014)
R407C		1774	Medium	A1	R22	Suitable as a retrofit gas in existing equipment – oil change necessary.
R407F	Genetron® Performax™ LT	1825	Medium	A1	R404A (R507*, R22*)	Suitable as a retrofit gas in existing equipment *May be suitable in some retrofit applications
R442A	RS-50	1888	Medium	A1	R404A (R507*, R22*)	Suitable as a retrofit gas in existing equipment *May be suitable in some retrofit applications
R410A		2088	Medium	A1	R22	New equipment only, not a retrofit gas
R407A		2107	Medium	A1	R404A (R507*, R22*)	Suitable as a retrofit gas in existing equipment *May be suitable in some retrofit applications
R427A	Forane® 427A	2138	Medium	A1	R22 and R22 retrofit blends – R422D, R422A*, R428A*	Suitable as a retrofit gas in existing equipment – oil change necessary (no flush) *May be suitable in some retrofit applications
R452A*	DuPont™ Opteon® XP44	2141	Medium	TBC (A1)	R404A	Suitable as a retrofit gas in existing equipment. (Estimated to be commercially available during 2015)
R438A	DuPont™ ISCEON® MO99	2265	Medium	A1	R22 and R22 retrofit blends – R422D, R422A*, R428A*	Suitable as a retrofit gas in existing equipment *May be suitable in some retrofit applications
R423A	DuPont™ ISCEON® 39TC	2280	Medium	A1	R12	Suitable as a retrofit gas in existing equipment
R417A	DuPont™ ISCEON® MO59	2346	Medium	A1	R22 and R22 retrofit blends	Suitable as a retrofit gas in existing equipment
R424A	RS-44	2440	Medium	A1	R22 and R22 retrofit blends	Suitable as a retrofit gas in existing equipment

Εικόνα 2-2 Προτεινόμενα Εναλλάξιμα Κοινά Ψυκτικά Ρευστά με GWP<2500 [31]

## 2.2 Γενικά Στοιχεία του Διοξειδίου του Άνθρακα

Το διοξείδιο του άνθρακα (CO<sub>2</sub>) είναι μια χημική ένωση που αποτελείται από δύο άτομα οξυγόνου (O) ενωμένα με ομοιοπολικό δεσμό με ένα άτομο άνθρακα (C) (O=C=O). Περιέχει 27,3 % w/w άνθρακα και 72,7 % w/w οξυγόνο. Είναι αέριο συστατικό της γήινης ατμόσφαιρας, άχρωμο, άοσμο σε μικρές συγκεντρώσεις και άγευστο σε κανονικές συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας. Η περιεκτικότητα του καθαρού αέρα σε CO<sub>2</sub> στην ατμόσφαιρα (μεταξύ της στάθμης της θάλασσας και έως 30 km ύψους στην ατμόσφαιρα) είναι περίπου σε 0.0414 % ή 414 ppm (Μάιος 2020).

Στη στερεή του κατάσταση είναι γνωστό ως "ξηρός πάγος". Είναι λίγο διαλυτό στο νερό, η διαλυτότητά του όμως αυξάνεται με την πίεση. Είναι γενικά σταθερή ένωση και σε κατάλληλες συνθήκες ανάγεται σε άνθρακα (C) ή μονοξείδιο του άνθρακα (CO) και συμπεριφέρεται σαν οξειδωτικό. Το σημαντικότερο χαρακτηριστικό του όμως, είναι η χημική του αδράνεια και σταθερότητα ως ένωση, καθώς αντιδρά και διασπάται δύσκολα στα συστατικά του.

Αποτελεί υποπροϊόν όλων των καύσεων ορυκτών καυσίμων, αλλά και του ξύλου, των πλαστικών κι άλλων οργανικών ενώσεων. Επίσης, παράγεται και κατά την αποσύνθεση οργανικών ουσιών. Μεγάλες ποσότητες διοξειδίου του άνθρακα εκπέμπονται επίσης από τα ηφαίστεια, από τις θερμές πηγές και από τη διάλυση ανθρακικών πετρωμάτων.

Ανακαλύφθηκε τον 17<sup>ο</sup> αιώνα από τον Φλαμανδό χημικό *Jan Baptist van Helmont*, όταν παρατήρησε ότι όταν καίγεται ο άνθρακας σε κλειστό δοχείο, η μάζα της στάχτης που προκύπτει ήταν πολύ μικρότερη από εκείνη του αρχικού άνθρακα. Οι ιδιότητες του διοξειδίου του άνθρακα μελετήθηκαν πιο διεξοδικά κατά τη δεκαετία 1750-1760 από το Σκωτσέζο φυσιολόγο *Joseph Black*, ο οποίος παρατήρησε ότι ο ασβεστόλιθος (ανθρακικό ασβέστιο) όταν θερμαίνεται παράγει ένα αέριο που το ονόμασε "σταθερό αέρα", ο οποίος ήταν πυκνότερος από τον αέρα και δε συντηρούσε την καύση ή τις ζωικές λειτουργίες. Επίσης, απέδειξε ότι το διοξείδιο του άνθρακα παράγεται κατά την αναπνοή των ζώων και τη μικροβιακή ζύμωση. Το διοξείδιο του άνθρακα υγροποιήθηκε πρώτη φορά, σε υψηλές πιέσεις, το 1823 από τους *Humphry Davy* και *Michael Faraday*.

Το CO<sub>2</sub> χρησιμοποιείται από τη βιομηχανία τροφίμων, πετρελαίου, και χημικών. Βρίσκει εφαρμογές σε πολλά καταναλωτικά προϊόντα που απαιτούν πεπιεσμένο αέριο, διότι είναι φθινό και μη εύφλεκτο, καθώς και λόγω της μετάβασης του από την αέρια φάση στην υγρή, σε θερμοκρασία δωματίου και σε σχετικά χαμηλή πίεση. Κάποιες εφαρμογές του είναι οι παρακάτω:

- Χρησιμοποιείται ευρέως στην ποτοποιεία ανθρακούχων υγρών
- Στην αποθήκευση τροφίμων, εξαιτίας της βακτηριοστατικής του δράσης και της χημικής του αδράνειας, όπου σε μείγματα μαζί με άζωτο αυξάνουν το μέσο όρο ζωής των προϊόντων
- Για ψύξη διεργασιών ως κρυογενικό υγρό και στη στερεή μορφή του (ξηρός πάγος) για έλεγχο της θερμοκρασίας σε μεταφορές τροφίμων.
- Για την απομάκρυνση της καφεΐνης από τον καφέ
- Υπό πίεση σε ορισμένους πυροσβεστήρες για κατάσβεση πυρκαγιών από ηλεκτρικά βραχυκυκλώματα, λόγω της χαμηλής ευφλεκτότητας του
- Για τη δημιουργία αδρανούς ατμόσφαιρας, στην οποία γίνονται συγκολλήσεις
- Στη χημική βιομηχανία για παραγωγή ουρίας, ανθρακικών και όξινων ανθρακικών αλάτων
- Στην ιατρική προστίθεται στο καθαρό οξυγόνο έως 5% για την τόνωση της αναπνοής, μετά από επεισόδια άπνοιας για να σταθεροποιηθεί η ισορροπία O<sub>2</sub>/CO<sub>2</sub> στο αίμα
- Στην άντληση του πετρελαίου, συνήθως υπό συνθήκες υπερκρίσιμες (μεγάλες πιέσεις)
- Σε θερμοκήπια εμπλουτίζουν την ατμόσφαιρα με περίσσεια CO<sub>2</sub> για τη διατήρηση της καλλιεργήσιμης χλωρίδας. Σε πολύ υψηλές συγκεντρώσεις, το διοξείδιο του άνθρακα μπορεί να είναι τοξικό για τα ζώα και τα φυτά
- Στη στερεή μορφή του ξηρού πάγου στα οινοποιεία για τη γρήγορη ψύξη των σταφυλιών με σκοπό την αποτροπή της πρόωρης ζύμωσης
- Σε υγρή και στερεή μορφή το CO<sub>2</sub> χρησιμοποιούνται ως ψυκτικό μέσο, κυρίως στη βιομηχανία τροφίμων, για τη μεταφορά και αποθήκευση παγωτών και άλλων κατεψυγμένων προϊόντων. Ως ξηρός πάγος χρησιμοποιείται για μικρές μεταφορές στις οποίες δεν είναι πρακτικά τα ογκώδη ψυγεία. Σε υγρή και αέρια μορφή (R744) χρησιμοποιήθηκε ως ψυκτικό μέσο, καθώς οι φυσικές ιδιότητές του είναι ιδιαίτερα κατάλληλες για κατάψυξη και απλή ψύξη.

Το CO<sub>2</sub> πέραν των πλεονεκτημάτων του έχει και μειονεκτήματα, όπου το κυριότερο είναι ότι αποτελεί το κυριότερο αέριο θερμοκηπίου (GHG), το οποίο εκλύεται με διάφορους τρόπους. Τα

ηφαιΐστεια εκτιμάται ότι απελευθερώνουν περίπου 130 - 230 εκατ. τη CO<sub>2</sub> κάθε έτος, ενώ οι εκπομπές από ανθρώπινες δραστηριότητες ανέρχονται περίπου σε 27 δισεκατ. τη CO<sub>2</sub> ετησίως. Η αναπνοή ενός ανθρώπου θεωρείται ότι παράγει περίπου 1 Kg CO<sub>2</sub> κάθε μέρα.

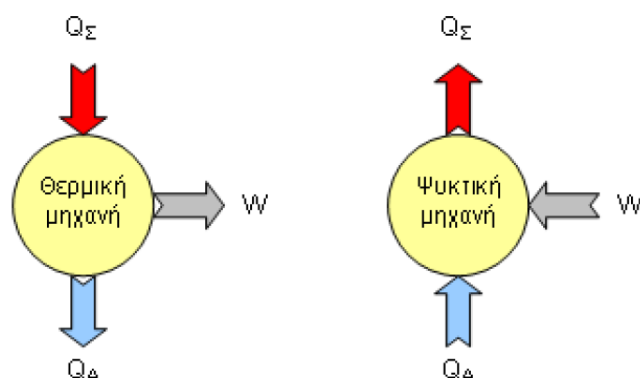
Τέλος, η παρατεταμένη έκθεση σε μέτριες συγκεντρώσεις CO<sub>2</sub> έχει επιδράσεις στην υγεία, αφού μπορεί να προκαλέσει οξέωση και να έχει αρνητικές συνέπειες στον μεταβολισμό του ασβεστίου και του φωσφόρου. Το CO<sub>2</sub> δεν είναι τοξικό για τον άνθρωπο, σε χαμηλές συγκεντρώσεις, αλλά είναι τοξικό για την καρδιά και προκαλεί αρρυθμίες. Επίσης, με την αύξηση της περιεκτικότητας του αέρα σε CO<sub>2</sub> οι επιπτώσεις της τοξικότητας του αυξάνονται, αφού σε αυξημένες συγκεντρώσεις μπορεί να προκαλέσει από υπνηλία και αύξηση της αρτηριακής πίεσης μέχρι ζάλη, σύγχυση, δύσπνοια και σε συγκέντρωση 8% v/v κεφαλαλγία, εφίδρωση, παραισθήσεις, τρόμο και απώλεια συνείδησης. Γι' αυτό Οργανισμός Επαγγελματικής Ασφάλειας και Υγείας των ΗΠΑ, αναφέρει ότι η μέση έκθεση για υγιείς ενήλικες στην εργασία τους δεν πρέπει να υπερβαίνει τα 5.000 ppm (0.5%). [32]

Προφανώς, όταν αναφερόμαστε στη χρησιμοποίηση του ως ψυκτικό μέσο και σε άλλες εφαρμογές εννοείται πως χρησιμοποιείται το ήδη υπάρχον CO<sub>2</sub> στην ατμόσφαιρα ή αυτό που παράγεται από λοιπές διεργασίες (καύση HC κλπ), χωρίς να πραγματοποιούνται διεργασίες παραγωγής του που επιβαρύνουν την κλιματική αλλαγή. Εξάλλου, μέσω του Πρωτοκόλλου του Κιότο υφίσταται η εμπορία εκπομπών CO<sub>2</sub> που μπορούν να αγοραστούν, με την τιμή τους να υφίσταται διακυμάνσεις. Ενδεικτικά, αναφέρεται ότι στην αγορά πλειστηριασμών δικαιωμάτων εκπομπής διοξειδίου του άνθρακα, η τιμή ενός ισοδύναμου τόνου CO<sub>2</sub> τον Ιούλιο 2019 ήταν 30.70 €/tn CO<sub>2</sub>, τον Μάρτιο του 2020 έπεσε σε 14.34 €/tn CO<sub>2</sub>, ενώ το 2030 αναμένεται να φτάσει τα 55 €/tn CO<sub>2</sub>.

### 2.3 Ψυκτική Μηχανή Συμπίεσης Ατμών

Γενικά, η ψύξη είναι μια διαδικασία αφαίρεσης θερμότητας από μια ουσία (στερεό, υγρό, αέριο) με σκοπό τη μείωση της θερμοκρασίας της. Σε ορισμένες περιπτώσεις η μείωση της θερμοκρασίας επιτυγχάνεται μέσω ταχείας εκτόνωσης αερίων υπό χαμηλές πιέσεις. Για την παραγωγή ψυκτικής ισχύος χρησιμοποιούνται πολλοί μέθοδοι, η συνηθέστερη είναι μέσω μηχανικής συμπίεσης ατμών. [33]

Η θερμική μηχανή Carnot είναι μια ιδεατή μηχανή, που διαθέτει τον μέγιστο θεωρητικό συντελεστή απόδοσης. Η λειτουργία της συνοψίζεται στην απορρόφηση θερμότητας υψηλής θερμοκρασίας ( $Q_{\Sigma}$ ) από το εξωτερικό περιβάλλον, την οποία μετατρέπει σε έργο ( $W$ ) και θερμότητα χαμηλής θερμοκρασίας ( $Q_{\Lambda}$ ). Η ψυκτική μηχανή Carnot λειτουργεί ακριβώς αντίστροφα από τη θερμική, καθώς μεταφέρει θερμότητα από το χαμηλό θερμοκρασιακό πεδίο ( $Q_{\Lambda}$ ) στο υψηλότερο ( $Q_{\Sigma}$ ), με την πρόσδοση εξωτερικού έργου ( $W$ ).



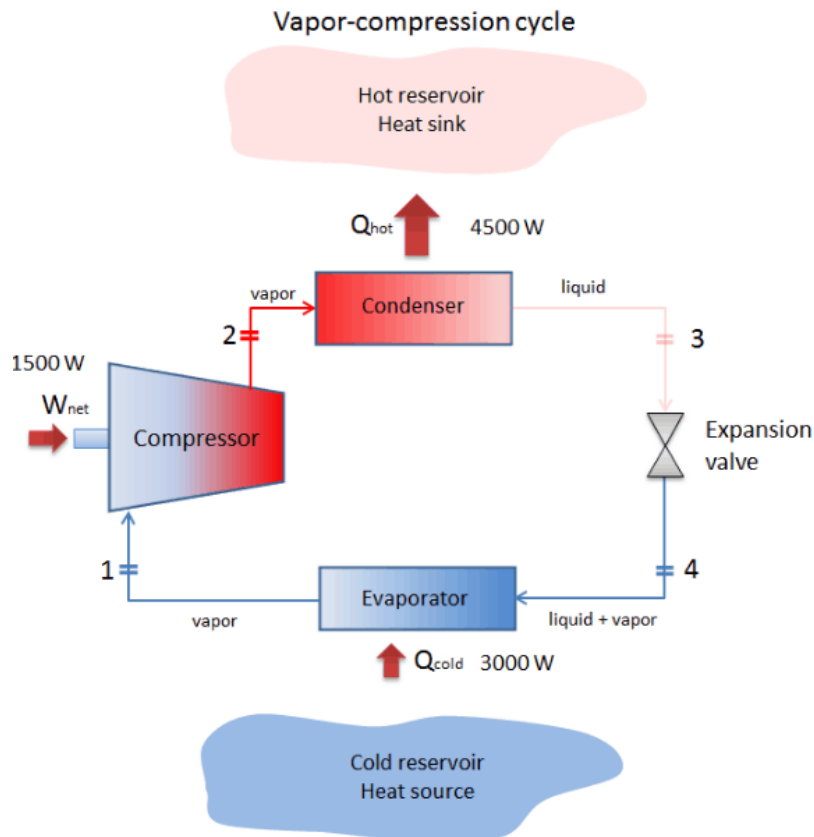
Εικόνα 2-3 Λειτουργία Θερμικής (δεξιά) και Ψυκτικής (αριστερά) Μηχανής [14]



Στην ψυκτική μηχανή το ωφέλιμο αποτέλεσμα είναι η ψυκτική ισχύς, η οποία εκφράζει την θερμότητα που απάγεται από το ψυχρό θερμοδοχείο (περιβάλλον που θέλουμε να ψύξουμε).

### 2.3.1 Εξαρτήματα και Λειτουργία

Τα ψυκτικά συστήματα συμπίεσης ατμών είναι τα συνηθέστερα για την παραγωγή ψυκτικής ισχύος, με κύριο χαρακτηριστικό ότι διαθέτουν έναν τουλάχιστον συμπιεστή. Γενικά, η διάταξη μιας ψυκτικής μηχανής διαθέτει τέσσερα βασικά εξαρτήματα: τον συμπιεστή ατμού (compressor), το στοιχείο συμπύκνωσης (condenser), τη διάταξη εκτόνωσης ή στραγγαλισμού (expansion) και το στοιχείο ατμοποίησης ή εξάτμισης (evaporator), όπως φαίνονται και στην παρακάτω Εικόνα.



Εικόνα 2-4 Διάταξη Ψυκτικής Μηχανής και Λειτουργία Ψυκτικού Κύκλου [34]

Αναλυτικά, η λειτουργία εκάστου εξαρτήματος περιγράφεται παρακάτω:

- **Συμπιεστής:** Είναι μια συσκευή, όπου μέσω πρόσδοσης μηχανικού έργου στον άξονα της πτερωτής της, μεταφέρεται έργο στο εργαζόμενο μέσο (ψυκτικό ρευστό) συμπιέζοντας το. Διαχωρίζει τις πλευρές του συστήματος (υψηλής και χαμηλής πίεσης) με σκοπό αφενός την αφαίρεση του υπέρθερμου ατμού χαμηλής πίεσης, από τον ατμοποιητή, ώστε το ψυκτικό ρευστό να διατηρεί στον ατμοποιητή χαμηλά το σημείο βρασμού του και αφετέρου την αύξηση της πίεσης και της θερμοκρασίας του υπέρθερμου ατμού χαμηλής πίεσης.
- **Συμπυκνωτής:** Είναι ένας εναλλάκτης θερμότητας, με σκοπό την απόρριψη θερμότητας στο εξωτερικό περιβάλλον. Τροποποιεί την φάση του ρευστού από υπέρθερμο ατμό σε υπόψυκτο υγρό, μέσω της ισόθλιπτης απαγωγής θερμότητας από το ρευστό. Οι τύποι συμπυκνωτών που χρησιμοποιούνται κυρίως είναι αερόψυκτοι, υδρόψυκτοι και εξατμιστικού τύπου.

- **Διάταξη Εκτόνωσης:** Είναι μια εκτονωτική βαλβίδα που μειώνει την πίεση και τη θερμοκρασία του υπόψυκτου υγρού ισηθαλπικά, μετατρέποντας το ρευστό σε ένα μίγμα υγρού/ατμού χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας.
- **Ατμοποιητής ή Εξατμιστής:** Είναι ένας εναλλάκτης θερμότητας, με σκοπό την απόδοση ψυκτικής ισχύος στο εσωτερικό περιβάλλον, μέσω της απορρόφησης θερμότητας από αυτό, αυξάνοντας την θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου ισόθλιπτα, μετατρέποντας το μίγμα υγρού/ατμού σε υπέρθερμο ατμό χαμηλής πίεσης. Οι τύποι ατμοποιητών που χρησιμοποιούνται κυρίως είναι αερόψυκτοι και υδρόψυκτοι.

Με τον όρο **εσωτερικό περιβάλλον**, αναφερόμαστε στο χώρο που θέλουμε να προσδώσουμε ψυκτική ισχύ (ή να απαγάγουμε θερμότητα), δηλαδή να ψύξουμε, ενώ ως **εξωτερικό περιβάλλον** εννοούμε τον χώρο που ουσιαστικά απορρίπτουμε την θερμότητα που λήφθηκε από το εσωτερικό περιβάλλον.

Αξίζει να αναφερθεί μια άλλη μηχανολογική διάταξη που πραγματοποιεί μεταφορά θερμότητας από έναν χώρο χαμηλής θερμοκρασίας, σε έναν χώρο υψηλής θερμοκρασίας, παρόμοιας λειτουργίας με την ψυκτική μηχανή, την **αντλία θερμότητας (heat pump)**. Η οποία λειτουργεί με βάση τον ψυκτικό κύκλο, με μόνη διαφορά την εναλλαγή λειτουργίας των δύο εναλλακτών θερμότητας, αναλόγως αν θέλουμε να ψύξουμε ή να θερμάνουμε το εσωτερικό περιβάλλον.

Ουσιαστικά, στην ψύξη εσωτερικού περιβάλλοντος, ο εναλλάκτης θερμότητας του **εξωτερικού** περιβάλλοντος απάγει θερμότητα από το εργαζόμενο μέσο προς το εξωτερικό περιβάλλον, λειτουργώντας ως συμπυκνωτής. Ενώ, στην θέρμανση εσωτερικού περιβάλλοντος, ο συγκεκριμένος εναλλάκτης απορροφά θερμότητα από το εξωτερικό περιβάλλον μεταφέροντας τη προς το εργαζόμενο μέσο, λειτουργώντας ως ατμοποιητής.

Αντίστοιχα, στην ψύξη εσωτερικού περιβάλλοντος, ο εναλλάκτης θερμότητας του **εσωτερικού** χώρου απορροφά θερμότητα από το εσωτερικό περιβάλλον προς το εργαζόμενο μέσο, λειτουργώντας ως ατμοποιητής. Ενώ, στην θέρμανση εσωτερικού περιβάλλοντος, ο συγκεκριμένος εναλλάκτης απάγει θερμότητα από το εργαζόμενο μέσο προς το εσωτερικό περιβάλλον, λειτουργώντας ως συμπυκνωτής.

Άλλα συμπληρωματικά εξαρτήματα της μιας ψυκτικής μηχανής είναι: [35]

- **Τετράοδη βαλβίδα** (Μόνο για την αντλία θερμότητας): Επιτρέπει την εναλλαγή ψύξης/θέρμανσης του εσωτερικού περιβάλλοντος με αλλαγή της θέση της, αντιστρέφοντας τον ρόλο των δύο εναλλακτών θερμότητας.
- **Ανεμιστήρες:** Τοποθετούνται στους εναλλάκτες θερμότητας για ενίσχυση της ροής αέρα για την αποδοτικότερη μεταφοράς θερμότητας. Αφορά τους αερόψυκτους εναλλάκτες.
- **Δοχείο υγρών:** Εξασφαλίζει το εργαζόμενο μέσο να εισέρχεται σε υγρή φάση στην εκτονωτική βαλβίδα και όχι σε μίγμα υγρού/ατμού.
- **Ελεγκτής Ψυκτικού:** Λειτουργεί ως μετρητική διάταξη και εξασφαλίζει ότι το εργαζόμενο μέσο που εισέρχεται στον ατμοποιητή θα βράσει το μίγμα υγρού/ατμού και θα εξατμιστεί πλήρως σε ατμό πριν εξέλθει από τον ατμοποιητή. Διαφορετικά, αν εισέλθει υγρό στον συμπιεστή μπορεί να οδηγήσει στην καταστροφή του.
- **Φίλτρα:** Χρησιμοποιούνται για τον καθαρισμό του κυκλώματος από ξένες ουσίες.
- **Αισθητήρια θερμοκρασίας και πίεσης:** Τοποθετούνται σε αρκετά σημεία της εγκατάστασης (στην αναρρόφηση και κατάθλιψη συμπιεστή, στο εξωτερικό περιβάλλον, στην αναρρόφηση της εσωτερικής μονάδας κλπ). Είναι απαραίτητα για τον έλεγχο της λειτουργίας της μονάδας.

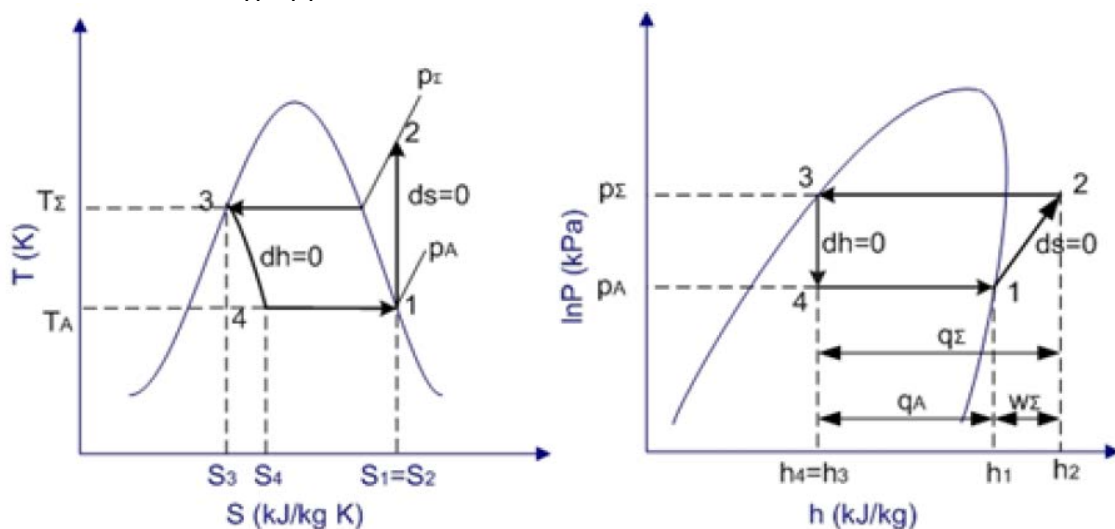
- **Ανεπίστροπες βαλβίδες ελέγχου:** Εξασφαλίζουν την ορθή φορά της ροής του ψυκτικού μέσου εντός του κυκλώματος της ψυκτικής μηχανής.

### 2.3.2 Ψυκτικός Κύκλος

Ένας ψυκτικός κύκλος αποτελείται από δύο περιοχές, την περιοχή υψηλής και την περιοχή χαμηλής πίεσης. Ουσιαστικά, το ρευστό, καθώς διέρχεται από τα εξαρτήματα της ψυκτικής μηχανής, υποβάλλεται σε μια σειρά διεργασιών που μεταβάλλει τις θερμοδυναμικές του ιδιότητες, αποβάλλοντας και απορροφώντας θερμότητα από δύο ξεχωριστά περιβάλλοντα, όμως η κατάσταση από την οποία αρχίζει είναι η ίδια ακριβώς με αυτήν που καταλήγει. Γι' αυτό ο ψυκτικός κύκλος αποτελεί κλειστό κύκλωμα.

Αρχικά, θα παρουσιαστεί ο θεωρητικός ψυκτικός κύκλος και ύστερα ο πραγματικός με τη βοήθεια των αντίστοιχων διαγραμμάτων Θερμοκρασίας – Εντροπίας ( $T - s$ ) και Πίεσης – Ενθαλπίας ( $P - h$ ).

- Ο **θεωρητικός ψυκτικός κύκλος** αποτελείται από τις παρακάτω διεργασίες που φαίνονται και στα Διαγράμματα  $T - s$  και  $P - h$ .



Εικόνα 2-5 Διαγράμματα  $T - s$  και  $P - h$  Θεωρητικού Ψυκτικού κύκλου [14]

**1→2 Ισεντροπική Συμπίεση:** Από τον ατμοποιητή εξέρχεται κορεσμένος ατμός χαμηλής πίεσης, ο οποίος εισέρχεται στον συμπιεστή και συμπιέζεται, μέσω της πρόσδοσης μηχανικού έργου, αυξάνοντας την πίεση και τη θερμοκρασία του και μειώνοντας τον ειδικό του όγκο. Η θερμοκρασία κορεσμού του ρευστού στην έξοδο του συμπιεστή πρέπει είναι υψηλότερη από την θερμοκρασία του εξωτερικού περιβάλλοντος, προκειμένου να γίνει απόρριψη θερμότητας από το ρευστό στο περιβάλλον, κατά την συμπύκνωση του ατμού.

**2→3 Ισόθλιπτη Απόρριψη Θερμότητας:** Από τον συμπιεστή εξέρχεται υπέρθερμος ατμός, υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας, ο οποίος εισερχόμενος στον συμπυκνωτή απορρίπτει την θερμότητα στο εξωτερικό περιβάλλον και συμπυκνώνεται, καθώς πραγματοποιείται αλλαγή φάσης του ρευστού από τον υπέρθερμο ατμό σε κορεσμένο υγρό υψηλής πίεσης ισόθλιπτα. Στην είσοδο του συμπυκνωτή η θερμοκρασία του ατμού πρέπει να είναι μεγαλύτερη από την θερμοκρασία εξωτερικού περιβάλλοντος, προκειμένου να συμπυκνωθεί και στην έξοδο του να γίνει κορεσμένο υγρό. Επίσης και η θερμοκρασία στην έξοδο του συμπυκνωτή, πρέπει να είναι και αυτή μεγαλύτερη από την θερμοκρασία εξωτερικού περιβάλλοντος, ώστε να συμπυκνωθεί ο ατμός σε κορεσμένο υγρό.

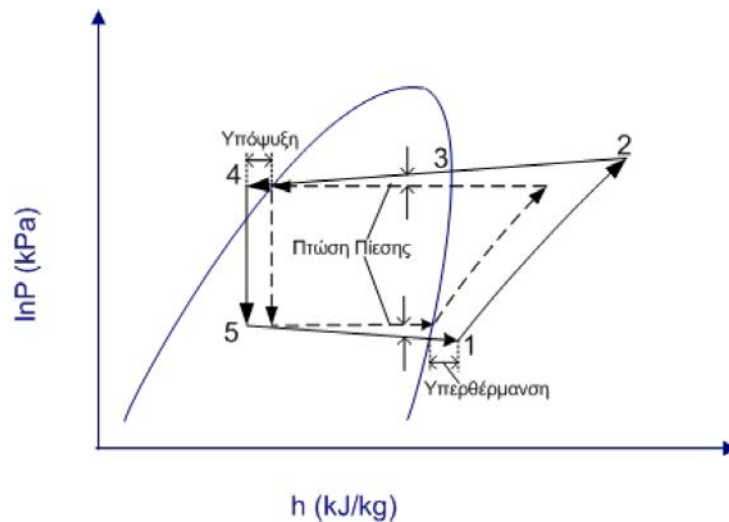
3→4 *Ισενθαλπική Εκτόνωση*: Από τον συμπυκνωτή εξέρχεται κορεσμένο υγρό υψηλής πίεσης, το οποίο εκτονώνεται στην βαλβίδα ισενθαλπικά, η οποία αλλάζει τη φάση του ρευστού σε μίγμα υγρού/ατμού χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας. Η θερμοκρασία του μίγματος στην έξοδο της βαλβίδας εκτόνωσης θα πρέπει να είναι μικρότερη της θερμοκρασίας εσωτερικού περιβάλλοντος, προκειμένου να απορροφήσει θερμότητα από αυτό, αποδίδοντας ψυκτική ισχύ σε αυτό.

4→1 *Ισόθλιπτη Απορρόφηση Θερμότητας*: Από την βαλβίδα εκτόνωσης εξέρχεται μίγμα υγρού/ατμού χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας, το οποίο εισέρχεται στον ατμοποιητή απορροφώντας θερμότητα από το εσωτερικό περιβάλλον και μέσω αγωγής και συναγωγής το ψύχει. Επίσης, πραγματοποιείται αλλαγή φάσης του ρευστού από μίγμα υγρού/ατμού σε κορεσμένο ατμό χαμηλής πίεσης ισόθλιπτα και ισοθερμοκρασιακά, καθώς εντός της καμπύλης κορεσμού (μίγμα) οι ισοθερμοκρασιακές καμπύλες είναι οριζόντιες και παράλληλες με τις ισόθλιπτες.

Ο **πραγματικός ψυκτικός κύκλος** αποτελείται από τις ίδιες ακριβώς διεργασίες, αλλά λόγω απωλειών πίεσης κατά μήκος των σωληνώσεων και των διατάξεων από τις οποίες διέρχεται το ψυκτικό ρευστό, αλλά και εντός των δύο εναλλακτών θερμότητας, δεν δύναται οι διεργασίες μεταφοράς θερμότητας στους δύο εναλλάκτες να γίνουν ισόθλιπτα. Επίσης, ο συμπιεστής λόγω απωλειών και τριβών στο εσωτερικό του δεν μπορεί να πραγματοποιήσει τη μεταβολή ισεντροπικά, γι' αυτό και ο κατασκευαστής τον χαρακτηρίζει με έναν ισεντροπικό βαθμό απόδοσης. Τα παραπάνω για να υπερνικηθούν και να λειτουργήσει ο ψυκτικός κύκλος στις καθορισμένες θερμοδυναμικές συνθήκες απαιτείται μεγαλύτερο έργο συμπίεσης, που σημαίνει μεγαλύτερη κατανάλωσης ισχύος.

Επιπλέον, στην έξοδο των δύο εναλλακτών θερμότητας, για λόγους προστασίας του συμπιεστή και της εκτονωτικής βαλβίδας, πέραν των τοποθετημένων προστατευτικών διατάξεων που υπάρχουν και εξασφαλίζουν κορεσμένο υγρό πριν την είσοδο στην βαλβίδα και κορεσμένο ατμό πριν την είσοδο στον συμπιεστή, δεν έχουμε κατάσταση κορεσμού, αλλά υπόψυκτου υγρού και υπέρθερμου ατμού, αντίστοιχα.

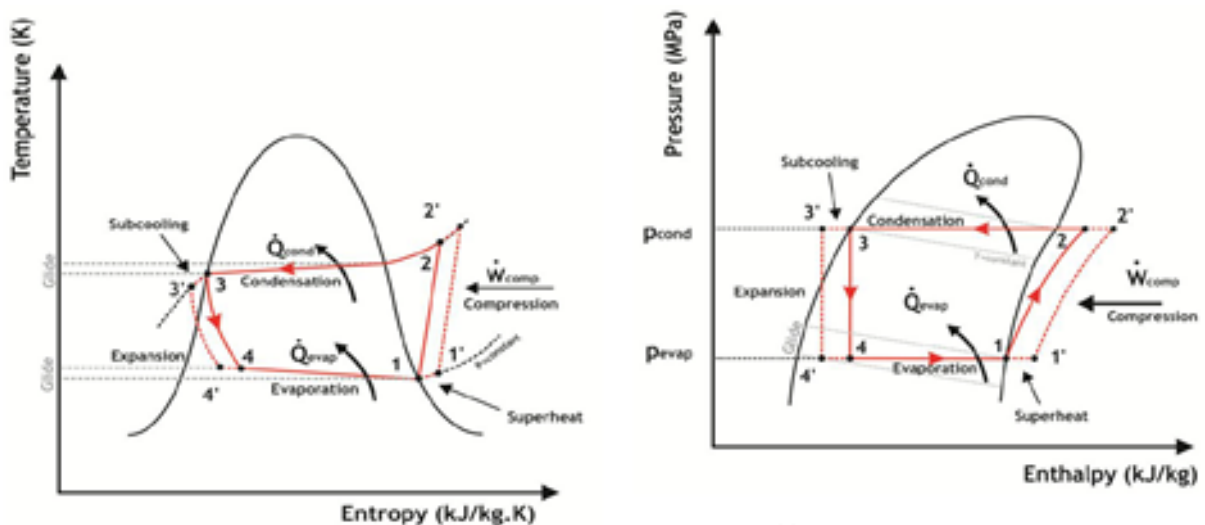
Συγκεκριμένα, στην έξοδο του συμπυκνωτή και πριν την εκτονωτική βαλβίδα πραγματοποιείται υπόψυξη του ρευστού, ειδικά αν πίεση του εξωτερικού περιβάλλοντος είναι σημαντικά μικρότερη από αυτήν στην έξοδο του συμπυκνωτή. Η υπόψυξη γίνεται για την προστασία της βαλβίδας, προκειμένου να εισέρχεται μόνο υγρό και καθόλου ατμός σε αυτήν, αλλά ταυτόχρονα αυξάνεται και η απορριπτόμενη θερμότητα του συμπυκνωτή. Ενώ, στην έξοδο του ατμοποιητή και πριν τον συμπιεστή πραγματοποιείται υπερθέρμανση του ατμού, για την προστασία του συμπιεστή, προκειμένου να εισέρχεται μόνο ατμός και καθόλου σταγονίδια σε αυτόν, αλλά ταυτόχρονα αυξάνεται και η απορροφούμενη θερμότητα του ατμοποιητή. Αποτέλεσμα των παραπάνω είναι ο πραγματικός ψυκτικός κύκλος να διαφέρει από τον θεωρητικό (Εικόνα 2-6).



Εικόνα 2-6 Διάγραμμα P - T Πραγματικού Ψυκτικού Κύκλου [14]

### 2.3.3 Υπερθέρμανση Κορεσμένου Ατμού και Υπόψυξη Κορεσμένου Υγρού

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω, μέσω της υπερθέρμανσης του ατμού στον ατμοποιητή και της υπόψυξης του υγρού στον συμπυκνωτή, για την προστασία του συμπιεστή και της εκτονωτικής βαλβίδας, έχουμε και αύξηση της συναλασσόμενης θερμότητας μεταξύ των δύο εναλλακτών με το εσωτερικό και εξωτερικό περιβάλλον, αντίστοιχα. Και οι δύο αυτές διεργασίες οδηγούν στην αύξηση της ψυκτικής ικανότητας της μηχανής, με επακόλουθο την βελτίωση της απόδοσης της. Η μετατροπή του θεωρητικού ψυκτικού κύκλου φαίνεται στα παρακάτω Διαγράμματα T - s και P - h.



Εικόνα 2-7 Θεωρητικός και Πραγματικός Ψυκτικός Κύκλος [36]

#### Υπερθέρμανση 1→1'

Με την υπερθέρμανση του κορεσμένου ατμού στον ατμοποιητή παίρνουμε υπέρθερμο ατμό μεγαλύτερης ενθαλπίας. Αποτέλεσμα αυτού είναι η απορρόφηση μεγαλύτερου ποσού θερμότητας από το εσωτερικό περιβάλλον που θέλουμε να ψύξουμε, αυξάνοντας το ψυκτικό αποτέλεσμα του ατμοποιητή. Εννοείται, πως η υπερθέρμανση πρέπει να γίνει εντός του ατμοποιητή, προκειμένου να εκμεταλλευτούμε την επιπλέον απορρόφηση θερμότητας από το εσωτερικό περιβάλλον και όχι στην γραμμή αναρρόφησης του συμπιεστή ή στον συμπιεστή.

Όταν στην έξοδο του ατμοποιητή (θέση 1) έχουμε κορεσμένο ατμό με ενθαλπία  $h_1$ , η απορροφούμενη θερμότητα στον ατμοποιητή, όπου στη θέση 4 είναι η είσοδος του ατμοποιητή, είναι:

$$Q_{evap} = \dot{m} * (h_1 - h_4)$$

Με την υπερθέρμανση του κορεσμένου ατμού σε υπέρθερμο ατμό έχουμε ενθαλπία  $h_{1'}$ , όπου  $h_{1'} > h_1$ , άρα η απορροφούμενη θερμότητα στον ατμοποιητή είναι:

$$Q_{evap'} = \dot{m} * (h_{1'} - h_4)$$

Οπότε  $Q_{evap'} > Q_{evap}$ , άρα μεγαλύτερη αποδιδόμενη ψυκτική ισχύς στο εσωτερικό περιβάλλον, καθώς:

$$\begin{aligned} Q_{evap} < Q_{evap'} &\rightarrow \\ \dot{m} * (h_1 - h_4) < \dot{m} * (h_{1'} - h_4) &\rightarrow \\ h_1 < h_{1'} & \end{aligned}$$

Παράλληλα, διαπιστώνεται ότι μεταβολή της θέσης 1 στη 1', μεταβάλλει και τη θέση 2 σε 2', στην έξοδο του συμπιεστή. Επειδή, όμως η μεταβολή 1'2' είναι παράλληλη με τη μεταβολή 12, το έργο συμπίεσης παραμένει ίδιο και δεν υφίσταται αύξηση της κατανάλωσης έργου.

$$W_{comp} = \dot{m} * (h_2 - h_1) = \dot{m} * (h_{2'} - h_{1'})$$

Τελικώς, έχουμε αύξηση της ψυκτικής ισχύος του ατμοποιητή κατά:

$$Q_{evap'} - Q_{evap} = \dot{m} * (h_{1'} - h_1)$$

### Υπόψυξη 3→3'

Με την υπόψυξη του κορεσμένου υγρού στον συμπυκνωτή παίρνουμε υπόψυκτο υγρό μικρότερης ενθαλπίας. Αποτέλεσμα αυτού είναι η απαγωγή μεγαλύτερου ποσού θερμότητας από τον συμπυκνωτή προς το εξωτερικό περιβάλλον, αυξάνοντας την απορριπτόμενη θερμότητα του συμπυκνωτή.

Όταν στην έξοδο του συμπυκνωτή (θέση 3) έχουμε κορεσμένο υγρό με ενθαλπία  $h_3$ , η απορριπτόμενη θερμότητα στον συμπυκνωτή, όπου στη θέση 2 είναι η είσοδος του συμπυκνωτή, είναι:

$$Q_{cond} = \dot{m} * (h_2 - h_3)$$

Με την υπόψυξη του κορεσμένου υγρού σε υπόψυκτο υγρό έχουμε ενθαλπία  $h_{3'}$ , όπου  $h_{3'} < h_3$ , άρα η απαγόμενη θερμότητα στον συμπυκνωτή είναι:

$$Q_{cond'} = \dot{m} * (h_2 - h_{3'})$$

Οπότε  $Q_{cond'} > Q_{cond}$ , άρα έχουμε μεγαλύτερη απαγόμενη θερμότητα στο εξωτερικό περιβάλλον, καθώς:

$$\begin{aligned} Q_{cond} < Q_{cond'} &\rightarrow \\ \dot{m} * (h_2 - h_3) < \dot{m} * (h_2 - h_{3'}) &\rightarrow \\ h_3 > h_{3'} & \end{aligned}$$

Τελικώς, έχουμε αύξηση της απαγόμενης θερμότητας του συμπυκνωτή κατά:

$$Q_{cond'} - Q_{cond} = \dot{m} * (h_3 - h_{3'})$$

### **2.3.4 Συντελεστής Συμπεριφοράς (COP) Ψυκτικής Μηχανής**

Η αξιολόγηση μιας ψυκτικής μηχανής ως προς την απόδοση της διαφέρει από αυτήν που χρησιμοποιείται για τις θερμικές μηχανές, καθώς χρησιμοποιείται ο όρος συντελεστής συμπεριφοράς (COP – Coefficient of Performance) έναντι του όρου βαθμός απόδοσης. Ο COP εκφράζει το λόγο του αποτελέσματος προς την απαίτηση μιας ψυκτικής μηχανής, δηλαδή είναι ο λόγος της απορροφούμενης θερμότητας του ατμοποιητή από το εσωτερικό περιβάλλον που θέλουμε να ψύξουμε (ψυκτικό αποτέλεσμα) προς την κατανάλωση έργου στον συμπιεστή (απαίτηση).

$$COP_{cold} = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} = \frac{\dot{m} * (h_1 - h_4)}{\dot{m} * (h_2 - h_1)} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)}$$

Όμως, ο COP αγνοεί την απαγωγή θερμότητας στον συμπυκνωτή, ο οποίος απελευθερώνει θερμότητα στο εξωτερικό περιβάλλον.

$$Q_{cond} = \dot{m} * (h_2 - h_3)$$

Με αποτέλεσμα οι τιμές που λαμβάνει να κυμαίνονται από 0 έως άπειρο, σε αντίθεση με τον βαθμό απόδοσης μιας θερμικής μηχανής που οι τιμές κυμαίνονται μεταξύ 0 και 1.

Ψυκτική Μηχανή:  $COP > 0$

Θερμική Μηχανή:  $0 < \eta < 1$

Λαμβάνοντας υπόψη και τα προαναφερθέντα περί της υπερθέρμανσης του ατμού στην έξοδο του ατμοποιητή και της υπόψυξης του υγρού στην έξοδο του συμπυκνωτή, παρατηρούμε ότι αυτές οι δύο διεργασίες αυξάνουν επιπλέον τον συντελεστή συμπεριφοράς (COP) της ψυκτικής μηχανής. Καθώς, η υπόψυξη του υγρού μειώνει την ενθαλπία στην έξοδο του συμπυκνωτή από  $h_3$  σε  $h_3'$  και επειδή η εκτόνωση στην βαλβίδα είναι ισενθαλπική, έχουμε ως αποτέλεσμα στην είσοδο του ατμοποιητή ενθαλπία  $h_4'$ , που είναι μικρότερη της  $h_4$ . Οπότε, η απορρόφηση θερμότητας στον ατμοποιητή αυξάνεται ακόμη περισσότερο, πέραν της υπερθέρμανσης του ατμού, πριν την έξοδο του, η οποία αυξάνει την ενθαλπία του ατμού από  $h_1$  σε  $h_1'$ . Άρα:

$$Q_{evap'} = \dot{m} * (h_1' - h_4')$$

Οπότε, ο συντελεστής συμπεριφοράς της ψυκτικής μηχανής γίνεται:

$$COP_{cold'} = \frac{Q_{evap'}}{W_{comp}} = \frac{\dot{m} * (h_1' - h_4')}{\dot{m} * (h_2' - h_1')} = \frac{(h_1' - h_4')}{(h_2' - h_1')}$$

Από τους εξαγόμενους τύπους, γίνεται κατανοητό ότι ο ψυκτικός κύκλος και ο συντελεστής συμπεριφοράς μιας ψυκτικής μηχανής εξαρτώνται από τις θερμοκρασιακές απαιτήσεις που επιβάλλονται σε ένα ψυκτικό σύστημα. Δηλαδή από την επιδιωκόμενη θερμοκρασία που θέλουμε να επιβάλλουμε στο εσωτερικό περιβάλλον (θέση 1), και την θερμοκρασία που γίνεται η απόρριψη θερμότητας στο εξωτερικό περιβάλλον (θέση 3), οι οποίες εξαρτώνται από τις υφιστάμενες θερμοκρασίες στα δύο περιβάλλοντα.

Αξίζει να σημειωθεί ότι στην περίπτωση της αντλίας θερμότητας, ο συντελεστής συμπεριφοράς υπολογίζεται και για τις δύο περιπτώσεις λειτουργίας της (θέρμανση και ψύξη), αναλόγως ποιο είναι το επιδιωκόμενο αποτέλεσμα. Οπότε, κατά περίπτωση έχουμε:

$$\text{Ψύξη: } COP_{cold} = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)}$$

$$\text{Θέρμανση: } COP_{hot} = \frac{Q_{cond}}{W_{comp}} = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_2 - h_1)}$$

Τέλος, αρκετές φορές υφίσταται διαφορετικός συντελεστής συμπεριφοράς, αναλόγως τη λειτουργία (θέρμανση ή ψύξη) της αντλίας θερμότητας. Οπότε, στην περίπτωση της θέρμανσης έχουμε τον Συντελεστή Συμπεριφοράς (COP) όπως ορίστηκε παραπάνω, ενώ στην λειτουργία της ψύξης έχουμε τον Λόγο Ενεργειακής Απόδοσης (Energy Efficiency Ratio - EER), ο οποίος όμως δεν είναι καθαρός αριθμός αλλά έχει μονάδες, καθώς το ψυκτικό αποτέλεσμα ( $Q_{evap}$ ) μετριέται σε Btu, ενώ η απαίτηση ( $W_{comp}$ ) σε Wh.

Στην Ψύξη έχουμε:

$$EER = \frac{Q_{evap} (Btu)}{W_{comp} (Wh)}$$

Από την ισοδυναμία: 1 kWh = 3412 Btu, παίρνουμε:

$$EER = 3.412 * COP_{cold} \text{ ή } COP_{cold} = 0,2928 * EER$$

Στην Θέρμανση έχουμε:

$$COP_{hot} = \frac{Q_{cond}}{W_{comp}}$$

## 2.4 Χαρακτηριστικά Διοξειδίου του Άνθρακα (CO<sub>2</sub>) ως Ψυκτικού Μέσου R744

### 2.4.1 Ιστορική Αναδρομή του R744

Πρώτη φορά χρησιμοποιήθηκε ως ψυκτικό από το 1860, ενώ έγινε ευρέως διαδεδομένη η χρήση του μετά το 1890, κυρίως λόγω της μεταφοράς κρέατος από την Αυστραλία και την Λατινική Αμερική στην Μεγάλη Βρετανία, σε ψυκτικές εγκαταστάσεις εμπορικών πλοίων. Το 1915 γνώρισε την μεγαλύτερη ακμή του, καθώς υπήρχαν 29 κατασκευαστές συμπιεστών ψυκτικού CO<sub>2</sub> μόνο στην Βόρεια Ευρώπη. Η μείωση ζήτησης του ξεκίνησε το 1930 με την ανάπτυξη των συνθετικών αλογονομένων υδρογονανθράκων μέχρι την βαθμιαία οριστική εγκατάλειψη του, λόγω της χαμηλής απόδοσης των ψυκτικών εγκαταστάσεων και την δραματική μείωση της ψυκτικής ικανότητας του όταν η θερμοκρασία περιβάλλοντος αύξανε, ένεκα της χαμηλής κρίσιμης θερμοκρασίας του.

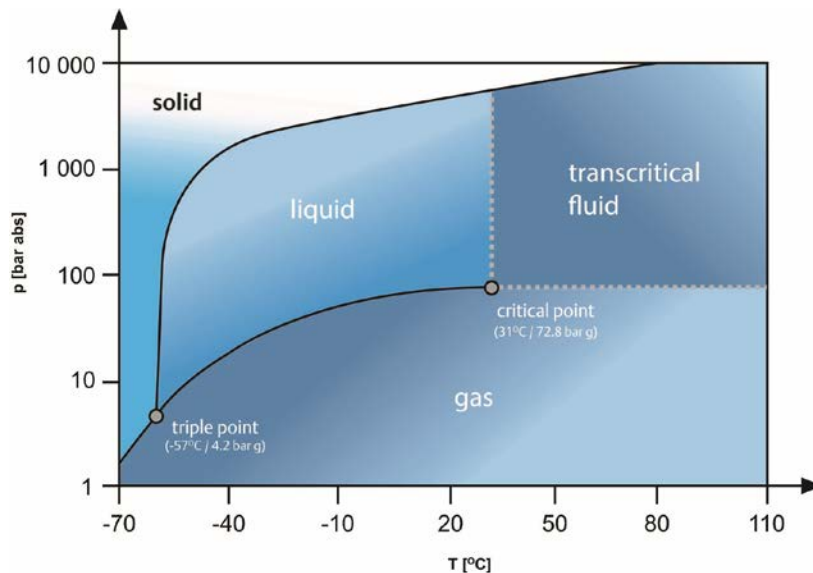
Το στερεό διοξείδιο του άνθρακα (ξηρός πάγος) χρησιμοποιείται για μικρές μεταφορές όπου τα ογκώδη ψυγεία δεν είναι πρακτικά, ενώ η υγρή φάση του χρησιμοποιήθηκε ως ψυκτικό μέσο, πριν την ανακάλυψη του ψυκτικού R12, το οποίο πλέον έχει καταργηθεί.

Ο *Gustav Lorentzen* το 1988 επανέφερε στο προσκήνιο το διοξείδιο του άνθρακα (CO<sub>2</sub>) ως ψυκτικό, καθώς η χρήση του είχε σχεδόν εγκαταλειφθεί από τη δεκαετία του 1960 και έπειτα, εξαιτίας της ανόδου των CFC's και γενικώς των αλογονομένων υδρογονανθράκων στον τομέα της ψύξης. Το 1994 εκδίδει το άρθρο του "*Revival of carbon dioxide*" και από τότε η ακαδημαϊκή και βιομηχανική επιστημονική έρευνα οδήγησε στην ανάπτυξη ψυκτικών μηχανημάτων με εργαζόμενο μέσο το R744, ενσωματώνοντας το CO<sub>2</sub> σε πεδία εφαρμογών ψύξης και κλιματισμού.

### 2.4.2 Ιδιότητες του R744

Το CO<sub>2</sub> σε συνθήκες πίεσης  $P = 1 \text{ atm}$  (ατμοσφαιρική) και θερμοκρασίας  $T = 0 \text{ }^\circ\text{C}$  είναι αέριο με πυκνότητα  $\rho = 1.977 \text{ kg/m}^3$ , το οποίο το καθιστά βαρύτερο από τον ατμοσφαιρικό αέρα. Η κρίσιμη θερμοκρασία του είναι  $T_{cr} = 31.06 \text{ }^\circ\text{C}$  και η κρίσιμη πίεση του  $P_{cr} = 7.384 \text{ MPa}$  (73.84 bar), γεγονός που καθιστά εύκολη την αλλαγή φάσης του ρευστού σε χαμηλές θερμοκρασίες, αλλά μεγάλες πιέσεις. Το τριπλό σημείο του είναι σε πίεση  $P_{tr} = 513.8 \text{ kPa}$  (5.138 bar) και θερμοκρασία  $T_{tr} = -56.58 \text{ }^\circ\text{C}$ . Σε συνθήκες ατμοσφαιρικής πίεσης (1 atm), το σημείο βρασμού του CO<sub>2</sub> είναι  $T_{boil} = -78,464 \text{ }^\circ\text{C}$ . Επειδή όμως στην ατμοσφαιρική πίεση δεν υφίσταται υγρή κατάσταση, λόγω του υψηλού τριπλού σημείου, στην θερμοκρασία βρασμού το στερεό CO<sub>2</sub> (ξηρός πάγος) εξαχνώνεται απευθείας σε αέριο. Δηλαδή, η θερμοκρασία  $T_{boil} = -78,464 \text{ }^\circ\text{C}$  είναι και η θερμοκρασία ξηρού πάγου, σε συνθήκες ατμοσφαιρικής πίεσης.





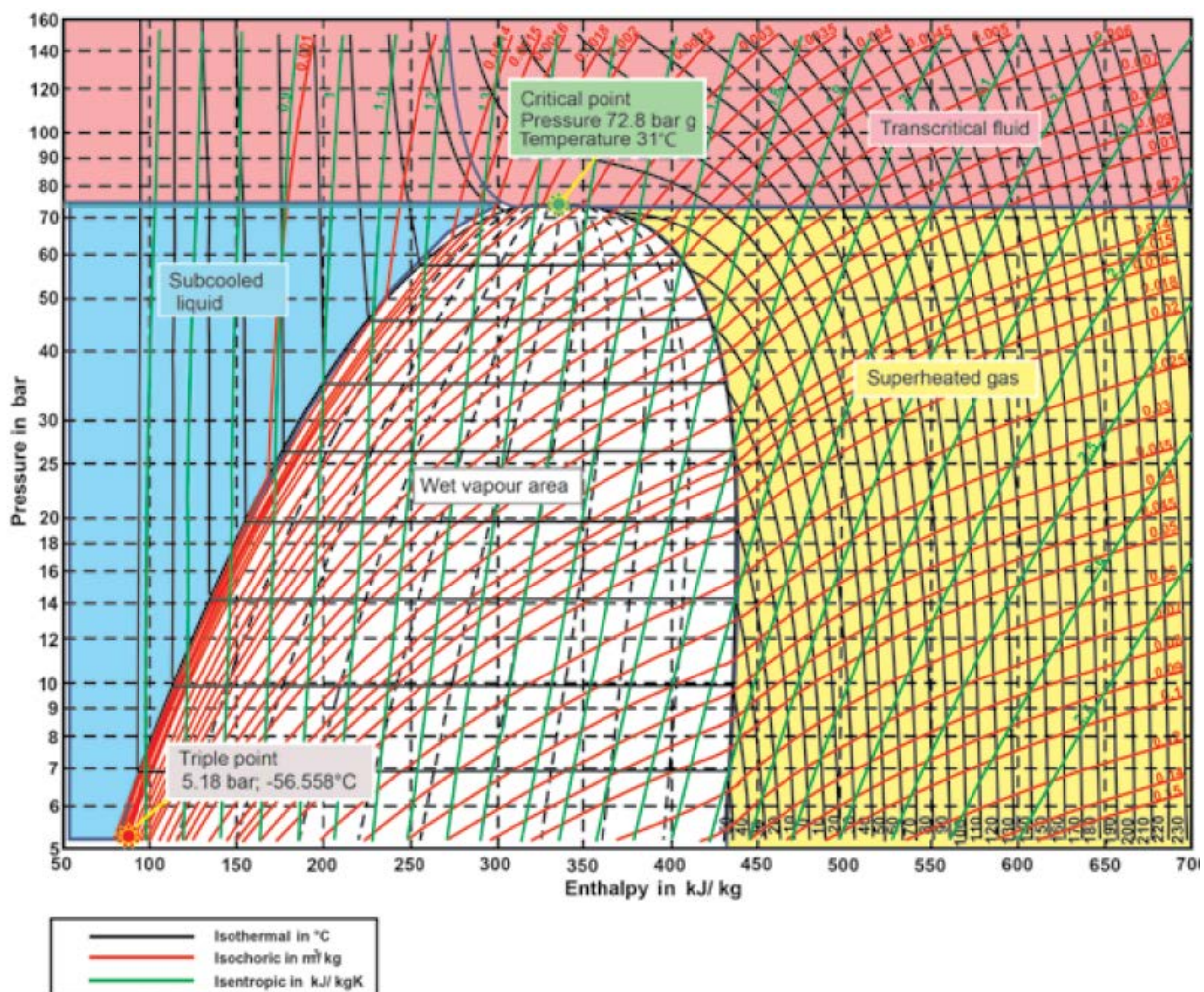
Εικόνα 2-8 Διάγραμμα Φάσεων P - T του CO<sub>2</sub> (R744) [37]

Κρίσιμο σημείο του ρευστού θεωρείται η κατάσταση κατά την οποία η πυκνότητα της υγρής και αέριας φάσης του ρευστού είναι ίδιες. Πάνω από αυτό το σημείο δεν είναι διακριτές οι φάσεις (υγρή και αέρια) του ρευστού, γι' αυτό και η κατάσταση του ρευστού είναι υπερκρίσιμη και η φάση του περιγράφεται ως *διακρίσιμη (transcritical)*.

Η κρίσιμη θερμοκρασία του R744 είναι μικρότερη από την τυπική θερμοκρασία συμπύκνωσης των ψυκτικών μέσων και οριακή με την θερμοκρασία περιβάλλοντος, αναλόγως του κλίματος της περιοχής. Επίσης, στην διακρίσιμη φάση του ρευστού, όταν απάγεται θερμότητα από το ρευστό, δεν υφίσταται αλλαγή φάσης του και δεν συμπυκνώνεται στην υγρή φάση, αν η πίεση δεν μειωθεί σε τιμή μικρότερη της κρίσιμης ( $P_{cr}$ ). Αυτό σημαίνει ότι κατά τη φάση «συμπύκνωσης» του ψυκτικού κύκλου του ρευστού, αυτό δεν συμπυκνώνεται σε υγρό, αλλά παραμένει στην ίδια διακρίσιμη φάση και ουσιαστικά, δεν υφίσταται συμπύκνωση του ρευστού αλλά ψύξη. Η εν λόγω ιδιότητα του R744 είναι μοναδική, καθώς σε κανένα άλλο κοινό ψυκτικό ρευστό δεν υφίσταται η μη αλλαγή φάσης του ρευστού σε υγρή, κατά την φάση του ψυκτικού κύκλου της απαγωγής θερμότητας από το ρευστό.

*Τριπλό σημείο* του ρευστού είναι η κατάσταση κατά την οποία οι τρεις φάσεις (στερεά, υγρή και αέρια) συνυπάρχουν. Κάτω από αυτό το σημείο δεν υπάρχει υγρή φάση. Αν το ψυκτικό ρευστό βρίσκεται σε πίεση υψηλότερη του τριπλού σημείου και μειωθεί, θα στερεοποιηθεί απευθείας σε ξηρό πάγο. Η συγκεκριμένη ιδιότητα χρήζει ιδιαίτερης προσοχής, καθώς μπορεί να συμβεί κατά την πλήρωση κενής φιάλης (ατμοσφαιρική πίεση) με ψυκτικό R744.

Γενικά, μπορεί να υποθεί ότι το τριπλό σημείο του R744 είναι πολύ υψηλό, ενώ αντίθετα το κρίσιμο σημείο του είναι πολύ χαμηλό, συγκρινόμενο με άλλα κοινά ψυκτικά μέσα. Στην παρακάτω Εικόνα παρατίθεται το Διάγραμμα P – h του ψυκτικού ρευστού R744, που είναι εμφανείς οι φάσεις του ρευστού.



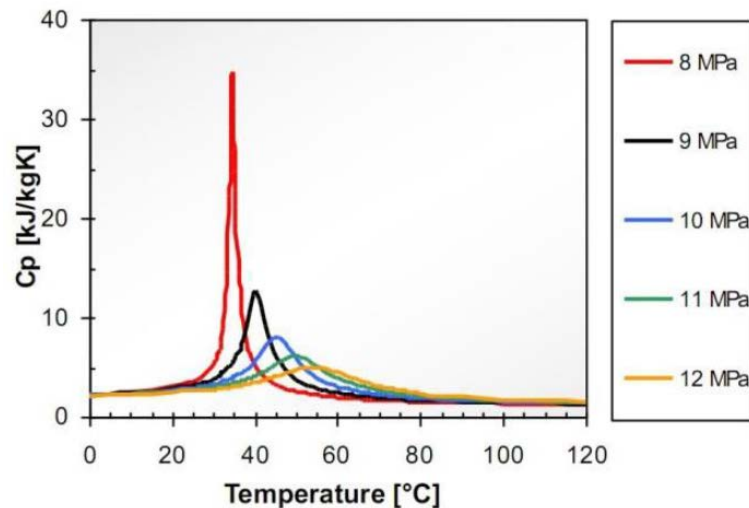
Εικόνα 2-9 Διάγραμμα P - h του R744 (CO<sub>2</sub>) [37]

Το R744 ως ψυκτικό μέσο έναντι άλλων διαθέτει πολύ καλούς περιβαλλοντικούς δείκτες (ODP = 0, GWP = 1, κλάση επικινδυνότητας A1), είναι συστατικό του ατμοσφαιρικού αέρα και αδρανές, δεν οδηγεί σε κάποιο παραπροϊόν που να επιβαρύνει το περιβάλλον. Είναι διαθέσιμο σε μεγάλες ποσότητες και πολύ φθινό, εφόσον λαμβάνεται ως προϊόν καύσης (βιομηχανικό απόβλητο). Επίσης, είναι αδρανές αέριο, συμβατό με τα υλικά (μέταλλα, πλαστικά και ελαστομερή) και λιπαντικά που χρησιμοποιούνται στα περισσότερα ψυκτικά κυκλώματα. Επειδή όμως είναι βαρύτερο του αέρα, αν συγκεντρωθεί σε χαμηλότερα στρώματα τότε μπορεί να προκαλέσει ασφυξία από την έλλειψη οξυγόνου.

Οι φυσικές ιδιότητές του είναι ιδιαίτερα κατάλληλες για κατάψυξη ή απλή ψύξη. Λόγω της λειτουργίας του σε υψηλές πιέσεις, τα ψυκτικά συστήματα που χρησιμοποιούν R744 απαιτούν εξαρτήματα με υψηλή αντοχή σε μεγάλες πιέσεις, με αποτέλεσμα να είναι δυσχερής η ευρεία χρήση του CO<sub>2</sub> ως ψυκτικό μέσο. Επιπλέον, το γεγονός πως έχει πολύ χαμηλό κρίσιμο σημείο θερμοκρασίας, όπου σε θερμά κλίματα είναι μικρότερο και από την θερμοκρασία περιβάλλοντος, οδηγεί τον συμπιεστή να λειτουργεί σε υψηλές πιέσεις, και ως εκ τούτου σε υψηλό φορτίο, μειώνει την αντοχή του και αυξάνει την κατανάλωση του.

Επιπλέον, στο παρακάτω διάγραμμα παρατηρούμε ότι η ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση ( $C_p$ ) του R744 παρουσιάζει μια κρουστική απόκριση στην κρίσιμη θερμοκρασία, αυξάνοντας την τιμή της κατά 10 φορές περίπου, η οποία με τη σειρά της αυξάνει τη συναλλαγή θερμότητας αναλογικά. Το παραπάνω θα πρέπει να λαμβάνεται υπόψη στον σχεδιασμό των

εναλλακτών του ψυκτικού κυκλώματος, ειδικά αν διέρχεται κατά τη φάση ψύξης του ρευστού από το κρίσιμο σημείο.



Εικόνα 2-10 Διάγραμμα  $C_p - T$  για Δεδομένες Πιέσεις του R744 [38]

Στους δύο παρακάτω Πίνακες παρουσιάζεται στον μεν πρώτο οι σημαντικότερες θερμοδυναμικές ιδιότητες του R744, στον δε δεύτερο οι δυνατότητες του R744 να ικανοποιεί τις γενικές απαιτήσεις που πρέπει να πληροί κάθε ψυκτικό μέσο.

Ιδιότητα P744		Τιμή
Χημικός Τύπος		CO <sub>2</sub>
Μοριακό βάρος (MB)		44.009 kg/mol
Πυκνότητα Αερίου ( $\rho$ )	P = 1 atm / T = 21 °C	1.833 kg/m <sup>3</sup>
	P = 1 atm / T = 0 °C	1.977 kg/m <sup>3</sup>
Πυκνότητα Ξηρού Πάγου ( $\rho_{solid}$ )	P = 1 atm / T = -78.464 °C	1562 kg/m <sup>3</sup>
Θερμοκρασία ( $T_{cr}$ )	Critical Point	31.06 °C
Πίεση ( $P_{cr}$ )		73.84 bar
Πυκνότητα ( $\rho_{cr}$ )		468 kg/m <sup>3</sup>
Θερμοκρασία ( $T_{tr}$ )	Triple Point	56.558 °C
Πίεση ( $P_{tr}$ )		5.138 bar
Σημείο Βρασμού ( $T_{boil}$ ) / Εξάχνωση Ξηρού Πάγου	P = 1 atm	-78.464 °C
Ειδική Θερμοχωρητικότητα Αερίου ( $C_p$ )	P = 1 atm / T = 25 °C	0.850 kJ/kg °C
Ειδική Θερμοχωρητικότητα Υγρού ( $C_p$ )	T = -17 °C (refrigerated liquid)	2.048 kJ/kg °C
Πίεση Ατμών ( $P_{atm}$ ) Κορεσμένου Υγρού	T = 21 °C	58.75 bar
	T = 0 °C	34.85 bar
	T = -17 °C (refrigerated liquid)	21.80 bar
Πυκνότητα ( $\rho$ ) Κορεσμένου Υγρού	T = 21 °C	762 kg/m <sup>3</sup>
	T = 0 °C	929 kg/m <sup>3</sup>
	T = -17 °C (refrigerated liquid)	1014 kg/m <sup>3</sup>
	T = -56.558 °C (triple point)	1177 kg/m <sup>3</sup>
Ιξώδες Κορεσμένου Υγρού	T = -17 °C (refrigerated liquid)	0.119*10 <sup>-3</sup> Pa*s

Λανθάνουσα Θερμότητα Ατμοποίησης	T = 0 °C	234.5 kJ/kg
	T = -17 °C (refrigerated liquid)	276.8 kJ/kg
Λανθάνουσα Θερμότητα Στερεοποίησης	T = -56.658 °C (triple point)	571.3 kJ/kg
Λανθάνουσα Θερμότητα Εξάχνωσης	T = -78.464 °C (boiling point)	199 kJ/kg
Διαλυτότητα στο νερό	P = 1 atm / T = 25 °C	1450 mg/lt
	P = 1 atm / T = 0 °C	1977 mg/lt
Κλάση Επικινδυνότητας		A1
ODP		0
GWP		1

Πίνακας 3 Φυσικές και Θερμοδυναμικές Ιδιότητες R744 [39]

Πέραν των αναφερθέντων χαρακτηριστικών, το ψυκτικό ρευστό R744 συγκριτικά με τα υπόλοιπα ψυκτικά ρευστά έχει χαμηλό ιξώδες, μεγάλη θερμική αγωγιμότητα και μεγάλη πυκνότητα ατμών. Επίσης, από το διάγραμμα P – h παρατηρείται ότι για να έχουμε σε υγρή φάση το CO<sub>2</sub> και χαμηλή πίεση, για λόγους ασφαλείας, θα πρέπει η θερμοκρασία του να βρίσκεται σε πολύ χαμηλά επίπεδα, γι' αυτό το λόγο κατά τη μεταφορά του σε υγρή μορφή, αποθηκεύεται σε δοχεία υψηλής πίεσης, τα οποία διαθέτουν και δικό τους ανεξάρτητο σύστημα ψύξης για τον έλεγχο της πίεσης.

Απαίτηση	Δυνατότητες R744 (Ικανοποίηση Απαιτήσεων)
Ψυκτική Ικανότητα	Σημαντικά μεγαλύτερη από τα κοινά ψυκτικά ρευστά
Απόδοση	Εξαρτάται από το ψυκτικό σύστημα και την θερμοκρασία περιβάλλοντος
Συνθήκες Λειτουργίας	Λειτουργεί σε σημαντικά υψηλότερες πιέσεις από όλα τα υπόλοιπα κοινά ψυκτικά ρευστά. Επίσης, και κατά την παύση λειτουργίας η στατική πίεση του συστήματος παραμένει υψηλή
Περιβαλλοντικοί Δείκτες	Εξαιρετικοί σε σχέση με τα υπάρχοντα ψυκτικά HFC's
Διαθεσιμότητα	Εξαρτάται ανά περιοχή, γενικά είναι διαθέσιμο
Διαθεσιμότητα εξαρτημάτων ψυκτικής εγκατάστασης	Τα περισσότερα είναι διαφορετικά από αυτά των εμπορικών ψυκτικών συστημάτων με HFC's
Τεχνική Γνώση ψυκτικών εγκαταστάσεων με R744	Γενικά χαμηλή, καθώς δεν είναι ευρέως διαδεδομένη η χρήση του και διαφέρει από τα υπόλοιπα ψυκτικά ρευστά
Κόστος R744	Πολύ χαμηλό συγκρινόμενο με τα υπόλοιπα ψυκτικά ρευστά
Κόστος Ψυκτικής Εγκατάστασης	Υψηλό, λόγω της ανάγκης σε αντοχή των εξαρτημάτων, απόρροια των υψηλών πιέσεων
Ασφάλεια	Κλάση Επικινδυνότητας A1, χαμηλή τοξικότητα και μη εύφλεκτο, όμως λόγω των υψηλών πιέσεων η ψυκτική εγκατάσταση ενέχει κινδύνους
Ευκολία διεργασιών	Δύσκολη, λόγω χαμηλού κρίσιμου

	σημείου και υψηλών πιέσεων
Εναλλαξιμότητα	Μη εναλλάξιμο κάποιου υπάρχοντος ψυκτικού ρευστού για την ίδια ψυκτική εγκατάσταση. Για το σκοπό παροχής ψύξης όμως, είναι εναλλάξιμο με HFC's ψυκτικά μέσα

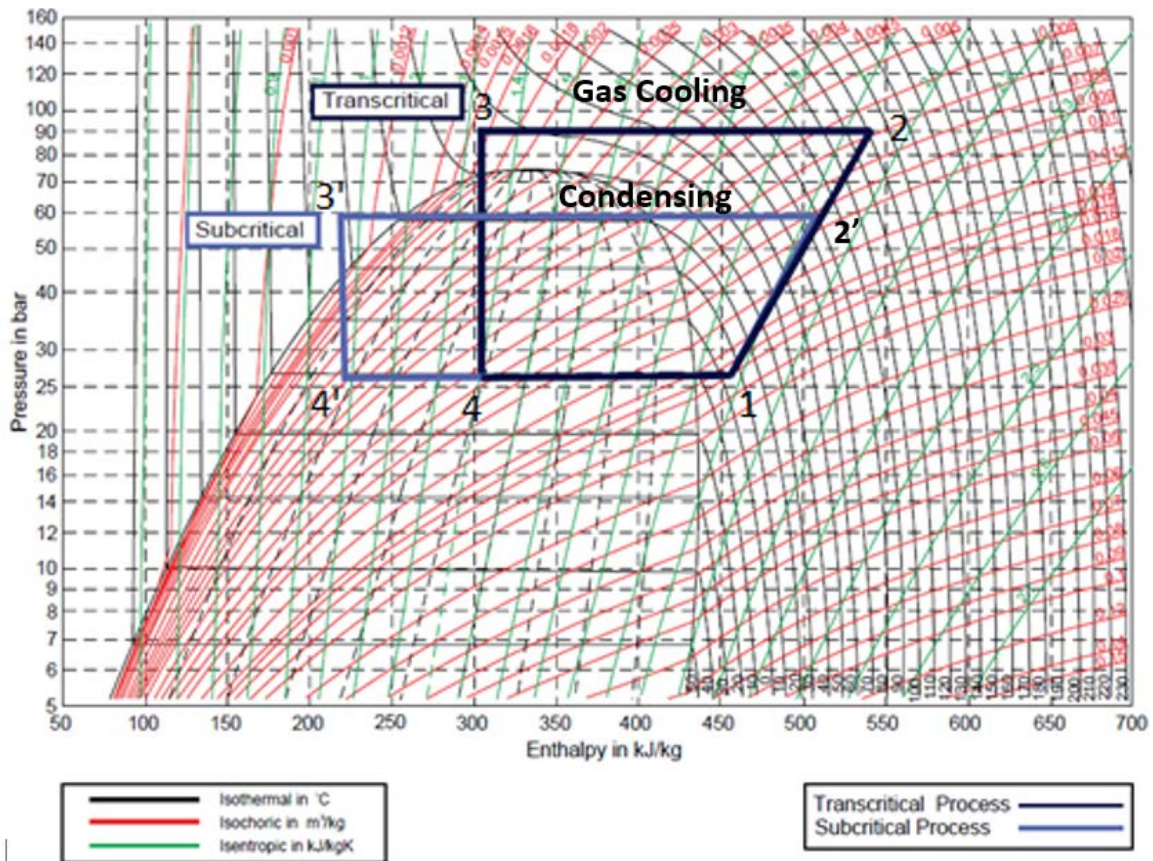
Πίνακας 4 Απαιτήσεις Ψυκτικών Μέσων και Δυνατότητες R744 [37]

Από το σύνολο των παραπάνω γίνεται αντιληπτό ότι το διοξείδιο του άνθρακα επανέρχεται ως ένα βασικό υποψήφιο ψυκτικό μέσο νέας γενιάς, κυρίως λόγω των χαμηλών περιβαλλοντικών δεικτών (ODP = 0 και GWP = 1) και της κλάσης επικινδυνότητας (A1) που διαθέτει και δύναται να χρησιμοποιηθεί σε ψυκτικές εγκαταστάσεις, οι οποίες όμως χρήζουν επανασχεδιασμού και τροποποιήσεων. Το κύριο μειονέκτημα του εντοπίζεται στις θερμοδυναμικές του ιδιότητες και ειδικότερα στις υψηλές πιέσεις που λειτουργεί ο *διακρίσιμος* ψυκτικός του κύκλος.

## 2.5 Διακρίσιμος Ψυκτικός Κύκλος του R744

Όπως αναφέρθηκε πρωτίτερα, ο ψυκτικός κύκλος των ρευστών λειτουργεί σε δύο επίπεδα πιέσεων. Για τα περισσότερα ψυκτικά ρευστά τα δύο επίπεδα πιέσεων βρίσκονται κάτω του κρίσιμου σημείου και ο ψυκτικός τους κύκλος, χαρακτηρίζεται ως υποκρίσιμος.

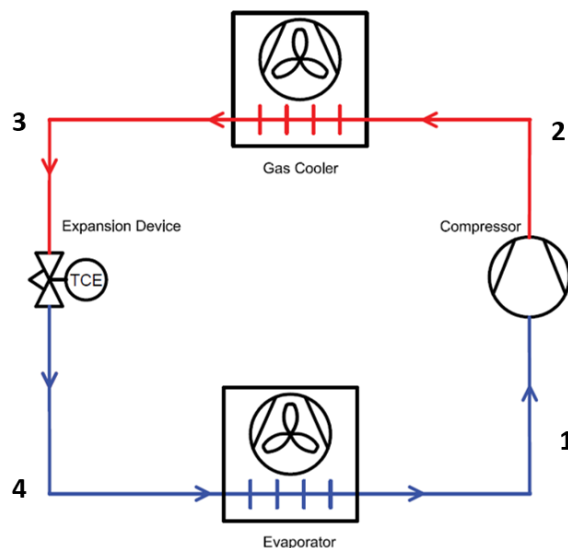
Όμως για το R744 τα δύο επίπεδα πιέσεων του δύναται να είναι κάτω του κρίσιμου σημείου, οπότε ο ψυκτικός κύκλος χαρακτηρίζεται πάλι ως υποκρίσιμος, αλλά τις περισσότερες φορές το επίπεδο υψηλών πιέσεων βρίσκεται άνω του κρίσιμου σημείου και ο ψυκτικός κύκλος γίνεται μερικώς υπερκρίσιμος ή όπως συνηθίζεται να ονομάζεται διακρίσιμος (transcritical). Στην διακρίσιμη περιοχή, η φάση του ρευστού δεν είναι διακριτή σε υγρό ή ατμό και όταν απάγεται θερμότητα από το ρευστό η θερμοκρασία του πέφτει προοδευτικά, χωρίς όμως να πραγματοποιείται αλλαγή φάσης του ρευστού σε υγρό, αλλά παραμένει στην διακρίσιμη φάση, χωρίς να συμπυκνώνεται.



Εικόνα 2-11 Υποκρίσιμος και Διακρίσιμος Ψυκτικός Κύκλος του R744 [37]

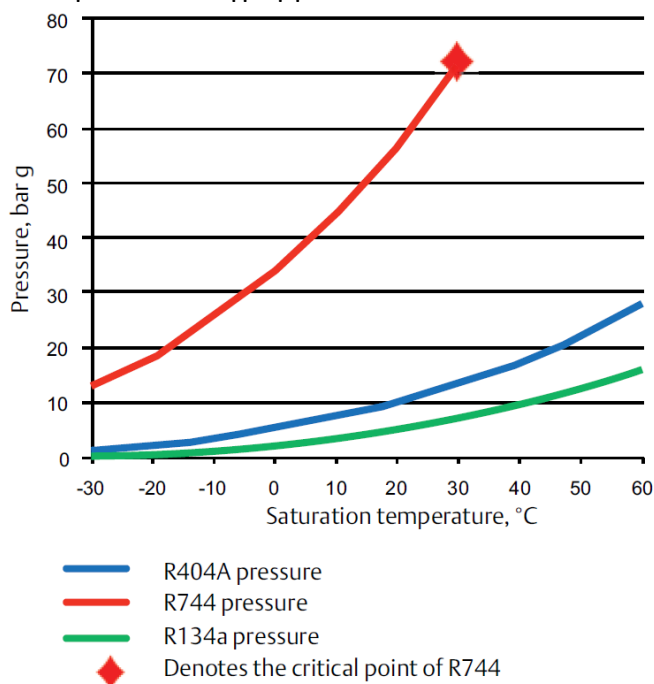
Η λειτουργία του ψυκτικού συστήματος στην διακρίσιμη φάση του ρευστού δεν αποτελεί άλυτο πρόβλημα, αλλά εισάγει αρκετές διαφοροποιήσεις στη λειτουργία του, όπου οι κυριότερες συνοψίζονται παρακάτω:

- Κατά τη φάση απόρριψης θερμότητας στο εξωτερικό περιβάλλον (2→3) δεν έχουμε συμπύκνωση του ρευστού, καθώς αυτό παραμένει στη διακρίσιμη φάση, αλλά **ψύξη (gas cooling - gc)**, με την θερμοκρασία του ρευστού να μειώνεται σταδιακά συνεχώς, σε αντίθεση με τους υποκρίσιμους ψυκτικούς κύκλους που η θερμοκρασία κατά την συμπύκνωση μειώνεται πολύ λιγότερο, καθώς παραμένει σταθερή για το διάστημα που το ρευστό εισέρχεται εντός της καμπύλης κορεσμού (φάση μίγματος υγρού/ατμού).



Εικόνα 2-12 Ψυκτικό Κύκλωμα με Διακρίσιμο Κύκλο Λειτουργίας R744 [37]

- Το **επίπεδο πιέσεων λειτουργίας** είναι πολύ υψηλό σε σχέση με των υπολοίπων ψυκτικών, λόγω της μεγάλης αύξησης της πίεσης συναρτήσει της αύξησης στη θερμοκρασία. Αυτό δικαιολογείται από την μεγάλη κλίση στην καμπύλη πίεσης και θερμοκρασίας υγρού κορεσμού του R744 έναντι των υπολοίπων ψυκτικών ρευστών. Μετά το κρίσιμο σημείο δεν υπάρχει θερμοκρασία κορεσμού, καθώς το ρευστό εισέρχεται στην διακρίσιμη φάση. Επίσης, ακόμα και σε υποκρίσιμο ψυκτικό κύκλο λειτουργίας του κυκλώματος, πάλι το επίπεδο πιέσεων είναι υψηλό, ένεκα της μεγάλης κλίσης της καμπύλης, η οποία υποδηλώνει ότι για μικρές μεταβολές της θερμοκρασίας η πίεση μεταβάλλεται πολλαπλάσια, όπως φαίνεται στο παρακάτω διάγραμμα.



Εικόνα 2-13 Διάγραμμα Πίεσης - Θερμοκρασίας Υγρού Κορεσμού Ψυκτικών Ρευστών [37]

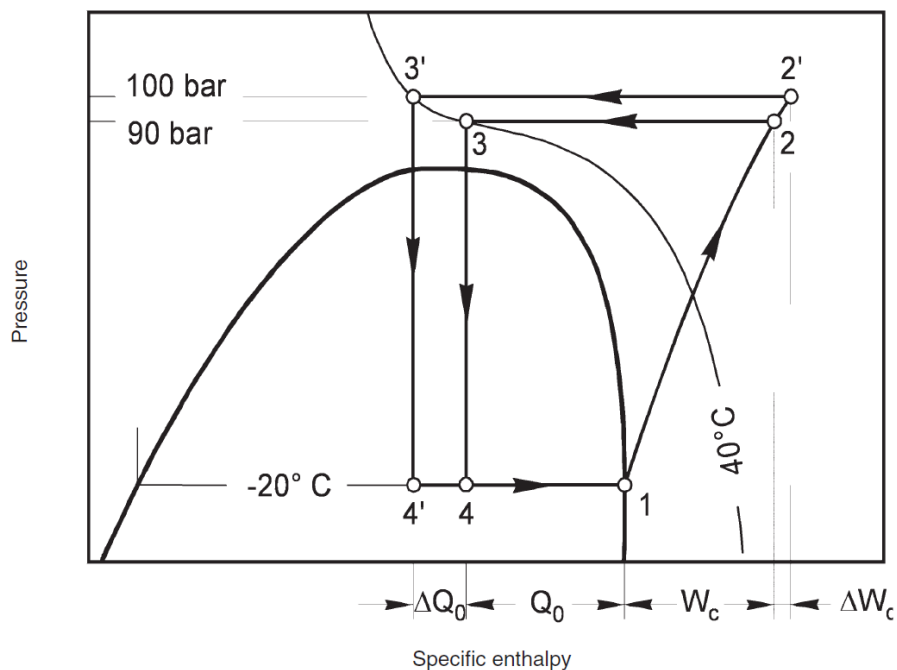
- Η λειτουργία του ψυκτικού κύκλου εξαρτάται από **την θερμοκρασία εξωτερικού περιβάλλοντος ( $T_{\text{ambient}}$ )**. Αυτό σημαίνει ότι ο ψυκτικός κύκλος του R744, αναλόγως του κλίματος, μπορεί να λειτουργήσει είτε διακρίσιμα είτε υποκρίσιμα, καθώς η θερμοκρασία εξόδου από τον ψύκτη ( $T_3$ ) θα πρέπει να είναι πάντα μεγαλύτερη από την θερμοκρασία του εξωτερικού περιβάλλοντος, προκειμένου να μπορεί να απορρίψει τη θερμότητα το ρευστό διαμέσου του ψύκτη (Εικόνα 2-11).

Οπότε, για **υψηλές θερμοκρασίες** εξωτερικού περιβάλλοντος, η θερμοκρασία στην έξοδο του ψύκτη ( $T_3$ ) θα πρέπει να αυξηθεί και προκειμένου να γίνει η κατάλληλη απόρριψη θερμότητας από το ρευστό, αυξάνεται και η θερμοκρασία στην είσοδο του ψύκτη ( $T_2$ ), με επακόλουθο την δυσανάλογα υψηλή αύξηση της πίεσης στην κατάθλιψη του συμπιεστή ( $P_2$ ), έως και 200 bar. Υψηλότερες πιέσεις σημαίνει και υψηλότερη κατανάλωση έργου στον συμπιεστή [ $W_{\text{comp}} = m \cdot (h_2 - h_1)$ ]. Επίσης, λόγω της υψηλής θερμοκρασίας στην έξοδο του ψύκτη ( $T_3$ ) έχουμε και μικρότερο ψυκτικό αποτέλεσμα [ $Q_{\text{evap}} = m \cdot (h_1 - h_4)$ ], αφού  $h_3 = h_4$ , με τελικό αποτέλεσμα τον μειωμένο COP.

Αντίθετα, για **χαμηλές θερμοκρασίες** εξωτερικού περιβάλλοντος (κάτω των 20 °C) η θερμοκρασία στην έξοδο του ψύκτη μπορεί να είναι χαμηλότερη ( $T_3'$ ), οπότε η θερμοκρασία στην είσοδο του ψύκτη γίνεται χαμηλότερη ( $T_2'$ ) και το επίπεδο υψηλών πιέσεων πέφτει κάτω του κρίσιμου ( $P_2'$ ). Αποτέλεσμα της μείωσης της πίεσης στην κατάθλιψη του συμπιεστή κάτω της κρίσιμης πίεσης ( $P_{\text{cr}} = 73.84 \text{ bar}$ ) είναι ο υποκρίσιμος ψυκτικός κύκλος. Επιπλέον, έχουμε μικρότερη κατανάλωση έργου στον συμπιεστή [ $W_{\text{comp}} = m \cdot (h_2' - h_1)$ ] και

μεγαλύτερο ψυκτικό αποτέλεσμα στον ατμοποιητή [ $Q_{\text{evap}} = m^*(h_1 - h_{4'})$ ] και τέλος βελτίωση του συντελεστή συμπεριφοράς  $\text{COP} = Q_{\text{evap}}/W_{\text{comp}}$ . Σημειώνεται ότι η θερμοκρασία στον ατμοποιητή είναι καθορισμένη ( $T_4 = T_{4'}$ ) ανεξαρτήτως του είδους του κύκλου, αφού και αυτή καθορίζεται από την θερμοκρασία εσωτερικού περιβάλλοντος που θέλουμε να ψύξουμε.

- Για **καθορισμένη θερμοκρασία στην έξοδο του ψύκτη** ( $T_3$ ), Εικόνα 2-14, η οποία καθορίζεται από τη θερμοκρασία εξωτερικού περιβάλλοντος, για να αυξηθεί το ψυκτικό αποτέλεσμα ( $Q_{\text{evap}}$ ) θα πρέπει να αυξηθεί η πίεση κατάθλιψης του συμπιεστή, μετακινώντας το σημείο 2 δεξιότερα και υψηλότερα ( $2 \rightarrow 2'$ ), τότε το σημείο 3 (έξοδος ψύκτη) μετατίθεται αριστερότερα ( $3 \rightarrow 3'$ ) ακολουθώντας την ίδια θερμοκρασιακή καμπύλη. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την μετατόπιση και του σημείου 4 (είσοδος ατμοποιητή) αριστερότερα ( $4 \rightarrow 4'$ ) μειώνοντας την ενθαλπία του ( $h_4 \rightarrow h_{4'}$ ), καθώς η μεταβολή  $3' \rightarrow 4'$  στην εκτονωτική βαλβίδα είναι ισενθαλπική. Όπως φαίνεται και στην παρακάτω Εικόνα 2-14, οι παραπάνω μετατοπίσεις των σημείων λειτουργίας οδηγούν στην αύξηση του έργου συμπίεσης κατά  $\Delta W_c$ , στην αύξηση της απορριπτόμενης θερμότητας του ψύκτη κατά  $\Delta Q_o + \Delta W_c$ , και επιπλέον στην αύξηση της απορροφούμενης θερμότητας του ατμοποιητή κατά  $\Delta Q_o$ , δηλαδή του ψυκτικού αποτελέσματος ( $Q_{\text{evap}} = Q_o + \Delta Q_o$ ).



Εικόνα 2-14 Διάγραμμα  $P - h$  με Δεδομένη Θερμοκρασία Gas Cooler [40]

Από την μορφή της ισοθερμοκρασιακής καμπύλης, η οποία αυξανόμενη της πίεσης καθυστερείται γίνεται αντιληπτό ότι υπάρχει μία **βέλτιστη πίεση**, για δεδομένη θερμοκρασία στην έξοδο του ψύκτη, που οδηγεί σε μέγιστο συντελεστή συμπεριφοράς ( $\text{COP}_{\text{max}}$ ) του διακρίσιμου ψυκτικού κύκλου, καθώς από ένα σημείο και μετά η αύξηση της συμπίεσης ( $\Delta W_c$ ) θα είναι μεγαλύτερη από την αύξηση του ψυκτικού αποτελέσματος ( $\Delta Q_o$ ) μειώνοντας έτσι τον COP. Επίσης, γίνεται κατανοητό ότι όταν η καθορισμένη ισοθερμοκρασιακή ( $T_3$ ) γίνει κάθετη το ψυκτικό αποτέλεσμα είναι το μέγιστο δυνατό ( $Q_{o,\text{max}}$ ), όσο κι αν αυξάνουμε το έργο συμπίεσης ( $W_c$ ).

- Η μείωση της θερμοκρασίας στην έξοδο του ψύκτη ( $T_3$ ), Εικόνα 2-11), οδηγεί σε μεγαλύτερο ψυκτικό αποτέλεσμα ( $Q_{\text{evap}}$ ). Καθώς με σταθερό το έργο συμπίεσης ( $W_{\text{comp}}$ ), η μετατόπιση του σημείου 3 αριστερότερα οδηγεί σε αύξηση της συναλασσόμενης θερμότητας των δύο εναλλακτών, ψύκτη ( $Q_{\text{gc}}$ ) και ατμοποιητή ( $Q_{\text{evap}}$ ) με το εξωτερικό και εσωτερικό



περιβάλλον, αντίστοιχα. Η αύξηση της απορριπτόμενης θερμότητας του ατμοποιητή ( $Q_{\text{evap}}$ ) με σταθερή συμπίεση οδηγεί σε αύξηση του COP.

Από τα παραπάνω συνάγεται ότι η θερμοκρασία του ρευστού στην έξοδο του ψύκτη, αποτελεί την πιο σημαντική παράμετρο και εξαρτάται από την θερμοκρασία του εξωτερικού περιβάλλοντος και το μέγεθος του ψύκτη. Ακόμη, η πίεση στον ψύκτη επιλέγεται για το μέγιστο COP με δεδομένο το ψυκτικό αποτέλεσμα ( $Q_{\text{evap}}$ ) και τη θερμοκρασία στην έξοδο του ψύκτη.

Γενικά, το ψυκτικό αποτέλεσμα ( $Q_{\text{evap}}$ ) και ο συντελεστής συμπεριφοράς (COP) στη λειτουργία διακρίσιμου κύκλου είναι σχετικά μικρότερα από αυτές στη λειτουργία υποκρίσιμου κύκλου.

Επίσης, η ψυκτική ικανότητα και η απόδοση του ψυκτικού κυκλώματος εξαρτώνται από την ποσότητα του ψυκτικού ρευστού που δύναται να περιέχει και την θερμοκρασία εξωτερικού περιβάλλοντος. Η θερμοκρασία περιβάλλοντος δεν μπορεί να μεταβληθεί, τουλάχιστον στους αερόψυκτους ψύκτες, ενώ η παροχή μάζας του ψυκτικού καθορίζει την χωρητικότητα των εξαρτημάτων της ψυκτικής εγκατάστασης.

Εξαιτίας της μεγάλης πυκνότητας του R744 και των υψηλών πιέσεων που υφίστανται στον διακρίσιμο κύκλο, το ρευστό έχει μεγάλη ογκομετρική ψυκτική ικανότητα, το οποίο επιτρέπει την μείωση των διαστάσεων των εξαρτημάτων του κυκλώματος που χρησιμοποιούνται σε σχέση με άλλα ψυκτικά ρευστά. Όμως αυτό δεν σημαίνει και μικρότερη παροχή ισχύος στον συμπιεστή.

Ακόμη, οι αυξημένες πιέσεις λειτουργίας απαιτούν όλα τα εξαρτήματα να είναι μεγαλύτερης αντοχής, αλλά επιτρέπουν στο ψυκτικό κύκλωμα να πραγματοποιεί μεγαλύτερη συναλλαγή θερμότητας του ρευστού με το περιβάλλον.

Επειδή η σχέση συμπίεσης (λόγος μικρού – μεγάλου επιπέδου πιέσεων) του ψυκτικού κυκλώματος R744 είναι μικρότερη συγκρινόμενη με άλλα ψυκτικά ρευστά, έχει ως αποτέλεσμα την βελτίωση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης των συμπιεστών.

Επειδή οι ιδιότητες του ρευστού κοντά στο κρίσιμο σημείο του είναι απότομες και μη προβλέψιμες, θα ήταν προτιμότερο να μην διέρχεται κάποια φάση του ψυκτικού κύκλου από αυτό το σημείο, ειδικά κατά τη φάση της ψύξης του διακρίσιμου ρευστού που γίνεται στον εναλλάκτη ψύξης.

Επιπλέον, τα επίπεδα πιέσεων του ψυκτικού κύκλου καθορίζονται ουσιαστικά από τις θερμοκρασίες των δύο περιβαλλόντων (εσωτερικού και εξωτερικού). Η θερμοκρασία εσωτερικού περιβάλλοντος ( $T_r$ ), στην οποία θέλουμε να αποδώσουμε το ψυκτικό αποτέλεσμα, καθορίζει την θερμοκρασία στον ατμοποιητή ( $T_{\text{evap}}$ ), η οποία σύμφωνα με το διάγραμμα P – h του R744 (Εικόνα 2-10) καθορίζει το επίπεδο χαμηλών πιέσεων του κύκλου, δηλαδή την πίεση στην αναρρόφηση του συμπιεστή. Ενώ, η θερμοκρασία εξωτερικού περιβάλλοντος ( $T_{\text{ambient}}$ ) καθορίζει το επίπεδο της θερμοκρασίας στην έξοδο του ψύκτη ( $T_{\text{gc}}$ ), η οποία όμως εμμέσως καθορίζει το επίπεδο υψηλών πιέσεων του κύκλου για λειτουργία του ψυκτικού κύκλου σε βέλτιστο COP, δηλαδή την πίεση στην κατάθλιψη του συμπιεστή.

Τελικό συμπέρασμα αποτελεί πως η λειτουργία του R744 πραγματοποιείται, κατά κόρον, σε διακρίσιμο ψυκτικό κύκλο, ειδικά στα θερμά κλίματα, ο οποίος διαφέρει αρκετά από τους υποκρίσιμους κύκλους των συμβατικών ψυκτικών μέσων, προκαλώντας αρκετές τροποποιήσεις στο ψυκτικό κύκλωμα. Αιτία της λειτουργίας σε διακρίσιμο ψυκτικό κύκλο είναι το κρίσιμο σημείο του διοξειδίου του άνθρακα και ειδικότερα η χαμηλή κρίσιμη θερμοκρασία του ( $T_{\text{cr}}$ ).

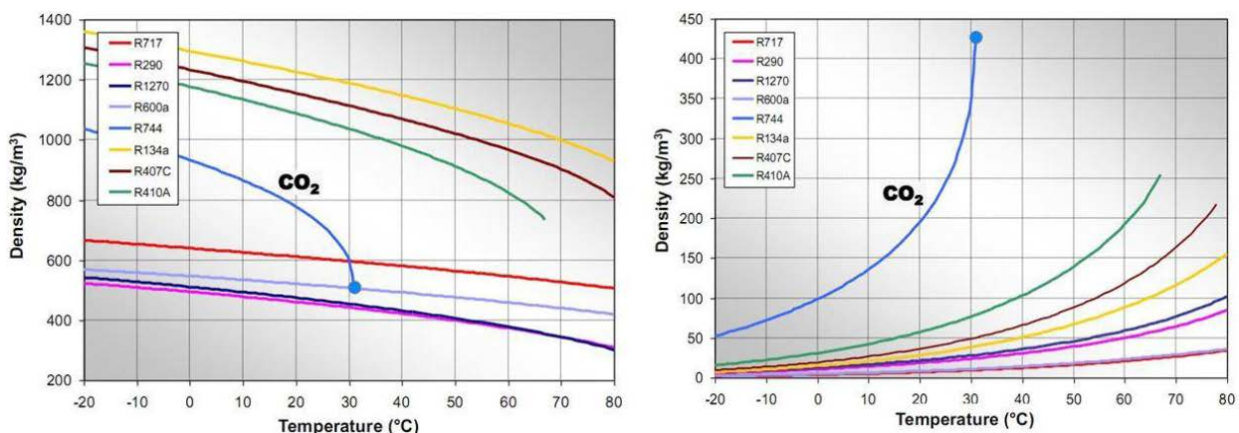
## 2.6 Σύγκριση R744 με άλλα Ψυκτικά Μέσα

Συγκρίνοντας το R744 με άλλα ψυκτικά ρευστά που έχουν χρησιμοποιηθεί ευρέως στο παρελθόν και το παρόν, παρατηρούμε ότι εξαιρώντας το κρίσιμο σημείο του (χαμηλή κρίσιμη θερμοκρασία, υψηλή κρίσιμη πίεση) οι υπόλοιπες ιδιότητες του είτε είναι παρόμοιες είτε υπερέρχουν των υπολοίπων ψυκτικών, όπως φαίνεται και στην παρακάτω Εικόνα.

	R-744	R-12	R-22	R-134a	R-407C	R-410A	R-717	R-290
ODP/GWP	0/1	1/8500	0.05/1700	0/1300	0/1600	0/1900	0/0	0/3
Flammability/toxicity	N/N	N/N	N/N	N/N	N/N	N/N	Y/Y	Y/N
Molecular mass (kg/kmol)	44	120.9	86.5	102	86.2	72.6	17	44.1
Normal boiling point (°C)	-78.4	-29.8	-40.8	-26.2	-43.8	-52.6	-33.3	-42.1
Critical pressure (MPa)	7.38	4.11	4.97	4.07	4.64	4.79	11.42	4.25
Critical temperature	31.1	112	96	101.1	86.1	70.2	133	96.7
Reduced pressure	0.47	0.07	0.1	0.07	0.11	0.16	0.04	0.11
Reduced temperature	0.9	0.71	0.74	0.73	0.76	0.79	0.67	0.74
Refrigeration capacity (kJ/m <sup>3</sup> ) 0 °C	22545	2734	4356	2868	4029	6763	4382	3907

Εικόνα 2-15 Σύγκριση Ιδιοτήτων R744 και Κοινών Ψυκτικών Μέσων [38]

Όπως η μεγάλη του ογκομετρική ψυκτική ικανότητα, η οποία εκφράζει τον λόγο της πυκνότητας ατμού προς την λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης και είναι ιδιαιτέρως υψηλή λόγω της μεγάλης πυκνότητας ατμού που το χαρακτηρίζει (για τους 0°C), σε σχέση με τα υπόλοιπα κοινά ψυκτικά ρευστά, ενώ η πυκνότητα υγρού του είναι σχετικά ίση με τις υπόλοιπες, όπως είναι εμφανές στα παρακάτω διαγράμματα.



Εικόνα 2-16 Διαγράμματα ρ - T Υγρού και Ατμού R744 [38]

Στην παρακάτω Εικόνα γίνεται μια σύγκριση ψυκτικών κυκλωμάτων που χρησιμοποιούν R744 με αντίστοιχα κυκλώματα που χρησιμοποιούν τις πιο κοινές κατηγορίες ψυκτικών μέσων για διάφορες παραμέτρους. Η σύγκριση γίνεται με βάση την πιο διαδεδομένη κατηγορία ψυκτικών μέσων τους υδροφθοράνθρακες (HFC's), όπως το R134a και το R410A, οι οποίοι πρόκειται να αντικατασταθούν λόγω των μεγάλων τιμών GWP, σύμφωνα με το Fgas regulation της Ευρωπαϊκής Ένωσης. Οι υπόλοιπες κατηγορίες είναι οι υδρογονάνθρακες (HC's) και οι υδροφθορολεφίνες (HFO's) και ένα άλλο φυσικό ρευστό η αμμωνία (R717).

Είναι εμφανές ότι στις περισσότερες παραμέτρους το R744 δεν υπερέρχει από τα υπόλοιπα ψυκτικά ρευστά, πέραν των HFO's. Όμως δεν έχουν όλοι οι παράμετροι την ίδια βαρύτητα. Οι περιβαλλοντικοί δείκτες, την συγκεκριμένη χρονική περίοδο, αποτελούν την σημαντικότερη παράμετρο και ακολουθούν η ασφάλεια και το κόστος, στα οποία το R744 υπερέρχει ή είναι τουλάχιστον συγκρίσιμο με τα υπόλοιπα ψυκτικά ρευστά.

	R744	HFOs	HCs	R717
Capacity	Green	Orange	Orange	Orange
Efficiency	Orange	Red	Orange	Green
Pressure	Red	Orange	Orange	Orange
Environmental impact	Green	Orange	Green	Green
Flammability	Green	Red	Red	Red
Toxicity	Orange	Red	Orange	Green
Availability of refrigerant	Orange	Red	Red	Green
Availability of components	Orange	Red	Orange	Green
Availability of expertise	Orange	Red	Red	Orange
Cost of refrigerant	Green	Red	Green	Green
Cost of system	Red	Orange	Orange	Red

- Refrigerant is similar to HFCs;
- Aspect of the refrigerant is worse than HFCs;
- Aspect of the refrigerant is better than HFCs.

HFO: Hydro Fluoro Olefin, e.g., R1234yf

HC: Hydro Carbon, e.g., R290

R717: Ammonia

*Εικόνα 2-17 Γενική Σύγκριση του R744 με Κατηγορίες Ψυκτικών Μέσων [37]*

Το R744 υπερέχει σε παραμέτρους όπως οι περιβαλλοντικοί δείκτες, η ψυκτική ικανότητα (capacity), η ευφλεκτότητα και το κόστος αγοράς του ψυκτικού για τους λόγους που εξηγήθηκαν στα προηγούμενα κεφάλαια. Από την άλλη πλευρά, δεν υπερέχει σε παραμέτρους όπως:

- Η απόδοση, λόγω του χαμηλού COP, στον διακρίσιμο ψυκτικό κύκλο.
- Τα επίπεδα πίεσης, καθώς είναι ιδιαίτερος υψηλά, λόγω της χαμηλής κρίσιμης θερμοκρασία του.
- Η τοξικότητα, η οποία δεν αναφέρεται σε ατμοσφαιρικές συνθήκες, όπου εκεί είναι μη τοξικό, αλλά λόγω των αυξημένων πιέσεων στο ψυκτικό κύκλωμα λειτουργίας δημιουργούνται διάφορα θέματα επικινδυνότητας. Όπως ότι υπάρχει κίνδυνος ασφυξίας όταν βρίσκεται σε μεγάλες συγκεντρώσεις, κίνδυνος διαρροής λόγω των υψηλών πιέσεων κλπ.
- Η δύσκολη διαθεσιμότητα του από το εμπόριο, καθώς δεν είναι ένα κοινό ψυκτικό ρευστό.
- Η δύσκολη διαθεσιμότητα των εξαρτημάτων του, καθώς λόγω των υψηλών πιέσεων λειτουργίας απαιτείται αυξημένη αντοχή αυτών.
- Η δυσκολία στην εύρεση τεχνικών συντήρησης και παροχής τεχνικής γνώσης επί των ψυκτικών εγκαταστάσεων του, καθώς απαιτεί εξειδικευμένες γνώσεις και εργασίες.
- Το αυξημένο κόστος εγκατάστασης της ψυκτικής εγκατάστασης, κυρίως λόγω των μεγάλων επιπέδων πίεσης.

### 3 Διακρίσιμος Ψυκτικός Κύκλος R744 με Δύο Ejectors και Ενδιάμεση Συμπύεση (NERC)

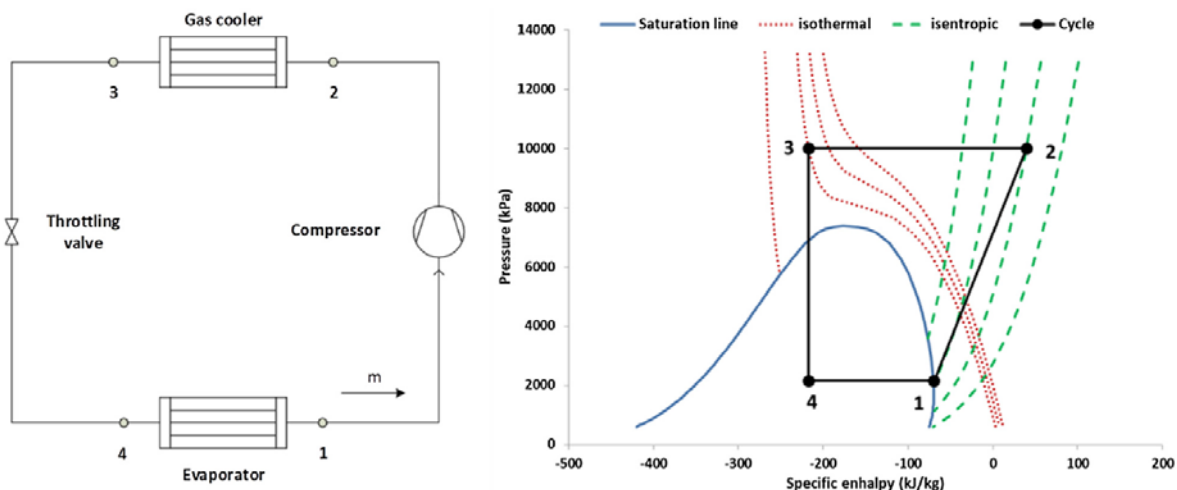
Από το σύνολο των προαναφερθέντων είναι κατανοητό, ότι το ψυκτικό μέσο R744, λόγω της χαμηλής κρίσιμης θερμοκρασίας του, η οποία πολλές φορές βρίσκεται στο ίδιο ή/και χαμηλότερο επίπεδο της εξωτερικής θερμοκρασίας περιβάλλοντος, λειτουργεί στα περισσότερα ψυκτικά κυκλώματα στον διακρίσιμο ψυκτικό κύκλο. Σε αυτήν την περίπτωση, ο συντελεστής συμπεριφοράς (COP) της ψυκτικής εγκατάστασης είναι μικρότερος έναντι της λειτουργίας σε υποκρίσιμο ψυκτικό κύκλο.

Στον παρόν κεφάλαιο θα παρουσιαστεί μια μέθοδος βελτίωσης του COP μιας ψυκτικής εγκατάστασης που λειτουργεί με ψυκτικό μέσο R744 στον διακρίσιμο ψυκτικό κύκλο, χρησιμοποιώντας δύο ejectors, αντί εκτονωτικών βαλβίδων, κατά την φάση εκτόνωσης του ρευστού και έναν επιπλέον συμπιεστή για την ενδιάμεση συμπύεση του ρευστού (NERC – New Ejector Refrigeration Cycle).

#### 3.1 Συμβατικά Ψυκτικά Συστήματα με Ψυκτικό Κύκλο R744

Κατά καιρούς έχουν γίνει αρκετές προσπάθειες βελτίωσης του COP σε ψυκτικά κυκλώματα του R744 που λειτουργούν σε διακρίσιμο ψυκτικό κύκλο, διότι υπεισέρχονται αρκετές διαφορές στον σχεδιασμό και στον έλεγχο του συστήματος. Παρακάτω παρατίθενται κάποια θεωρητικά μοντέλα συμβατικών ψυκτικών συστημάτων με σκοπό τη βελτίωση του COP, όταν χρησιμοποιείται ως ψυκτικό ρευστό το R744:

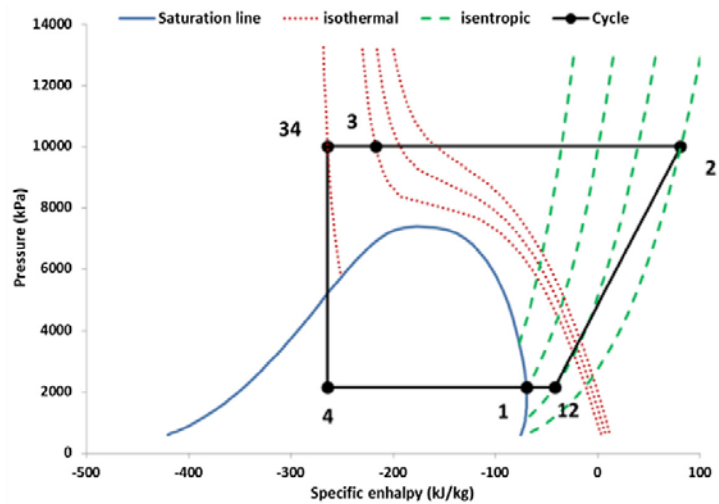
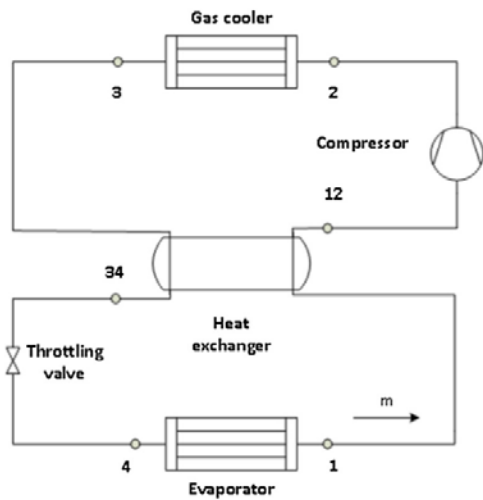
- **Βασικό Ψυκτικό Σύστημα:** Είναι ίδιο με τη ψυκτική μηχανή που αναλύθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο, με τη διαφορά ότι λειτουργεί με διακρίσιμο ψυκτικό κύκλο, οπότε αντί του συμπυκνωτή (condenser), χρησιμοποιείται ψύκτης (gas cooler). Για να λειτουργήσει με ικανοποιητικό COP, θα πρέπει η θερμοκρασία εξωτερικού περιβάλλοντος να μην ξεπερνά τους 20 – 25 °C. Επίσης, δύναται να δουλέψει και σε υποκρίσιμο κύκλο για χαμηλότερες θερμοκρασίες.



Εικόνα 3-1 Βασικό Ψυκτικό Σύστημα και Διάγραμμα P - h Διακρίσιμου Κύκλου [41]

- **Ψυκτικό Σύστημα με Εσωτερικό Εναλλάκτη:** Χρησιμοποιείται ένας επιπλέον εναλλάκτης, όπου πραγματοποιείται συναλλαγή θερμότητας μεταξύ του ατμού στην έξοδο του ατμοποιητή και του διακρίσιμου ρευστού στην έξοδο του ψύκτη, προκειμένου γίνει υπερθέρμανση του ατμού (1→12) πριν εισέλθει στην είσοδο του συμπιεστή και υπόψυξη του διακρίσιμου ρευστού (3→34) πριν εισέλθει στην εκτονωτική βαλβίδα. Αποτέλεσμα των

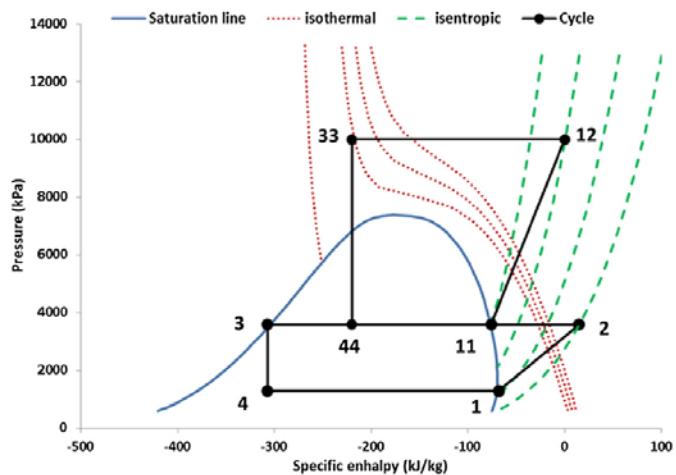
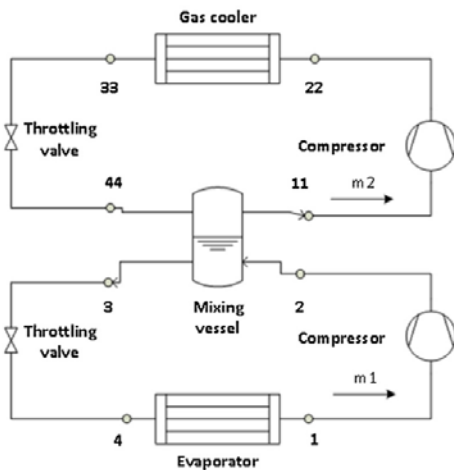
παραπάνω είναι η αύξηση του ψυκτικού αποτελέσματος, δηλαδή της απορροφούμενης θερμότητας από τον ατμοποιητή [ $Q_{\text{evap}} = m \cdot (h_{12} - h_4)$ ] και εν τέλει η βελτίωση του COP.



Εικόνα 3-2 Ψυκτικό Σύστημα και Διάγραμμα P - h με Ενδιάμεσο Εναλλάκτη [41]

- **Ψυκτικό Σύστημα με Συμπίεση Δύο Σταδίων:** Στο σύστημα υφίστανται δύο συμπιεστές χωρίζοντας τον ψυκτικό κύκλο σε τρία επίπεδα πιέσεων. Έτσι, υπάρχει ο συμπιεστής χαμηλής συμπίεσης για το χαμηλό επίπεδο πιέσεων και ο συμπιεστής υψηλής συμπίεσης για το υψηλό επίπεδο πιέσεων. Ουσιαστικά, είναι σαν να έχουμε δύο κυκλώματα, όπου το χαμηλής πίεσης λειτουργεί σε υποκρίσιμο κύκλο και το υψηλής σε διακρίσιμο κύκλο, διαμοιράζοντας το συνολικό έργο συμπίεσης ( $W_{\text{comp}}$ ) σε δύο μικρότερα επιμέρους ( $W_{\text{compLT}} + W_{\text{compHP}}$ ), με σκοπό να το μειώσουν τη συνολική κατανάλωση.

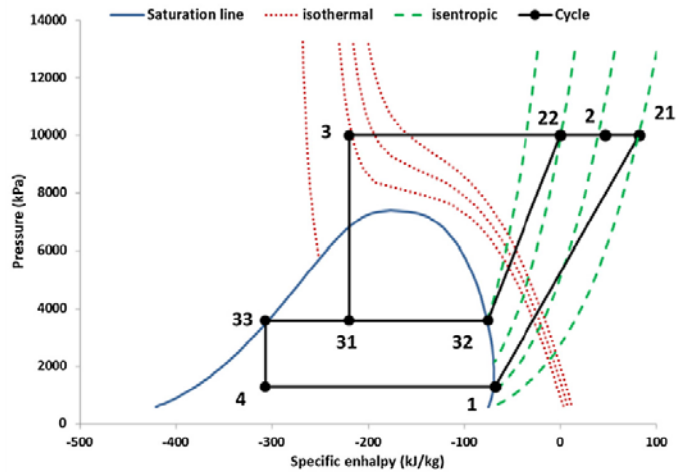
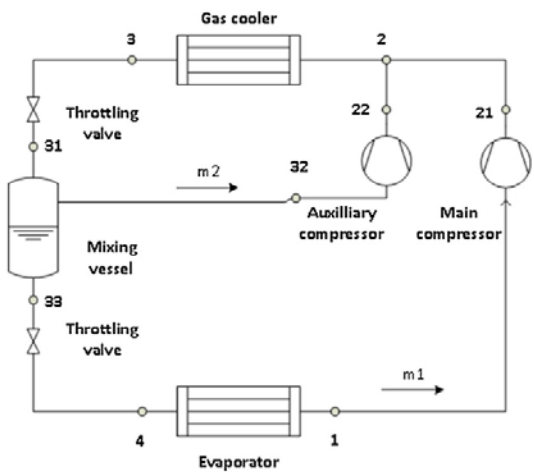
$$W_{\text{comp}} = W_{\text{compLT}} + W_{\text{compHP}} = m \cdot (h_2 - h_1) + m \cdot (h_{12} - h_{11})$$



Εικόνα 3-3 Ψυκτικό Σύστημα και Διάγραμμα P - h Δύο Σταδίων Συμπίεσης [41]

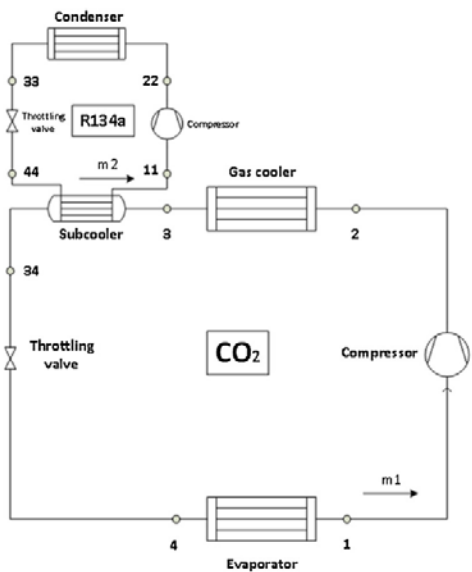
- **Ψυκτικό Σύστημα με Δύο Συμπιεστές Παράλληλα:** Σε αυτό το σύστημα υφίστανται επίσης δύο συμπιεστές, με σκοπό τον διαμοιρασμό της μάζας του ρευστού, προκειμένου να μειωθεί το συνολικό έργο συμπίεσης, επιμερίζοντας το σε δύο μικρότερης παροχής συμπιεστές. Καθώς, η κατανάλωση έργου συμπίεσης είναι συναρτήσεως της παροχής μάζας του ρευστού και της διαφοράς των ενθαλιπών αναρρόφησης και κατάθλιψης του συμπιεστή.

$$W_{\text{comp}} = m_1 \cdot (h_{21} - h_1) + m_2 \cdot (h_{22} - h_{32})$$

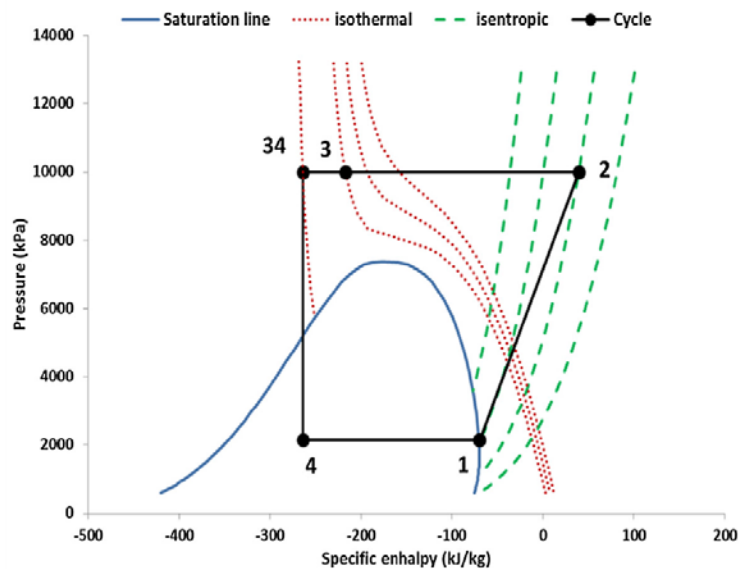


Εικόνα 3-4 Ψυκτικό Σύστημα και Διάγραμμα P - h με Δύο Συμπιεστές εν Παραλλήλω [41]

- Ψυκτικό Σύστημα με Πρόσθετη Υπόψυξη: Σε αυτό το σύστημα γίνεται πρόσθετη μηχανική υπόψυξη (3→34), προκειμένου να απορριφθεί θερμότητα από το ρευστό, μειώνοντας τη θερμοκρασία του στην έξοδο του ψύκτη. Έτσι, αυξάνονται οι συναλλασσόμενες θερμοκρασίες των εναλλακτών ψύξης και ατμοποίησης, με αποτέλεσμα την αύξηση του ψυκτικού αποτελέσματος [ $Q_{evap} = m \cdot (h_1 - h_4)$ ]. Εδώ όμως θα πρέπει να συμπεριληφθεί στο καταναλισκόμενο έργο συμπίεσης και αυτό του βοηθητικού συστήματος που ενεργεί την υπόψυξη.



$$W_{comp} = W_{CO_2} + W_{R134a}$$



Εικόνα 3-5 Ψυκτικό Σύστημα και Διάγραμμα P - h με Πρόσθετη Υπόψυξη [41]

Από τα παραπάνω ψυκτικά συστήματα, σύμφωνα με τη βιβλιογραφία, όλα βελτιώνουν τον συντελεστή συμπεριφοράς (COP), σε σχέση με το βασικό σύστημα. Αυτά που δίνουν τους υψηλότερους COP είναι το σύστημα δύο σταδίων συμπίεσης και το σύστημα με πρόσθετη μηχανική υπόψυξη. [41]

Τέλος, αναφέρονται και τα *cascade* ψυκτικά συστήματα, όπου αποτελούνται από δύο ξεχωριστά ψυκτικά κυκλώματα, τα οποία χρησιμοποιούν και δύο διαφορετικά ρευστά, γι' αυτό λέγονται και υβριδικά συστήματα:

- Το χαμηλού σταδίου, στο οποίο λειτουργεί ψυκτικό κύκλωμα με R744 σε υποκρίσιμο κύκλο, όπου ψύχεται σε έναν εναλλάκτη προσφέροντας θερμότητα σε ένα δευτερεύων ψυκτικό ρευστό.

- Το υψηλού σταδίου, στο οποίο λειτουργεί άλλο ψυκτικό ρευστό και απορροφά στον εν λόγω εναλλάκτη την απορριπτόμενη θερμότητα, από το έτερο σύστημα του R744, για την εξάτμιση του.

Τα παραπάνω ψυκτικά συστήματα αποτελούν θεωρητικά μοντέλα και μπορεί να βελτιώνουν τον COP, αλλά πιθανόν αυξάνουν το κόστος της ψυκτικής εγκατάστασης ή δεν εκμεταλλεύονται πλήρως τις ιδιότητες του R744. Γι' αυτό έχουν πραγματοποιηθεί αρκετές μελέτες βελτίωσης του COP του διακρίσιμου ψυκτικού κύκλου του R744 τροποποιώντας το βασικό ψυκτικό κύκλωμα, το οποίο πρώτοι εισήγαγαν οι *Lorentzen* και *Pettersen* (1992).

### 3.2 Χρήση Ejector (Εκτοξευτή) αντί Εκτονωτικής Βαλβίδας

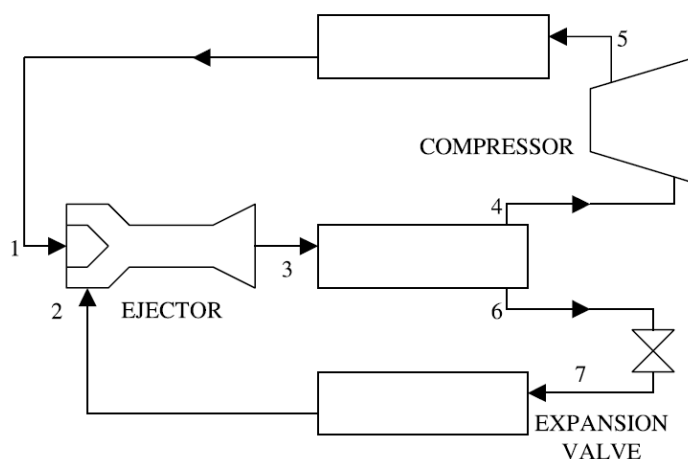
Οι *Robinson* και *Groll* (1998) ανακάλυψαν ότι η ισενθαλπική εκτόνωση στην βαλβίδα, είναι ο κυριότερος παράγοντας μη αναστρεψιμότητας του διακρίσιμου κύκλου, εξαιτίας της διαδρομής που ακολουθείται, κατά την εκτόνωση, από την υπερκρίσιμη περιοχή στην υποκρίσιμη περιοχή εντός της καμπύλης κορεσμού, όπου υφίσταται μίγμα υγρού/ατμού.

Αργότερα ο *Brown* (2002), αξιολογώντας την απόδοση του R744 σε κοινές κλιματιστικές εφαρμογές, έκανε ανάλυση της παραγόμενης εντροπίας στον ψυκτικό κύκλο. Από την οποία συμπεράνε ότι όσο υψηλότερο είναι το επίπεδο μη αναστρεψιμότητας στην εκτονωτική βαλβίδα και στον ψύκτη (gas cooler), τόσο χαμηλότερος είναι ο COP του ψυκτικού συστήματος. [42]

Για την αντικατάσταση της εκτονωτικής βαλβίδας προτάθηκαν αρκετές συσκευές εκτόνωσης (free piston expander - compressor, vortex tube, expansion work output device) για να ανακτήσουν τις απώλειες κατά την φάση της εκτόνωσης του R744. Ο *Liu* (2002) παρουσίασε μια νέα θερμοδυναμική ανάλυση του διακρίσιμου ψυκτικού κύκλου του R744 χρησιμοποιώντας έναν ejector (εκτοξευτής) αντί της εκτονωτικής βαλβίδας, εισάγοντας έναν νέο διακρίσιμο ψυκτικό κύκλο για το R744, βασιζόμενος στην ιδέα του *Kornhauser* (1990), ο οποίος πρώτος χρησιμοποίησε ejector στην φάση της εκτόνωσης στον ψυκτικό κύκλο του R12.

#### 3.2.1 Λειτουργία Διακρίσιμου Ψυκτικού κύκλου με ejector

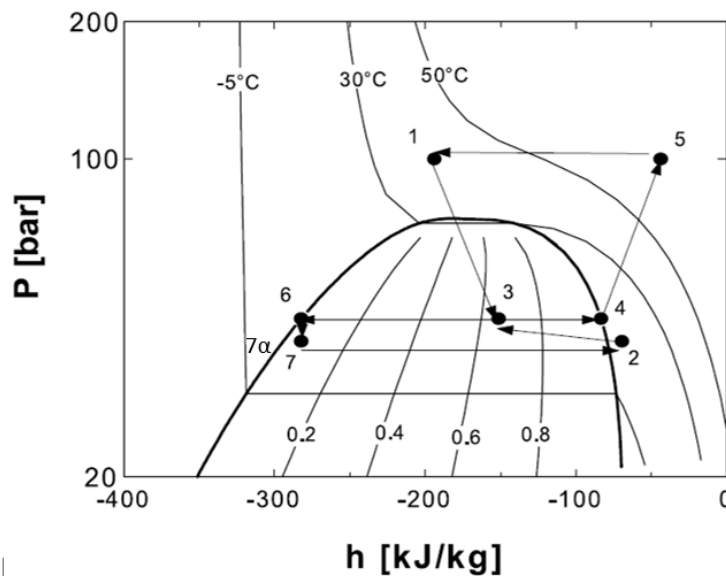
Στον εν λόγω ψυκτικό κύκλο χρησιμοποιείται ένας ejector δύο φάσεων, αντί της βαλβίδας ισενθαλπικής εκτόνωσης, για να ανακτήσει ένα μέρος της κινητικής ενέργειας του ρευστού, κατά τη φάση της εκτόνωσης. Αποτέλεσμα αυτού ήταν η αύξηση της πίεσης αναρρόφησης στον συμπιεστή, το οποίο οδηγεί στην κατανάλωση λιγότερου έργου συμπίεσης και την βελτίωση της απόδοσης του ψυκτικού κύκλου. Στην παρακάτω Εικόνα παρουσιάζεται η διάταξη του εν λόγω ψυκτικού κύκλου με ejector εκτόνωσης.



Εικόνα 3-6 Διάταξη Ψυκτικού Κύκλου με Ejector Εκτόνωσης [42]

Η διάταξη του παραπάνω ψυκτικού κυκλώματος εισάγει κάποιες διαφορές σε σχέση με το κύκλωμα του βασικού ψυκτικού κύκλου, οι οποίες είναι:

- Ο διαχωριστής (separator), ο οποίος έχει διττό σκοπό. Η βασική του λειτουργία είναι να παραλαμβάνει από τον ejector το εκτονωμένο μίγμα υγρού/ατμού (θέση 3) και να το διαχωρίζει σε κορεσμένο ατμό ( $x = 1$ ), θέση 4, και κορεσμένο υγρό ( $x = 0$ ), θέση 6, διατηρώντας την πίεση σταθερή, ενώ δευτερευόντως λειτουργεί ως αποθηκευτικός χώρος του ψυκτικού ρευστού.
- Ο εκτοξευτής (ejector), ο οποίος παραλαμβάνει από δύο ακροφύσια το ψυκτικό μέσο. Στην κύρια είσοδο του (motive) εισέρχεται το διακρίσιμο ρευστό από την έξοδο του ψύκτη (θέση 1) και από τη δευτερεύουσα είσοδο του (suction) εισέρχεται ο υπέρθερμος ατμός χαμηλής πίεσης από την έξοδο του ατμοποιητή (θέση 2). Έπειτα, αναμιγνύει τα δύο ρευστά, εκτονώνοντας το τελικό μίγμα υγρού/ατμού (θέση 3).



Εικόνα 3-7 Διάγραμμα P - h Ψυκτικού Κύκλου με Ejector Εκτόνωσης [42]

Εξαιτίας του ejector εισάγεται μια επιπλέον πολύ σημαντική παράμετρος, ο **λόγος διοχέτευσης w του ejector (entrainment ratio)**, ο οποίος εκφράζει τον λόγο των μαζών της δευτερεύουσας (θέση 2) εισόδου του ( $\dot{m}_s$ ) προς της κύριας (θέση 1) εισόδου του ( $\dot{m}_m$ ).

$$w = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_m} \quad (1)$$

Επίσης, ο διαχωριστής εισάγει την ήδη γνωστή παράμετρο της ποιότητας  $x$  του ρευστού (quality), που υποδηλώνει την αναλογία ατμού/υγρού που υπάρχει στο μίγμα του ρευστού, όταν αυτό βρίσκεται εντός της καμπύλης κορεσμού, η οποία επίσης έχει κύριο ρόλο στην λειτουργία του ψυκτικού κύκλου.

Κορεσμένος Ατμός:  $x = 1$

Κορεσμένο Υγρό:  $x = 0$

Για την επεξήγηση της λειτουργίας του ψυκτικού κύκλου θα θεωρήσουμε ότι, η μάζα που εισέρχεται στον συμπιεστή είναι  $\dot{m}_m = 1 \text{ kg/s}$ , άρα η μάζα που εισέρχεται στον ατμοποιητή είναι  $\dot{m}_s = w \text{ kg/s}$ .

Όπως έχει αναφερθεί πρωτίτερα, η θερμοκρασία στην είσοδο του ατμοποιητή ( $T_7$ ) είναι δεδομένη. Μέσω της θερμοκρασίας  $T_7 = T_{7\alpha}$  ( $x = 0$ ), βρίσκουμε την πίεση στον ατμοποιητή ( $P_7$ ) που καθορίζει το επίπεδο χαμηλής πίεσης του κύκλου. Επίσης, είναι δεδομένη και η θερμοκρασία στην έξοδο του ψύκτη ( $T_1$ ), αφού καθορίζεται από την θερμοκρασία εξωτερικού περιβάλλοντος.



Ενώ, η πίεση στον ψύκτη ( $P_5 = P_2$ ) καθορίζεται από την θερμοκρασία  $T_1$  για μέγιστο COP και αποτελεί το επίπεδο υψηλής πίεσης.

Ο κορεσμένος ατμός (θέση 4), παροχής  $\dot{m} = 1 \text{ kg/s}$  συμπιέζεται και εξέρχεται από τον συμπιεστή ως διακριτικό ρευστό υψηλής πίεσης (θέση 5). Έπειτα, διέρχεται από τον ψύκτη όπου αποβάλλει τη θερμότητα στο εξωτερικό περιβάλλον και έπειτα εισέρχεται στην κύρια είσοδο του ejector (θέση 1). Παράλληλα, στην δευτερεύουσα είσοδο του ejector (θέση 2) εισέρχεται ο υπέρθερμος ατμός χαμηλής πίεσης, παροχής μάζας  $\dot{m} = w \text{ kg/s}$ , από την έξοδο του ατμοποιητή. Στον ejector αναμιγνύονται τα δύο ρευστά, όπου προκύπτει ένα μίγμα υγρού/ατμού ενδιάμεσης πίεσης (θέση 3) από τα δύο επίπεδα του κύκλου, εγγύτερα στο επίπεδο χαμηλής πίεσης. Εν συνεχεία, το μίγμα εισέρχεται στον διαχωριστή, όπου διαχωρίζεται σε κορεσμένο ατμό (θέση 4), παροχής  $\dot{m} = 1 \text{ kg/s}$  και κορεσμένο υγρό (θέση 6), παροχής  $\dot{m} = w \text{ kg/s}$ . Τέλος, ο κορεσμένος ατμός εισέρχεται στον συμπιεστή, ενώ το κορεσμένο υγρό αφού εκτονωθεί ισενθαλπικά (θέση 7), προκειμένου να πέσει η πίεση του στο επίπεδο χαμηλής πίεσης του ατμοποιητή, εισέρχεται στον ατμοποιητή ως μίγμα υγρού/ατμού κλείνοντας τον κύκλο.

Με αυτή τη λειτουργία του κύκλου επιτυγχάνονται τα παρακάτω:

- Μέσω του διαχωριστή και της μετέπειτα όδευσης του μίγματος χαμηλής ενθαλπίας ( $h_7$ ) στον ατμοποιητή αυξάνεται το ψυκτικό αποτέλεσμα [ $Q_{\text{evap}} = w \cdot (h_2 - h_7)$ ]. Καθώς, αν μετά την εκτόνωση του ejector εισερχόταν το μίγμα μεγαλύτερης ενθαλπίας ( $h_3 > h_7$ ), στον ατμοποιητή θα είχαμε μικρότερο ψυκτικό αποτέλεσμα [ $Q_{\text{evap}} = w \cdot (h_2 - h_3)$ ].
- Μέσω του ejector εισάγεται ένα επιπλέον επίπεδο, ενδιάμεσης πίεσης, δημιουργώντας έτσι στον ψυκτικό κύκλο τρία επίπεδα πίεσης. Καθώς, πέραν αυτού της υψηλής πίεσης στον ψύκτη και αυτού της χαμηλής πίεσης στον ατμοποιητή, εισάγεται και ένα ενδιάμεσο επίπεδο αυτό του διαχωριστή, στην έξοδο της εκτόνωσης ejector. Με την εκτόνωση του μίγματος ρευστού, από τον ejector σε ενδιάμεση πίεση, λίγο μεγαλύτερη από την χαμηλή πίεση του κύκλου και την όδευση του κορεσμένου ατμού, μετά τον διαχωριστή, στην είσοδο του συμπιεστή, έχουμε ως αποτέλεσμα την αύξηση της πίεσης στην αναρρόφηση του συμπιεστή. Οπότε έτσι, ο συμπιεστής θα καταναλώσει λιγότερο έργο συμπίεσης, από την περίπτωση που θα λάμβανε στην αναρρόφηση του ατμό χαμηλού επιπέδου πίεσης από την έξοδο του ατμοποιητή.

Ως εκ τούτου, λόγω του μικρότερου έργου συμπίεσης αυξάνεται ο COP του εν λόγω ψυκτικού κύκλου. Επίσης, παρατηρούμε ότι στο κύκλωμα η συνολική παροχή μάζας του ρευστού είναι  $\dot{m} = (1+w) \text{ kg/s}$ , η οποία εισέρχεται εξ ολοκλήρου μόνο στον ejector και στον διαχωριστή, δηλαδή στο επίπεδο ενδιάμεσης πίεσης. Στον συμπιεστή και στον ψύκτη εισέρχεται παροχή μάζας  $\dot{m} = 1 \text{ kg/s}$ , ενώ στον ατμοποιητή εισέρχεται παροχή μάζας  $\dot{m} = w \text{ kg/s}$

### 3.2.2 Μοντελοποίηση Διαχωριστή (Separator)

Για την μοντελοποίηση του Διαχωριστή λαμβάνονται υπόψη κάποιες παραδοχές:

- Λειτουργεί σε σταθερή κατάσταση (steady state)
- Αμελούνται οι θερμικές του απώλειες, καθώς θεωρείται μονωμένος
- Ο διαχωρισμός του μίγματος σε κορεσμένο ατμό και υγρό είναι σε ισορροπία
- Στις εξόδους του δίνει κορεσμένο υγρό και ατμό
- Οι μεταβολές κινητικής και δυναμικής ενέργειας του ρευστού θεωρούνται αμελητέες

Κάτω από αυτές τις συνθήκες, η αρχή διατήρησης της μάζας στον διαχωριστή είναι:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_6 \quad (2)$$

Επίσης, η μάζα στον συμπιεστή είναι:

$$\dot{m}_4 = x \cdot \dot{m}_3 \quad (3)$$

Και η μάζα στον ατμοποιητή είναι:

$$\dot{m}_6 = (1 - x) * \dot{m}_3 \quad (4)$$

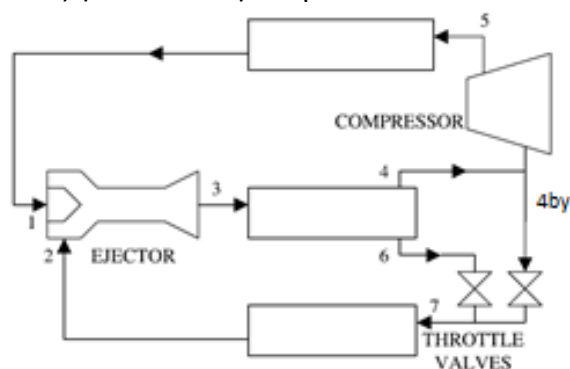
Όμως, από την (1) και επειδή  $m_6 = m_5$  και  $m_4 = m_m$ , τότε παίρνουμε:

$$\dot{m}_6 = w * \dot{m}_4 \quad (5)$$

Αντικαθιστώντας την (5) στην (4) και διαιρώντας κατά μέλη με την (3), παίρνουμε:

$$(1 + w) * x = 1 \quad (6)$$

Η (6) εισάγει έναν **περιορισμό** στην λειτουργία του κύκλου, η οποία υποδηλώνει ουσιαστικά, την αρχή διατήρηση της μάζας για τη **σταθερή κατάσταση λειτουργίας** του διακρίσιμου ψυκτικού κύκλου. Όμως, η διαμόρφωση (γεωμετρικά χαρακτηριστικά κλπ) εκάστου ejector είναι δεδομένη και ο λόγος διοχέτευσης ( $w$ ) καθορίζεται από τις ροές στο κύριο ( $m$ ) και στο δευτερεύων ( $s$ ) ακροφύσιο εισόδου και την πίεση στην έξοδο του διαχύτη. Προκειμένου να χαλαρώσουμε τον περιορισμό (6), μεταξύ του λόγου διοχέτευσης ( $w$ ) και της ποιότητας ( $x$ ) του εξερχόμενου ρευστού στην έξοδο του διαχύτη, δημιουργούμε μια απομάστευση ατμού στον εξερχόμενο κορεσμένο ατμό (θέση 4by), όπως φαίνεται στην παρακάτω Εικόνα.



Εικόνα 3-8 Διάταξη Ψυκτικού Κύκλου με Ejector Εκτόνωσης και Απομάστευση [42]

Οπότε, μέσω της απομάστευσης παροχής μάζας  $\dot{m}_{4by}$ , μέρος του κορεσμένου ατμού ανατροφοδοτείται στον ατμοποιητή, μέσω μιας εκτονωτικής βαλβίδας, στην οποία εκτονώνεται ο ατμός επιπέδου ενδιάμεσης πίεσης, προκειμένου να βρίσκεται στο ίδιο επίπεδο χαμηλής πίεσης με τον ατμοποιητή. Η εν λόγω εκτονωτική βαλβίδα του απομαστευμένου κορεσμένου ατμού ( $\dot{m}_{4by}$ ) και η έτερη εκτονωτική βαλβίδα του κορεσμένου υγρού ( $\dot{m}_6$ ) ρυθμίζουν την ποιότητα ( $x$ ) του ρευστού που εισέρχεται στον ατμοποιητή, προκειμένου να ικανοποιείται η αρχή διατήρησης της μάζας και να διατηρείται η σταθερή κατάσταση λειτουργίας. [43]

Βάσει των παραπάνω, η ισότητα της (6) μετατρέπεται σε ανισότητα και προκύπτουν οι παρακάτω εξισώσεις:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_{4by} + \dot{m}_5 \geq 1 \quad (7)$$

$$\dot{m}_5 = 1 \quad (8)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_{4by} + \dot{m}_6 = 1 + w \quad (9)$$

Οπότε προκύπτει ότι ο **περιορισμός σταθερής κατάστασης λειτουργίας** του διακρίσιμου ψυκτικού κύκλου γίνεται ανισοτικός:

$$(1 + w) * x \geq 1 \quad (10)$$

Η μοντελοποίηση του εν λόγω ψυκτικού κύκλου (CERC – Conventional Ejector Refrigerant Cycle) θα γίνει στο επόμενο κεφάλαιο.

### 3.2.3 Λειτουργία στο Εσωτερικό του Ejector

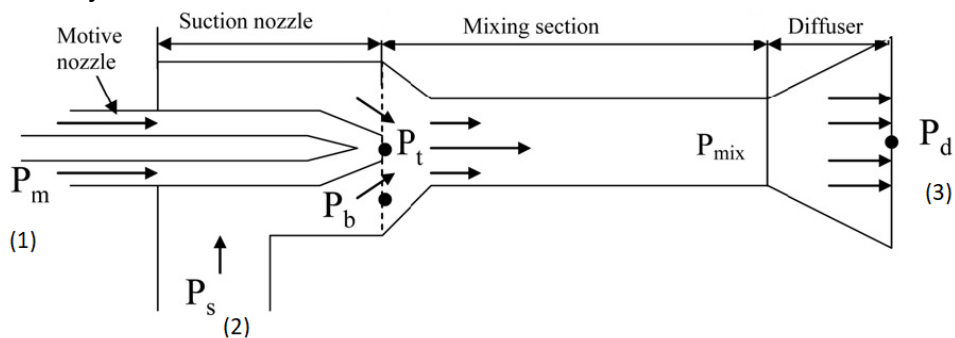
Ο ejector δύο φάσεων είναι μια συσκευή, που πλεονεκτεί έναντι άλλων εναλλακτικών για την αντικατάσταση της εκτονωτικής βαλβίδας στον διακρίσιμο ψυκτικό κύκλο του R744, με σκοπό την μείωση των απωλειών, κατά τη φάση της εκτόνωσης και κατ' επέκταση την βελτίωση του COP, για τους παρακάτω λόγους:

- Μικρό κόστος
- Δεν έχει κινούμενα μέρη
- Ικανότητα να αναμιγνύει δύο ρευστά διαφορετικών φάσεων
- Απλότητα Κατασκευής
- Σχετικά μικρή υποβάθμιση της εξέργειας

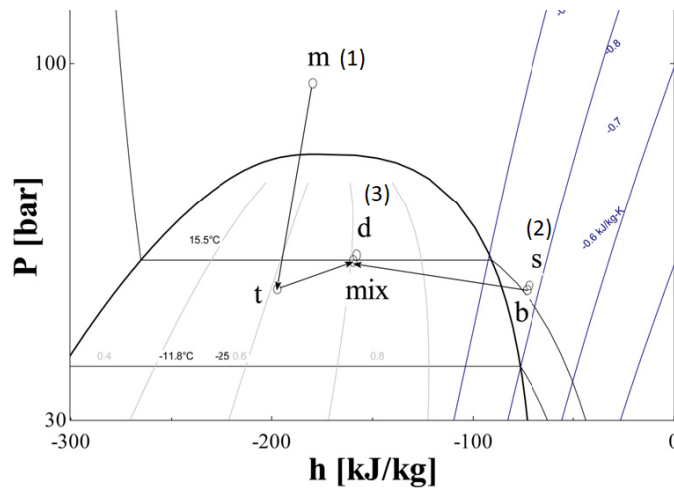


Εικόνα 3-9 Απεικόνιση Ejector (Εκτοξευτή) [44]

Στην παρακάτω Εικόνα παρουσιάζεται σε τομή το εσωτερικό του ejector, όπου είναι εμφανή τα ακροφύσια εισόδου που εισέρχονται τα δύο ρευστά, το τμήμα ανάμιξης τους και στο τέλος ο διαχύτης εξόδου. Επίσης, είναι σημειωμένες οι θέσεις εισόδων και εξόδου του, σύμφωνα με το διάγραμμα  $P - h$  της Εικόνας 3-7. Επιπλέον, στην Εικόνα 3-11 παρουσιάζεται το διάγραμμα  $P - h$  που αντιστοιχεί στις θερμοδυναμικές φάσεις από τις οποίες διέρχεται το ρευστό, εντός του εσωτερικού του ejector.



Εικόνα 3-10 Εσωτερική Δομή του Ejector [43]



Εικόνα 3-11 Θερμοδυναμικές Φάσεις στο Εσωτερικό του Ejector [43]

Το διακρίσιμο ρευστό από την έξοδο ψύκτη (θέση 1) εισέρχεται με υψηλή ταχύτητα στο κύριο ακροφύσιο (θέση m) του ejector και εκτονώνεται εισερχόμενο στην υποκρίσιμη κατάσταση (θέση t), όπου γίνεται μίγμα υγρού/ατμού. Παράλληλα, ο υπέρθερμος ατμός χαμηλής πίεσης από την έξοδο του ατμοποιητή (θέση 2) εισέρχεται με χαμηλή ταχύτητα στο δευτερεύων ακροφύσιο (θέση s) του ejector και εκτονώνεται ελαφρώς (θέση b).

Έπειτα, το μίγμα υψηλής ταχύτητας διοχετεύεται στον θάλαμο του ατμού χαμηλής ταχύτητας και ρέουν προοδευτικά μαζί, με μικρή αύξηση της πίεσης τους, έως την τελική τους ανάμιξη (θέση mix). Ύστερα, το αναμιγμένο ρευστό εισέρχεται στον διαχύτη, όπου αυξάνεται ελαφρώς η πίεση του και εξέρχεται από αυτόν (θέση d) προκειμένου να οδηγηθεί στην είσοδο του διαχωριστή (θέση 3).

Από την Εικόνα 3-11, γίνεται κατανοητό και το επίπεδο πιέσεων για σημείο του ejector. Οπότε:

- Για τη ροή του m ακροφυσίου:  $P_m > P_d > P_{mix} > P_t$
- Για τη ροή του s ακροφυσίου:  $P_d > P_{mix} > P_s > P_b$

Για κάθε τμήμα του ejector (m, s, d), υφίσταται και ένας βαθμός απόδοσης, λόγω των απωλειών που δημιουργούνται από τις τριβές, αναμίξεις κλπ. Αυτοί οι βαθμοί απόδοσης δύναται να υπολογιστούν από εμπειρικούς τύπους, οι οποίοι όμως είναι προσαρμοσμένοι για έкаστο ejector, καθώς ως κύριοι παράμετροι υπολογισμού τους υπεισέρχονται γεωμετρικά χαρακτηριστικά του εσωτερικού του ejector και ο λόγος διοχέτευσης ( $w$ ). Αμέσως μετά που γίνεται η μοντελοποίηση του συνολικού ψυκτικού κυκλώματος μοντελοποιείται και ο ejector, όπου οι βαθμοί απόδοσης του εκτιμώνται.

### 3.3 Λειτουργία NERC

Στην παρακάτω Εικόνα παρουσιάζεται η διάταξη και το διάγραμμα P - h του NERC, ο οποίος αποτελείται από τα εξής εξαρτήματα:

- Συμπιεστής υψηλής πίεσης (HP)
- Συμπιεστής χαμηλής πίεσης (LP)
- Ψύκτης (gas cooler)
- Ejector 1 εκτόνωσης υψηλής πίεσης
- Ejector 2 εκτόνωσης χαμηλής πίεσης
- Διαχωριστής 1 (separator) του μίγματος υψηλής πίεσης
- Διαχωριστής 2 (separator) του μίγματος χαμηλής πίεσης



απορρίπτει την θερμότητα του ρευστού στο εξωτερικό περιβάλλον και παράλληλα ψύχεται, καθώς μειώνεται η θερμοκρασία του, εξερχόμενο σε διακρίσιμη φάση χαμηλότερης θερμοκρασίας και ενθαλπίας (θέση 3). Εν συνεχεία, το διακρίσιμο ρευστό εισέρχεται στο κύριο ακροφύσιο του ejector1 (m1), ενώ παράλληλα στον ejector1 εισέρχεται στο δευτερεύων ακροφύσιο του (s1) και υπέρθερμος ατμός, παροχής μάζας  $\dot{m}_{9a} = w_1$ , από την κατάθλιψη του συμπιεστή χαμηλής πίεσης (LP) (θέση 9α).

Κατόπιν τα δύο ρευστά αναμιγνύονται, εντός του ejector1 και το εξερχόμενο μίγμα υγρού/ατμού (θέση 5) εισέρχεται στον διαχωριστή1, όπου διαχωρίζει το μίγμα σε κορεσμένο ατμό (θέση 1α) και κορεσμένο υγρό (θέση 6). Εδώ, όπως αναφέρθηκε και στην μοντελοποίηση του διαχωριστή, πρέπει να πληρείται η ανισοτική συνθήκη σταθερής κατάστασης λειτουργίας για την ισορροπία της μάζας. Καθώς η παροχή ατμού που εξέρχεται από τον διαχωριστή1 ( $\dot{m}_{1a}$ ) πρέπει να είναι μεγαλύτερη από την παροχή ατμού που εισέρχεται στον συμπιεστή HP ( $\dot{m}_1 = 1$ ). Οπότε, εισάγεται ο παρακάτω **περιορισμός**, καθώς πρέπει  $\dot{m}_{1a} \geq 1$ :

$$(1 + w_1) * x_5 \geq 1 \quad (11)$$

Εξαιτίας του παραπάνω περιορισμού, υπάρχει μία απομάστευση (θέση 1by), προκειμένου να μην διοχετεύεται η επιπλέον ροή ατμού στον συμπιεστή HP. Ο επιπλέον κορεσμένος ατμός ( $\dot{m}_{1by}$ ) διοχετεύεται μαζί με το κορεσμένο υγρό ( $\dot{m}_6$ ) και αναμιγνύονται (θέση 7), προκειμένου να εισέλθουν στο κύριο ακροφύσιο του ejector2 (m2), όπου ισχύει:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{1by} = w_1$$

Επιπλέον, στο δευτερεύων ακροφύσιο του ejector2 (s2) εισέρχεται υπέρθερμος ατμός από την έξοδο του ατμοποιητή (θέση 13), παροχής μάζας  $\dot{m}_{13} = w_2$ . Έπειτα, τα δύο ρευστά αναμιγνύονται και εξέρχεται μίγμα υγρού/ατμού (θέση 8), το οποίο εισέρχεται στον διαχωριστή2, που διαχωρίζει το μίγμα σε κορεσμένο ατμό (θέση 9) και κορεσμένο υγρό (θέση 10).

Στον διαχωριστή2, όπως και πριν, πρέπει να πληρείται η ανισοτική συνθήκη σταθερής κατάστασης λειτουργίας για την ισορροπία της μάζας, αφού η παροχή ατμού που εξέρχεται από τον διαχωριστή2 ( $\dot{m}_9$ ) πρέπει να είναι μεγαλύτερη από την παροχή ατμού που εισέρχεται στον συμπιεστή LP ( $\dot{m}_{9a} = w_1$ ). Οπότε, εισάγεται ο παρακάτω **περιορισμός**, καθώς πρέπει  $\dot{m}_9 \geq w_1$ :

$$(w_1 + w_2) * x_8 \geq w_1 \quad (12)$$

Εξαιτίας του παραπάνω περιορισμού, υπάρχει μία απομάστευση (θέση 9by), προκειμένου να μην διοχετεύεται η επιπλέον ροή ατμού στον συμπιεστή LP. Ο επιπλέον κορεσμένος ατμός ( $\dot{m}_{9by}$ ) μαζί με το κορεσμένο υγρό ( $\dot{m}_{10}$ ), αφού εκτονωθούν προκειμένου να φτάσουν την πίεση χαμηλού επιπέδου, αναμιγνύονται (θέση 12) για να εισέλθουν στον ατμοποιητή (θέση 12), όπου ισχύει:

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{9b} + \dot{m}_{11} = w_2$$

Τέλος, το μίγμα υγρού/ατμού χαμηλής εξέρχεται από τον ατμοποιητή ως υπέρθερμος ατμός (θέση 13), απορροφώντας την θερμότητα του εσωτερικού περιβάλλοντος, για να εισέλθει στο δευτερεύων ακροφύσιο του ejector2 (s2) κλείνοντας τον κύκλο.

Με την παραπάνω περιγραφόμενη λειτουργία του κύκλου NERC διαπιστώνονται τα παρακάτω:

- Μέσω του διαχωριστή2 και της μετέπειτα όδευσης του μίγματος χαμηλής ενθαλπίας ( $h_{12}$ ) στον ατμοποιητή αυξάνεται το ψυκτικό αποτέλεσμα [ $Q_{\text{evap}} = w^*(h_{13} - h_{12})$ ]. Καθώς, αν μετά την εκτόνωση στον ejector2 (θέση 8) εισερχόταν το μίγμα μεγαλύτερης ενθαλπίας ( $h_8 > h_{13}$ ), στον ατμοποιητή θα είχαμε μικρότερο ψυκτικό αποτέλεσμα.
- Με τη χρήση των δύο διαχωριστών, πέραν του διαχωρισμού κορεσμένου ατμού υψηλής ενθαλπίας και κορεσμένου υγρού χαμηλής ενθαλπίας, επίσης εξασφαλίζεται και η διοχέτευση των δύο συμπιεστών (HP και LP) με κορεσμένο ατμό και όχι μίγμα υγρού/ατμού που πιθανόν θα δημιουργούσε επιπλοκές στην λειτουργία τους. Ακόμη, ο ατμός που εξέρχεται

από τους διαχωριστές ( $h_1$  και  $h_9$ ) είναι μεγαλύτερης ενθαλπίας σε σχέση με το μίγμα που εισέρχεται, οπότε στην αναρρόφηση των συμπιεστών εισέρχεται κορεσμένος ατμός μεγαλύτερης ενθαλπίας, οπότε μειώνεται η κατανάλωση έργου των συμπιεστών. Γι' αυτό πάντα μετά από έναν ejector ακολουθεί ένας διαχωριστής.

- Μέσω των δύο ejectors εισάγονται δύο επιπλέον επίπεδα ενδιάμεσης πίεσης, δημιουργώντας τέσσερα επίπεδα πίεσης. Πέραν του υψηλού στον ψύκτη ( $P_{gc} = P_3$ ) και του χαμηλού στον ατμοποιητή ( $P_{evap} = P_{12}$ ), εισάγονται επιπλέον, από ένα επίπεδο ενδιάμεσης πίεσης στην έξοδο εκάστου ejector ( $P_{d1} = P_5$  και  $P_{d2} = P_8$ ). Η λειτουργία των ejectors είναι καταλυτική, καθώς υποβιβάζουν την πίεση του ρευστού που εισέρχεται στο κύριο ακροφύσιο τους ( $m$ ), όμως παράλληλα ανεβάζουν την πίεση του ρευστού που εισέρχεται στο δευτερεύων ακροφύσιο ( $s$ ), σε σχέση με το εξερχόμενο μίγμα ρευστού στην έξοδο του διαχύτη. Δηλαδή ισχύει:

$$P_s < P_d < P_m \quad (13)$$

Με την εκτόνωση του μίγματος ρευστού στον ejector1, σε ενδιάμεση πίεση  $P_{d1} = P_5$ , λίγο μεγαλύτερη από την πίεση στην έξοδο του συμπιεστή LP και την όδευση κορεσμένου ατμού, μετά τον διαχωριστή1, στην είσοδο του συμπιεστή HP, έχουμε ως αποτέλεσμα την αύξηση της πίεσης στην αναρρόφηση του συμπιεστή HP. Οπότε, ο συμπιεστής HP θα καταναλώσει λιγότερο έργο συμπίεσης, από την περίπτωση που θα λάμβανε στην αναρρόφηση του ατμό από το χαμηλότερο επίπεδο πίεσης στην κατάθλιψη του συμπιεστή LP.

Αντίστοιχα, με την εκτόνωση του μίγματος ρευστού στον ejector2, σε ενδιάμεση πίεση  $P_{d2} = P_8$ , λίγο μεγαλύτερη από την πίεση στην έξοδο του ατμοποιητή και την όδευση κορεσμένου ατμού, μετά τον διαχωριστή2, στην είσοδο του συμπιεστή LP, έχουμε ως αποτέλεσμα την αύξηση της πίεσης στην αναρρόφηση του. Οπότε, ο συμπιεστής LP καταναλώνει λιγότερο έργο συμπίεσης, από την περίπτωση που θα λάμβανε στην αναρρόφηση του ατμό από το χαμηλότερο επίπεδο πίεσης του κύκλου. Ως εκ τούτου λόγω του μικρότερου συνολικού έργου συμπίεσης αυξάνεται ο COP του ψυκτικού κύκλου.

- Ουσιαστικά, με την χρήση δύο συμπιεστών στο ψυκτικό κύκλωμα γίνεται ένας συνδυασμός δύο μεθόδων που παρουσιάστηκαν στην αρχή του κεφαλαίου. Αυτόν της συμπίεσης δύο σταδίων, καθώς ο κάθε συμπιεστής επιμερίζεται ένα μέρος αύξησης της πίεσης του κυκλώματος και αυτόν της «σχεδόν» παράλληλης συμπίεσης, όπου εδώ οι δύο συμπιεστές συμπιέζουν ατμό διαφορετικής μάζας, αφού ο συμπιεστής HP αναρροφά παροχή μάζας  $\dot{m} = 1$ , ενώ ο συμπιεστής LP αναρροφά παροχή μάζας  $\dot{m} = w_1$ . Σκοπός του συμπιεστή LP είναι να μειώσει την διαφορά πίεσης που πρέπει να συμπιέσει ο συμπιεστής HP, ώστε να μειωθεί το έργο κατανάλωσης του συμπιεστή HP.
- Επίσης, παρατηρούμε ότι στο κύκλωμα η παροχή μάζας του ρευστού είναι διαφορετική σε κάθε εξάρτημα του ψυκτικού κυκλώματος, όπως φαίνεται και στην Εικόνα 3-12.

Τέλος, με την χρήση δύο ejectors και ενός συμπιεστή χαμηλής πίεσης (LP), έχουμε πέντε επίπεδα πίεσης, αφού δύο εισάγονται από τους ejectors και ένα από τον συμπιεστή LP. Πέραν του επιπέδων υψηλής πίεσης στον ψύκτη, που εισάγεται από την συμπίεση στον συμπιεστή HP και χαμηλής πίεσης στον ατμοποιητή, που είναι προκαθορισμένη, όπως έχει αναφερθεί προηγουμένως. Τα πέντε επίπεδα πίεσης είναι τα εξής:

- Υψηλό επίπεδο πίεσης στον ψύκτη και στην κατάθλιψη του συμπιεστή HP:  $P_{gc} = P_3 = P_2$
- Ενδιάμεσο (υψηλό) επίπεδο πίεσης του ejector1:  $P_{d1} = P_5$
- Μεσαίο επίπεδο πίεσης στην κατάθλιψη του συμπιεστή LP:  $P_i = P_{9a}$
- Ενδιάμεσο (χαμηλό) επίπεδο πίεσης του ejector2:  $P_{d2} = P_8$
- Χαμηλό επίπεδο πίεσης στον ατμοποιητή:  $P_e = P_{12} = P_{13}$

Όπου ισχύει:  $P_{gc} > P_{d1} > P_i > P_{d2} > P_e$  (14)

### 3.4 Παραδοχές για την Μοντελοποίηση NERC και Ejector

Για την μοντελοποίηση του θερμοδυναμικού ψυκτικού κύκλου NERC, θα αναπτυχθούν δύο θερμοδυναμικά μοντέλα, όπου το ένα θα αφορά την λειτουργία του ejector και το άλλο τη λειτουργία όλου του κύκλου. Το μοντέλο του ejector είναι μια υπορουτίνα με παραμέτρους εισόδου, όπου θα καλείται στον κυρίως αλγόριθμο του ψυκτικού κύκλου και αφού εκτελεστεί θα δίνει ως αποτελέσματα τις παραμέτρους εξόδου της υπορουτίνας. Στην προκειμένη περίπτωση που υφίστανται δύο ejectors η υπορουτίνα καλείται δύο φορές, για τον υπολογισμό των παραμέτρων εξόδου.

Για την απλοποίηση του θεωρητικού θερμοδυναμικού μοντέλου του NERC γίνονται κάποιες **παραδοχές**, οι οποίες είναι οι εξής:

- Αμελούνται οι πτώσεις πίεσης στους εναλλάκτες του ψύκτη και του ατμοποιητή, στις συνδέσεις των σωλήνων
- Δεν υπάρχουν απώλειες θερμότητας προς το εξωτερικό περιβάλλον από όλο το σύστημα, εκτός από την απόρριψη θερμότητας στον ψύκτη (gas cooling)
- Το σύστημα λειτουργεί σε συνθήκες σταθερής κατάστασης (steady state)
- Η ροή του ρευστού στους ejectors θεωρείται μονοδιάστατη και ομογενής
- Το ρευστό στο κυρίως (motive) και στο δευτερεύων (suction) ακροφύσιο εκάστου ejector φτάνουν στην ίδια πίεση ακριβώς στην είσοδο του τμήματος μίξης (mix). Ενώ, πριν την είσοδο των δύο ρευμάτων στο σταθερό τμήμα μίξης του ejector δεν υφίσταται οποιαδήποτε ανάμιξη τους
- Στις εξόδους των διαχωριστών (separators) εξέρχεται κορεσμένος ατμός ( $x = 1$ ) και κορεσμένο υγρό ( $x = 0$ )
- Η εκτόνωση στις βαλβίδες θεωρείται ισενθαλπική ( $\Delta h = 0$ )
- Οι συμπιεστές (LP και HP) έχουν δεδομένους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης ( $\eta_c$ )
- Οι τιμές θερμοκρασίας στην έξοδο του ατμοποιητή ( $T_e$ ), συμπεριλαμβανομένης της υπερθέρμανσης, και στην έξοδο του ψύκτη ( $T_{gc}$ ) είναι δεδομένες
- Οι βαθμοί απόδοσης στα τμήματα του ejector, δηλαδή τα ακροφύσια κύριας (motive) και δευτερεύουσας (suction) εισόδου, καθώς και του διαχύτη (diffuser), επίσης είναι δεδομένα ( $\eta_m, \eta_s, \eta_d$ )
- Η κινητική ενέργεια στην είσοδο και έξοδο του ρευστού στον ejector είναι αμελητέα

Η μαθηματική μοντελοποίηση του ψυκτικού κύκλου πραγματοποιήθηκε με τη χρήση του λογισμικού *smath*, επίσης οι τιμές των θερμοδυναμικών μεταβλητών υπολογίζονταν με βοήθεια της βιβλιοθήκης *CoolProp*. Για την εύρεση των θερμοδυναμικών μεταβλητών απαιτείται η γνώση δύο άλλων, οπότε όπου χρησιμοποιείται η συνάρτηση  $q = f(k,l)$  θεωρείται ότι υπολογίζεται η μεταβλητή  $q$ , μέσω της γνώσης των  $k$  και  $l$ , χρησιμοποιώντας την βιβλιοθήκη *CoolProp*.

### 3.5 Μοντελοποίηση Ejector (υπορουτίνα)

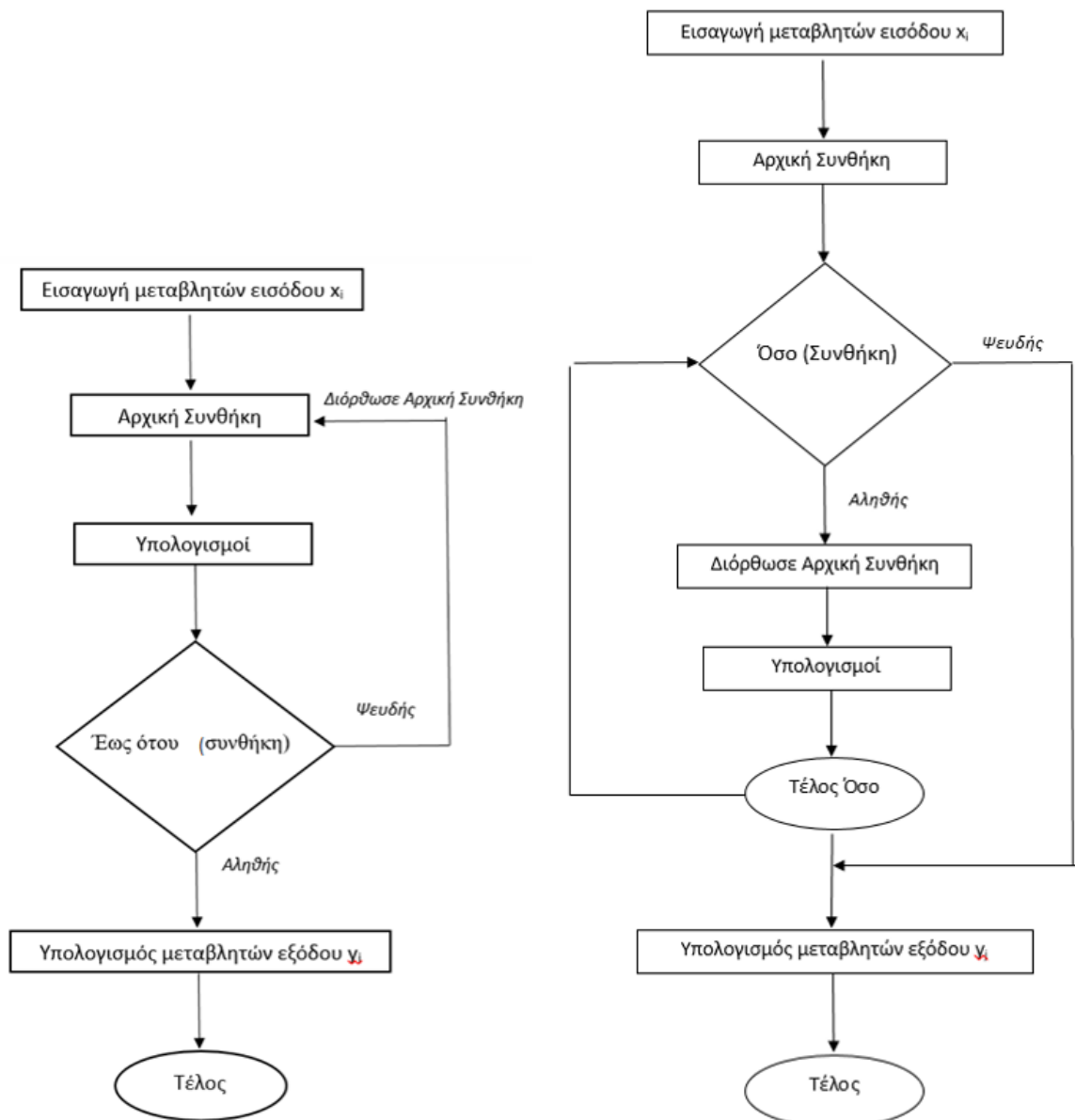
Η υπορουτίνα του ejector κωδικοποιήθηκε σαν *συνάρτηση*, η οποία καλείται στο κυρίως πρόγραμμα εισάγοντας τις  $n$  μεταβλητές εισόδου ( $x_i$ ) και μετά τους υπολογισμούς, επιστρέφει ως έξοδο τις υπολογισμένες τιμές των  $m$  μεταβλητών εξόδου ( $y_j$ ) και είναι της μορφής:

$$F(x_1, \dots, x_n) = \begin{bmatrix} \text{calculations} \\ \vdots \\ \vdots \end{bmatrix} \rightarrow \{y_1, \dots, y_m\}$$

Επίσης, η υπορουτίνα υπολογισμού του ejector διαθέτει έναν βρόχο επανάληψης της μορφής *έως ότου(συνθήκη ελέγχου)*, όπως φαίνεται παρακάτω. Όμως επειδή στο λογισμικό πακέτο

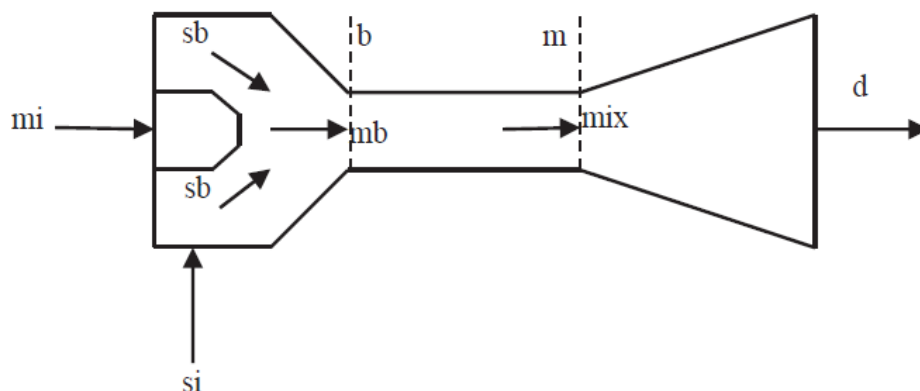


αυτό δεν είναι εφικτό, έγινε μέσω της εντολής επανάληψης Όσο (συνθήκη ελέγχου), όπου αντιστρέφεται η ικανοποίηση της συνθήκης ελέγχου.



Εικόνα 3-13 Δομές Επανάληψης Έως ότου (...) και Όσο (...)

Επίσης, η επιλογή των συμβολισμών και του προσδιορισμού της θέσης κάθε μεταβλητής, βασίζεται στην παρακάτω Εικόνα που εμφανίζεται σε τομή η εσωτερική δομή του ejector.



Εικόνα 3-14 Εσωτερική Γεωμετρική Διάταξη του Ejector [45]

Θεωρώντας δεδομένες τις υποθέσεις που αναφέρθηκαν παραπάνω, εισάγουμε στη συνάρτηση υπολογισμού της υπορουτίνας του ejector, τις παρακάτω **μεταβλητές εισόδου**:

- $P_b$ : Πίεση στην αρχή του τμήματος μίξης, όπου έχουν αναμιχθεί τα δύο εισερχόμενα ρευστά
- $w$ : Συντελεστής διοχέτευσης του ejector, οποίος αποτελεί παράμετρος σχεδιασμού του ejector
- $h_{mi}$ : Ενθαλπία στην είσοδο του κύριου (motive) ακροφυσίου
- $s_{mi}$ : Εντροπία στην είσοδο του κύριου (motive) ακροφυσίου
- $h_{si}$ : Ενθαλπία στην είσοδο δευτερεύοντος (suction) ακροφυσίου
- $s_{si}$ : Εντροπία στην είσοδο δευτερεύοντος (suction) ακροφυσίου

Μετά τους υπολογισμούς της υπορουτίνας παίρνουμε τα παρακάτω **αποτελέσματα εξόδου**:

- $h_d$ : Ενθαλπία στην έξοδο του διαχύτη
- $P_d$ : Πίεση στην έξοδο του διαχύτη
- $x_d$ : Ποιότητα (αναλογία υγρού/ατμού) του εξερχόμενου μίγματος

Οπότε, η συνάρτηση είναι της υπορουτίνας γίνεται:

$$F(s_{mi}, h_{mi}, P_{b1}, s_{si}, h_{si}, w_1) = \begin{bmatrix} \text{υπολογισμοί} \\ \vdots \\ \vdots \end{bmatrix} \rightarrow \{h_d, P_d, x_d\}$$

### 3.5.1 Ανάλυση Υπορουτίνας Ejector

Το ρευστό του κυρίως ακροφυσίου (m) καθώς εισέρχεται στον ejector εκτονώνεται και αυξάνεται η ταχύτητα του, μέχρι την είσοδο του στο τμήμα μίξης (θέση b). Οπότε:

$$s_{mb,is} = s_{mi} \quad (1)$$

Η ισεντροπική ενθαλπία του ρευστού του m ακροφυσίου στο τέλος της εκτόνωσης (θέση mb), εφόσον γνωρίζουμε την πίεση και την εντροπία στο σημείο b μπορεί να υπολογιστεί:

$$h_{mb,is} = f(s_{mb,is}, P_b) \quad (2)$$

Γνωρίζοντας το βαθμό απόδοσης του ακροφυσίου m, βρίσκουμε την ενθαλπία στη θέση b:

$$h_{mb} = (1 - n_m) * h_{mi} + n_m * h_{mb,is} \quad (3)$$

Εφαρμόζοντας την αρχή διατήρησης της ενέργειας στην εκτόνωση ( $mi \rightarrow mb$ ) και αφού έχουμε θεωρήσει αμελητέα την κινητική ενέργεια του ρευστού στη θέση mi, υπολογίζουμε την ταχύτητα του ρευστού στο m ακροφύσιο στην θέση mb:

$$u_{mb} = \sqrt{2 * (h_{mi} - h_{mb})} \quad (4)$$

Έπειτα, μπορεί να βρεθεί ο ειδικός όγκος του ρευστού στη θέση mb:

$$v_{mb} = f(h_{mb}, P_b) \quad (5)$$

Χρησιμοποιώντας την αρχή διατήρησης της μάζας, βρίσκουμε την κάθετη επιφάνεια που διέρχεται το ρευστό που εισήλθε από το m ακροφύσιο, ανά την συνολική παροχή μάζας του μίγματος στη θέση mb:

$$a_{mb} = \frac{v_{mb}}{u_{mb} * (1+w)} \quad (6)$$

Όμοια, υπολογίζονται και οι αντίστοιχες μεταβλητές του ρευστού που εισήλθε από το s ακροφύσιο του ejector:

$$s_{sb, is} = s_{si} \quad (7)$$

$$h_{sb, is} = f(s_{sb, is}, P_b) \quad (8)$$

$$h_{sb} = (1 - n_s) * h_{si} + n_m * h_{sb, is} \quad (9)$$

$$u_{sb} = \sqrt{2 * (h_{si} - h_{sb})} \quad (10)$$

$$v_{sb} = f(h_{sb}, P_b) \quad (11)$$

$$a_{sb} = \frac{v_{sb} * w}{u_{sb} * (1 + w)} \quad (12)$$

Για τον υπολογισμό των μεταβλητών στο τμήμα μίξης των δύο ρευστών (b→mix) θα απαιτηθεί να εφαρμόσουμε βρόχο επανάληψης, χρησιμοποιώντας στο λογισμικό τη *δομή επανάληψης Όσο (...)*. Οπότε, αρχικά υποθέτουμε την πίεση στο m ( $P_m$ ), εκτός της δομής επανάληψης. Στην προκειμένη περίπτωση, επειδή  $P_m > P_b$ , δόθηκε ως **αρχική συνθήκη**:

$$P_m = P_b + 5kPa \quad (13)$$

### **Βρόχος Επανάληψης**

Η **διόρθωση** τιμής της αρχικής συνθήκης τίθεται με την πρόσθεση ενός μικρού βήματος στην προηγούμενη τιμή της, στην αρχή του βρόχου επανάληψης ως:

$$P_m = P_m + 2kPa \quad (14)$$

Έπειτα, εφαρμόζουμε την αρχή διατήρησης της ορμής στο τμήμα που γίνεται η μίξη των ρευστών (b→mix), για τον υπολογισμό της ταχύτητας στη θέση mix ( $u_{mix}$ ):

$$P_b * (a_{mb} + a_{sb}) + \frac{1}{1 + w} * u_{mb} + \frac{w}{1 + w} * u_{sb} = P_m * (a_{mb} + a_{sb}) + u_{mix} \rightarrow$$

$$u_{mix} = (P_b - P_m) * (a_{mb} + a_{sb}) + \frac{u_{mb}}{1 + w} + \frac{u_{sb} * w}{1 + w} \quad (15)$$

Βάσει της αρχής διατήρησης της ενέργειας (b→mix), μπορούμε να υπολογίσουμε την ενθαλπία στη θέση mix:

$$h_{mi} + w * h_{si} = (1 + w) * (h_{mix} + \frac{u_{mix}^2}{2}) \rightarrow$$

$$h_{mix} = \frac{(h_{mi} + w * h_{si})}{1 + w} - \frac{u_{mix}^2}{2} \quad (16)$$

Οπότε, υπολογίζουμε τον ειδικό όγκο του μίγματος στη θέση mix:

$$v_{mix} = f(h_{mix}, P_m) \quad (17)$$

Στο τέλος του βρόχου θα πρέπει να ικανοποιείται η **συνθήκη ελέγχου**, η οποία προέρχεται από την αρχή διατήρησης της μάζας (b→mix) που πρέπει να τηρείται:

$$\frac{(a_{mb} + a_{sb}) * u_{mix}}{v_{mix}} = 1 \quad (18)$$

Επειδή η συνθήκη ελέγχου είναι ισοτική, ο ακριβής υπολογισμός της δεν είναι εφικτός προγραμματιστικά, οπότε θέτουμε μια **ανοχή σφάλματος**:

$$tol = |(a_{mb} + a_{sb}) * u_{mix} - v_{mix}| > 0.00005 \frac{m^3}{kg}$$

Με την εφαρμογή της παραπάνω ανοχής σφάλματος ο βρόχος συνέκλινε, για τα δεδομένα του κυρίως προβλήματος, στις παρακάτω τιμές:

$$|(a_{mb} + a_{sb}) * u_{mix} - v_{mix}| > 2.1076 * 10^{-5} \frac{m^3}{kg}$$

Όπου,  $(a_{mb} + a_{sb}) * u_{mix} = 0.0059 \frac{m^3}{kg}$  και  $v_{mix} = 0.0059 \frac{m^3}{kg}$

### **Τέλος Βρόχου Επανάληψης**

Αφού εξέλθουμε του βρόχου, υπολογίζονται οι μεταβλητές στο τμήμα του διαχύτη. Αρχικά, βρίσκουμε την εντροπία του μίγματος στη θέση mix:

$$s_{mix} = f(h_{mix}, P_m) \quad (19)$$

$$s_{d,is} = s_{mix} \quad (20)$$

Η ενθαλπία στη θέση d υπολογίζεται από την αρχή διατήρησης της ενέργειας σε όλον τον ejector (mi, si→d), η οποία αποτελεί **μεταβλητή εξόδου** της συνάρτησης:

$$(1 + w) * h_d = h_{mi} + w * h_{si} \rightarrow$$

$$h_d = \frac{h_{mi} + w * h_{si}}{(1+w)} \quad (21)$$

Με χρήση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του διαχύτη υπολογίζουμε την ισεντροπική ενθαλπία στην θέση d:

$$h_{d,is} = n_d * (h_d - h_{mix}) + h_{mix} \quad (22)$$

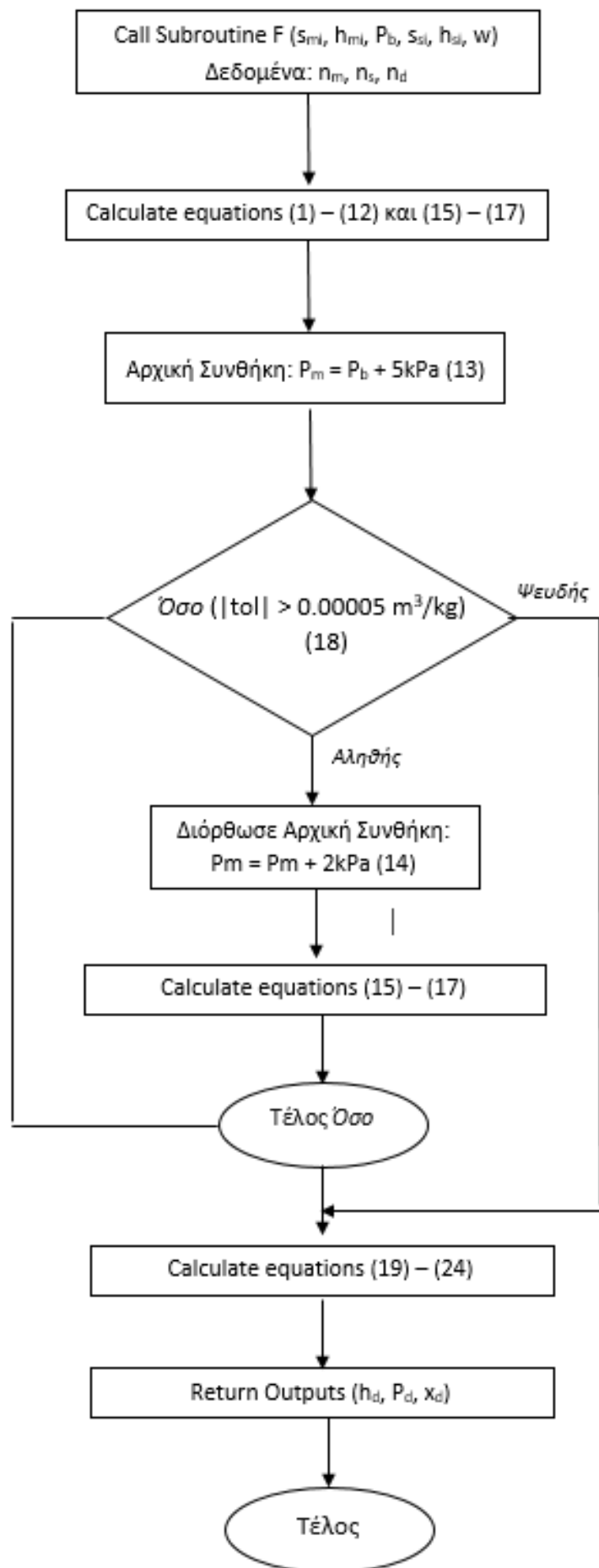
Εν τέλει, μπορούμε να βρούμε τις άλλες δύο **μεταβλητές εξόδου** της υπορουτίνας/συνάρτησης, δηλαδή την πίεση και την ποιότητα του μίγματος στη θέση d, που είναι η έξοδος του ejector:

$$P_d = f(h_{d,is}, s_{d,is}) \quad (23)$$

$$x_d = f(h_{d,is}, P_d) \quad (24)$$

### **3.5.2 Διάγραμμα Ροής Υπορουτίνας Ejector**

Παρακάτω παρουσιάζεται και το διάγραμμα ροής της υπορουτίνας του ejector, ώστε είναι εμφανής η διαδικασία που αναπτύχθηκε παραπάνω.

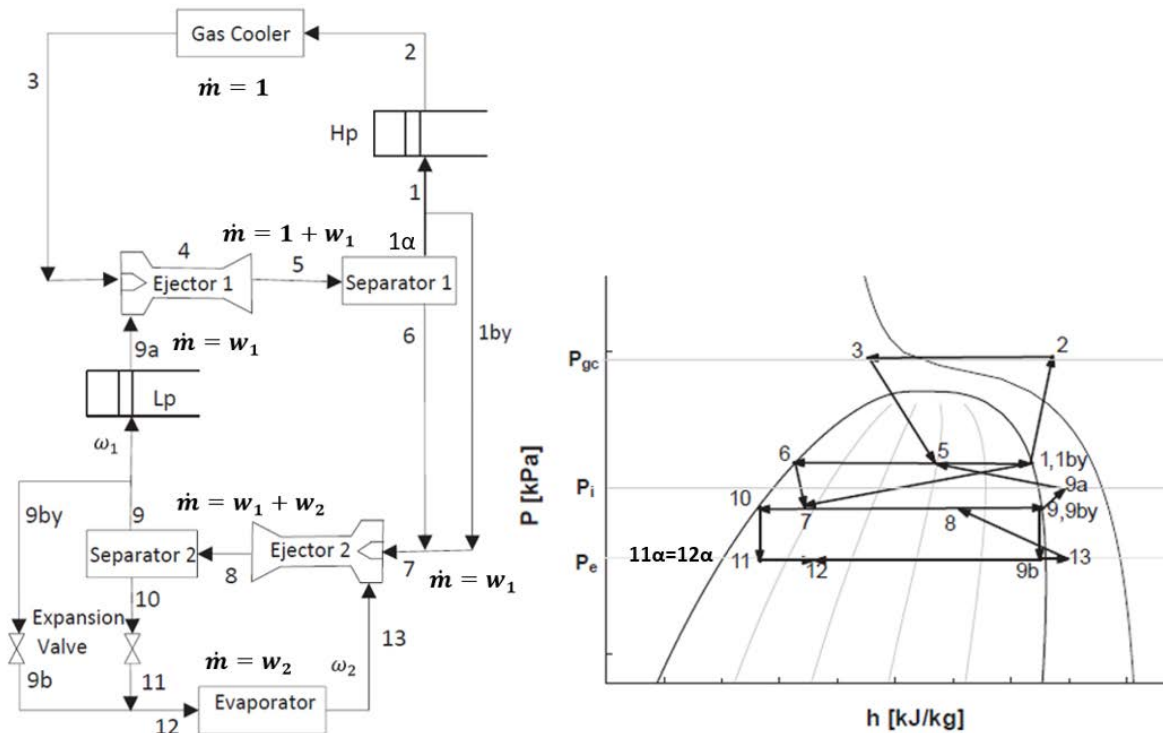


Εικόνα 3-15 Διάγραμμα Ροής Υπορουτίνας Ejector

### 3.6 Μοντελοποίηση Ψυκτικού Κύκλου NERC

Σκοπός του μοντέλου είναι να βρεθεί ο μέγιστος COP για δεδομένες συνθήκες λειτουργίας, δηλαδή κάποιων θερμοδυναμικών και γεωμετρικών μεταβλητών. Πέραν του COP υπολογίζονται και κάποιες άλλες σημαντικές μεταβλητές (έργο συμπίεσης, ψυκτικό αποτέλεσμα κλπ) του ψυκτικού κύκλου. Για το μαθηματικό μοντέλο ισχύουν οι παραδοχές που αναφέρθηκαν παραπάνω, καθώς και η παραμετροποίηση όλων των εξισώσεων ως προς την παροχή μάζας.

Επίσης, η επιλογή των συμβολισμών και του προσδιορισμού της θέσης κάθε μεταβλητής, βασίζεται στην παρακάτω εικόνα που εμφανίζει την διάταξη και το διάγραμμα P – h του NERC.



Εικόνα 3-16 Διάταξη και Διάγραμμα P - h NERC [45]

Για τον υπολογισμό των μεταβλητών του ψυκτικού κύκλου NERC θεωρούνται τα παρακάτω δεδομένα:

Μεταβλητή	Συμβολισμός	Τιμή
Βαθμός Απόδοσης Διαχύτη Ejector 1,2	$\eta_d$	0.8
Βαθμός Απόδοσης m Ακροφυσίου Ejector 1,2	$\eta_m$	0.9
Βαθμός Απόδοσης s Ακροφυσίου Ejector 1,2	$\eta_s$	0.9
Βαθμός Απόδοσης Συμπιεστή HP, LP	$\eta_c$	0.75
Θερμοκρασία Ατμοποιητή	$T_e$ (°C)	5
Αύξηση Θερμοκρασίας Υπερθέρμανσης	$T_{sh}$ (°C)	5
Θερμοκρασία Εξόδου Ψύκτη	$T_{gc}$ (°C)	40
Πίεση Ψύκτη	$P_{gc}$ (kPa)	10.000
Απώλεια Πίεσης s – b Ejector 1,2	$P_{drop}$ (kPa)	30
Θερμοκρασία Εσωτερικού Περιβάλλοντος (που θέλουμε να ψύξουμε)	$T_r$ (°C)	$T_e + 5$
Θερμοκρασία Εξωτερικού Περιβάλλοντος	$T_0$ (°C)	27
Λόγος Διοχέτευσης Ejector 1	$w_1$	Παράμετροι βελτιστοποίησης
Λόγος Διοχέτευσης Ejector 2	$w_2$	

Πίνακας 5 Δεδομένα Θερμοδυναμικών Μεταβλητών NERC

Ακόμη, δύο επιπλέον μεταβλητές που θα θεωρηθούν ως δεδομένα στην μαθηματική μοντελοποίηση είναι οι λόγοι διοχέτευσης των ejectors ( $w_1$  και  $w_2$ ), που εξαρτώνται από τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά εκάστου ejector και την πίεση στην έξοδο του διαχύτη. Όμως, γι' αυτές τις μεταβλητές θα μεταβάλλονται οι τιμές τους, μέσω «try and error», μέχρι την **μεγιστοποίηση του COP**.

Με βάση τα παραπάνω δεδομένα θα γίνει βελτιστοποίηση του μοντέλου για maxCOP. Επίσης, λόγω της χρήσης των ejectors εισάγονται κάποιοι περιορισμοί, όπως αναφέρθηκαν παραπάνω στην παράγραφο της λειτουργίας του NERC, οι οποίοι είναι ανισοτικοί και αφορούν την σταθερή κατάσταση λειτουργίας του ψυκτικού κύκλου:

$$\begin{aligned} (1 + w_1) * x_5 &\geq 1 \\ (w_1 + w_2) * x_8 &\geq w_1 \end{aligned}$$

Οπότε, η μαθηματική μοντελοποίηση του θερμοδυναμικού κύκλου θα υλοποιηθεί, μέσω δύο βρόχων επανάληψης, οι οποίοι όπως και στην υπορουτίνα του ejector, είναι της μορφής *έως ότου(συνθήκη ελέγχου)* που όμως θα τροποποιηθούν σε δομή επανάληψης *Όσο (συνθήκη ελέγχου)*, όπου αντιστρέφεται η ικανοποίηση της συνθήκης, λόγω αδυναμίας εκτέλεσης από το λογισμικό πακέτο.

Η πρώτη δομή επανάληψης θα έχει ως συνθήκη ελέγχου την μεγιστοποίηση του COP, με αρχική συνθήκη την μέση (intermediate) πίεση ( $P_i = P_{9a}$ ) του κύκλου, στην έξοδο του συμπιεστή LP, την οποία θα υποθέτουμε αρχικά και έπειτα θα διορθώνεται εντός του βρόχου με ένα σταθερό βήμα.

$$P_i = P_i + step$$

Η δεύτερη δομή επανάληψης θα έχει ως συνθήκη ελέγχου τους ως άνω περιορισμούς και επιπλέον την σύγκλιση τιμής της πίεσης στην έξοδο του ejector2 ( $P_8$ ), με αρχική συνθήκη την  $P_8$ , την οποία αρχικώς θα υποθέτουμε και έπειτα θα διορθώνεται εντός του βρόχου με υπολογισμό της τιμής της από τις εξισώσεις που ισχύουν.

$$P_{8new} = P_{8old}$$

Στη συγκεκριμένη περίπτωση επειδή έχουμε ισοτικό περιορισμό και το  $P_8$  θα υπολογίζεται από τις εξισώσεις, θα είναι ανέφικτο ο αλγόριθμος να συγκλίνει, οπότε αντίστοιχα με προηγουμένως στην υπορουτίνα του ejector, θα εισάγουμε μία **ανοχή σφάλματος**:

$$tol = |P_{8new} - P_{8old}| > 0.5kPa$$

Άρα, οι δύο μεταβλητές που θα μεταβάλλονται εντός των βρόχων επανάληψης, ώστε να τροποποιούνται οι τιμές των μεταβλητών στις συνθήκες ελέγχου είναι:

- Στον 1<sup>ο</sup> βρόχο επανάληψης (maxCOP):  $P_i$
- Στον 2<sup>ο</sup> βρόχο επανάληψης (έλεγχος περιορισμών):  $P_8$

Επιπλέον, εντός του δεύτερου βρόχου επανάληψης θα καλείται η υπορουτίνα του ejector δύο φορές, προκειμένου να υπολογίζονται οι μεταβλητές εξόδου της συνάρτησης, που αντιστοιχούν στις εξόδους των ejectors (θέσεις 5 και 8) και θα υπολογίζουν τις παρακάτω τιμές:

- Ejector1:  $F(s_3, h_3, P_{b1}, s_{9a}, h_{9a}, w_1) = \{h_{d1}, P_{d1}, x_{d1}\} = \{h_5, P_5, x_5\}$
- Ejector2:  $F\left(s_7, h_7, P_{b2}, s_{13}, h_{13}, \frac{w_2}{w_1}\right) = \{h_{d2}, P_{d2}, x_{d2}\} = \{h_8, P_8, x_8\}$

Οπότε, η δομή του αλγορίθμου θα είναι η εξής:

$$COP_{min} = 0$$

$COP = 1$  ( $COP_{min} < COP$ , για να εισέλθει την πρώτη φορά στο βρόχο επανάληψης)

$w_1 =$  υπόθεση ( $0.5 < w_1 < 1$ )

$w_2 =$  υπόθεση ( $0.5 < w_2 < 1$ )

$P_i =$  υπόθεση (μια τιμή μεγαλύτερη του χαμηλού επιπέδου πίεσης  $P_i > P_e$ )

Όσο ( $COP > COP_{min}$ ) τότε:

{	$COP_{min} = COP$	
	$P_i = P_i + 10 \text{ kPa}$ (μικρό σταθερό βήμα αύξησης της μέσης πίεσης)	
	$P_{bold} =$ υπόθεση ( $P_i > P_{bold} > P_e$ )	
	$P_{bnew} = P_{bold} + 100 \text{ kPa}$	}
	$x_5 = 0$	
	$x_8 = 0$	

(για να εισέλθει την πρώτη φορά στο βρόχο επανάληψης)

Όσο [ $tol = |P_{bnew} - P_{bold}| > 0.5 \text{ kPa}$  ή  $(1 + w_1) * x_5 < 1$  ή  $(w_1 + w_2) * x_8 < w_1$ ] τότε:

{	$P_{bnew} = P_{bold}$
	<<Calculations>>
	$P_{b1} = P_i - P_{drop}$
	Call subroutine $F(s_3, h_3, P_{b1}, s_{9a}, h_{9a}, w_1) = \{h_5, P_5, x_5\}$
	<<Calculations>>
	$P_{b2} = P_e - P_{drop}$
Call subroutine $F(s_7, h_7, P_{b2}, s_{13}, h_{13}, \frac{w_2}{w_1}) = \{h_8, P_8, x_8\}$	

Τέλος Όσο

<<Calculations>>

Calculate COP

Τέλος Όσο

$$COP = COP_{min}$$

Εικόνα 3-17 Δομή Αλγορίθμου NERC

### 3.6.1 Ανάλυση Αλγορίθμου NERC

Θέτουμε τις δεδομένες τιμές σύμφωνα με τον Πίνακα 5 και κάνουμε αρχικοποίηση των τιμών **αρχικών συνθηκών** και των παραμέτρων βελτιστοποίησης:

$$COP_{min} = 0 \text{ (1)}$$



$$\text{COP} = 1 \quad (2)$$

$$w_1 = 0.65 \quad (3)$$

$$w_2 = 0.55 \quad (4)$$

$$P_i = 4600 \text{ kPa} \quad (5)$$

### **1<sup>ος</sup> Βρόχος Επανάληψης (maxCOP)**

Η συνθήκη ελέγχου της πρώτης δομής επανάληψης είναι ανισοτικός περιορισμός, οπότε την αφήνουμε ως έχει:

$$\text{Όσο } (\text{COP} > \text{COP}_{\min}) \quad (6)$$

Θέτουμε στην αρχή της επανάληψης, την **διόρθωση** της μεταβλητής που είναι στη συνθήκη ελέγχου:

$$\text{COP}_{\min} = \text{COP} \quad (7)$$

Η **διόρθωση** τιμής της **αρχικής συνθήκης** τίθεται στην αρχή του βρόχου επανάληψης, με την προσθήκη ενός μικρού βήματος:

$$P_i = P_i + 10 \text{ kPa} \quad (8)$$

Έπειτα, τοποθετούμε την **αρχική συνθήκη** του δεύτερου βρόχου επανάληψης, προκειμένου να είναι αληθής η συνθήκη ελέγχου την πρώτη φορά και να εισέλθει ο αλγόριθμος εντός του δεύτερου βρόχου, οπότε έχουμε:

$$P_{8\text{old}} = 4000 \text{ kPa} \quad (9)$$

$$P_{8\text{new}} = P_{8\text{old}} + 100 \text{ kPa} \quad (10)$$

Επίσης, τοποθετούμε μηδενικές τιμές στις ποικιλίες των ρευστών στην έξοδο των ejectors για να ικανοποιούνται οι συνθήκες ελέγχου του δεύτερου βρόχου επανάληψης την πρώτη φορά:

$$x_5 = 0 \quad (11)$$

$$x_8 = 0 \quad (12)$$

### **2<sup>ος</sup> Βρόχος Επανάληψης (έλεγχος περιορισμών)**

Οι συνθήκες ελέγχου της δεύτερης δομής επανάληψης είναι ένας ισοτικός περιορισμός, οπότε τοποθετείται μια ανοχή σφάλματος, το οποίο είναι πολύ μικρής τάξης μεγέθους, σε σχέση με τις τιμές των μεταβλητών. Οι άλλοι δύο περιορισμοί είναι ανισοτικοί και τους αφήνουμε ως έχουν:

$$\text{Όσο } (tol = |P_{8\text{new}} - P_{8\text{old}}| > 0.5 \text{ kPa} \text{ ή } (1 + w_1) * x_5 < 1 \text{ ή } (w_1 + w_2) * x_8 < w_1) \quad (13)$$

Η **διόρθωση** της τιμής της **αρχικής συνθήκης**, η οποία τυγχάνει να είναι και μεταβλητή της συνθήκης ελέγχου, τίθεται στην αρχή του βρόχου επανάληψης:

$$P_{8\text{new}} = P_{8\text{old}} \quad (14)$$

Υπολογίζουμε την ενθαλπία και την εντροπία στην είσοδο του m ακροφυσίου του ejector1 (θέση 3), καθώς ισχύει  $T_3 = T_{gc}$  και  $P_3 = P_{gc}$ , οπότε:

$$h_3 = f(T_3, P_3) \quad (15)$$

$$s_3 = f(T_3, P_3) \quad (16)$$

Η πίεση στην είσοδο του συμπιεστή LP, έχει υποτεθεί παραπάνω  $P_{9a} = P_i$ . Επίσης, μπορούμε να βρούμε πίεση, ενθαλπία και εντροπία στη θέση 9, καθώς  $P_9 = P_{8new}$ , όπου έχουμε κορεσμένο υγρό:

$$h_9 = f(T_9, x = 1) \quad (17)$$

$$s_9 = f(T_9, x = 1) \quad (18)$$

Επίσης, υπολογίζεται η ενθαλπία και η εντροπία στη θέση 9a, μέσω του ισηντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή LP και επειδή  $s_{9a,is} = s_9$ .

$$h_{9a,is} = f(s_{9a,is}, P_{9a}) \quad (19)$$

$$h_{9a} = \frac{h_{9a,is} - h_9}{n_c} + h_9 \quad (20)$$

$$s_{9a} = f(h_{9a}, P_{9a}) \quad (20)$$

Οπότε, αφού ξέρουμε τις μεταβλητές εισόδου στον ejector1, μπορούμε να **καλέσουμε την υπορουτίνα υπολογισμού στον ejector** και να υπολογίσουμε την πίεση στη θέση b του ejector1. Αυτή υπολογίζεται από την πίεση στην είσοδο του s ακροφυσίου του ejector1 μειούμενη κατά τις απώλειες πίεσης ( $P_{drop}$ ):

$$P_{b1} = P_{9a} - P_{drop} \quad (21)$$

$$F(s_3, h_3, P_{b1}, s_{9a}, h_{9a}, w_1) = \{h_{d1}, P_{d1}, x_{d1}\} = \{h_5, P_5, x_5\} \quad (22)$$

Στην έξοδο του ejector1 (θέση 5) είναι πλέον γνωστή η πίεση, οπότε μπορούμε να υπολογίσουμε την εντροπία και την ενθαλπία στις εξόδους του διαχωριστή1 (θέσεις 1 και 6), όπου έχουμε κορεσμένο ατμό και κορεσμένο υγρό, αντίστοιχα. Επίσης, οι θέσεις 1by και 1 είναι ίδιας ενθαλπίας και εντροπίας και έχουμε ότι  $P_1 = P_6 = P_5$ , οπότε:

$$h_{1by} = h_1 = f(P_1, x = 1) \quad (23)$$

$$s_{1by} = s_1 = f(P_1, x = 1) \quad (24)$$

$$h_6 = f(P_6, x = 0) \quad (25)$$

$$s_6 = f(P_6, x = 0) \quad (26)$$

Μέσω της **αρχής διατήρησης της μάζας** υπολογίζουμε την παροχή μάζας στη θέση 6 και την απομάστευση ατμού στη θέση 1by:

$$\dot{m}_{1by} = (1 + w_1) * x_5 - 1 \quad (27)$$

$$\dot{m}_6 = (1 + w_1) * (1 - x_5) \quad (28)$$

Και μέσω της **αρχής διατήρησης της ενέργειας** υπολογίζουμε την ενθαλπία και την εντροπία στη θέση 7, όπου αναμιγνύονται ο απομαστευμένος κορεσμένος ατμός  $\dot{m}_{1by}$  και το κορεσμένο νερό  $\dot{m}_6$ , ενώ παράλληλα είναι η είσοδος του m ακροφυσίου του ejector2:

$$h_7 = \frac{\dot{m}_{1by} * h_{1by} + \dot{m}_6 * h_6}{\dot{m}_6 + \dot{m}_{1by}} \quad (29)$$

$$s_7 = \frac{\dot{m}_{1by} * s_{1by} + \dot{m}_6 * s_6}{\dot{m}_6 + \dot{m}_{1by}} \quad (30)$$

Επειδή, η θερμοκρασία στην είσοδο του ατμοποιητή είναι δεδομένη ( $T_{12} = T_e$ ) και οι ισοθερμοκρασιακές καμπύλες εντός της καμπύλης κορεσμού είναι οριζόντιες, οπότε  $T_{11a} = T_{12}$ , όπου η

Θέση 11α είναι κορεσμένο υγρό. Οπότε, βρίσκω την πίεση στο χαμηλό επίπεδο του ψυκτικού κύκλου:

$$P_{11\alpha} = f(T_{11\alpha}, x = 0) \quad (31)$$

$$P_{11a} = P_{11} = P_{12} = P_{13} = P_{9b} = P_e \quad (32)$$

Επιπλέον, η θερμοκρασία στην έξοδο του ατμοποιητή ( $T_{13}$ ), υπολογίζεται από τα δεδομένα:

$$T_{13} = T_e + T_{sh} \quad (33)$$

Η πίεση στη θέση b του ejector2, βρίσκεται από την πίεση στο s ακροφύσιο αυτού ( $P_{13}$ ) μειούμενο κατά τις απώλειες  $P_{drop}$ :

$$P_{b2} = P_{13} - P_{drop} \quad (34)$$

Οπότε, γνωρίζοντας πίεση και θερμοκρασία στη θέση 13, υπολογίζεται η ενθαλπία και η εντροπία της:

$$h_{13} = f(T_{13}, P_{13}) \quad (35)$$

$$s_{13} = f(T_{13}, P_{13}) \quad (36)$$

Οπότε, αφού ξέρουμε τις μεταβλητές εισόδου στον ejector2, μπορούμε να **καλέσουμε την υπορουτίνα υπολογισμού στον ejector**, για δεύτερη φορά:

$$F\left(s_7, h_7, P_{b2}, s_{13}, h_{13}, \frac{w_2}{w_1}\right) = \{h_{d2}, P_{d2}, x_{d2}\} = \{h_8, P_{8new}, x_8\} \quad (37)$$

Τελειώνοντας μια επανάληψη του εσωτερικού βρόχου, ελέγχεται η συνθήκη ελέγχου της δομής επανάληψης. Αν είναι αληθής, τότε ο αλγόριθμος θα εισέλθει στο βρόχο επανάληψης και θα εκτελέσει τις εντολές εντός αυτού. Αν είναι ψευδής η συνθήκη ελέγχου, τότε θα προσπεράσει όλο το βρόχο επανάληψης.

### **Τέλος 2<sup>ου</sup> Βρόχου Επανάληψης (έλεγχος περιορισμών)**

Εν συνεχεία, εκτός του εσωτερικού βρόχου επανάληψης, με εφαρμογή της **αρχής διατήρησης της μάζας**, υπολογίζονται οι παροχές μάζας του ρευστού στην έξοδο του διαχωριστή κορεσμένου υγρού (θέση 10) και στην απομάστευση κορεσμένου ατμού (θέση 9by).

$$\dot{m}_{9by} = (w_1 + w_2) * x_8 - w_1 \quad (38)$$

$$\dot{m}_{10} = (w_1 + w_2) * (1 - x_8) \quad (39)$$

Επίσης, στην έξοδο του ejector2, ισχύει:  $P_8 = P_{10} = P_{9by} = P_9$

Στις εξόδους του διαχωριστή2, μπορούμε να υπολογίσουμε την ενθαλπία (θέσεις 9 και 10), αφού έχουμε κορεσμένο ατμό και κορεσμένο υγρό, αντίστοιχα. Επίσης, οι θέσεις 9by και 9 είναι ίδιας ενθαλπίας και εντροπίας, άρα:

$$h_{9by} = h_9 = f(P_9, x = 1) \quad (40)$$

$$h_{10} = f(P_{10}, x = 0) \quad (41)$$

Για τον υπολογισμό της απορροφούμενης θερμότητας του ρευστού ( $Q_e$ ) από το εσωτερικό περιβάλλον, δηλαδή της ψυκτικής ισχύος που παράγει το κύκλωμα, θα χρησιμοποιήσουμε την **αρχή διατήρησης της ενέργειας**, όπου  $h_{13} = h_{e,o}$ :

$$Q_e = w_2 * h_{e,o} - \dot{m}_{10} * h_{10} - \dot{m}_{9by} * h_{9by} \quad (42)$$

Η ενθαλπία στη θέση 2 μπορεί να βρεθεί, μέσω του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή HP, της πίεσης στην έξοδο του συμπιεστή HP που είναι γνωστή η πίεση ( $P_2 = P_{gc}$ ) και την εντροπία στη θέση 1 ( $s_1$ ).

$$s_{2,is} = s_1 \quad (43)$$

$$h_{2,is} = f(s_{2,is}, P_2) \quad (44)$$

$$h_2 = \frac{(h_{2,is} - h_1)}{n_c} + h_1 \quad (45)$$

Οπότε, μπορούμε να υπολογίσουμε το συνολικό έργο συμπίεσης που καταναλώνεται στον ψυκτικό κύκλο, γνωρίζοντας τις ενθαλπίες πριν και μετά την συμπίεση του HP (θέσεις 1 και 2) και του LP (θέσεις 9 και 9α). Επίσης, ο συμπιεστής HP συμπιέζει παροχή μάζας  $\dot{m}_1 = 1$ , ενώ ο συμπιεστής LP συμπιέζει παροχή μάζας  $\dot{m}_9 = w_1$ :

$$W_{comp} = W_{comp,HP} + W_{comp,LP} \rightarrow$$

$$W_{comp} = (h_2 - h_1) + w_1 * (h_{9a} - h_9) \quad (46)$$

Άρα, μπορεί να υπολογιστεί ο συντελεστής συμπεριφοράς (COP) του NERC, ολοκληρώνοντας και τον εξωτερικό βρόχο επανάληψης.

$$COP = \frac{Q_e}{W_{comp}} \quad (47)$$

Τελειώνοντας μια επανάληψη του εξωτερικού βρόχου, ελέγχεται η συνθήκη της δομής επανάληψης. Αν είναι αληθής, τότε ο αλγόριθμος θα εισέλθει στο βρόχο επανάληψης και θα εκτελέσει τις εντολές εντός αυτού, δηλαδή αν το COP που βρέθηκε σε αυτή την επανάληψη είναι μεγαλύτερο από αυτό που υπολογίστηκε στην προηγούμενη επανάληψη ( $COP_{min}$ ). Ειδιάλλως, αν είναι ψευδής η συνθήκη ελέγχου θα προσπεράσει όλο το βρόχο επανάληψης.

### **Τέλος 1<sup>ου</sup> Βρόχου Επανάληψης (maxCOP)**

Αφού ολοκληρωθούν οι επαναλήψεις, υπολογίζεται ο **τελικός COP** που βρέθηκε μεγαλύτερος:

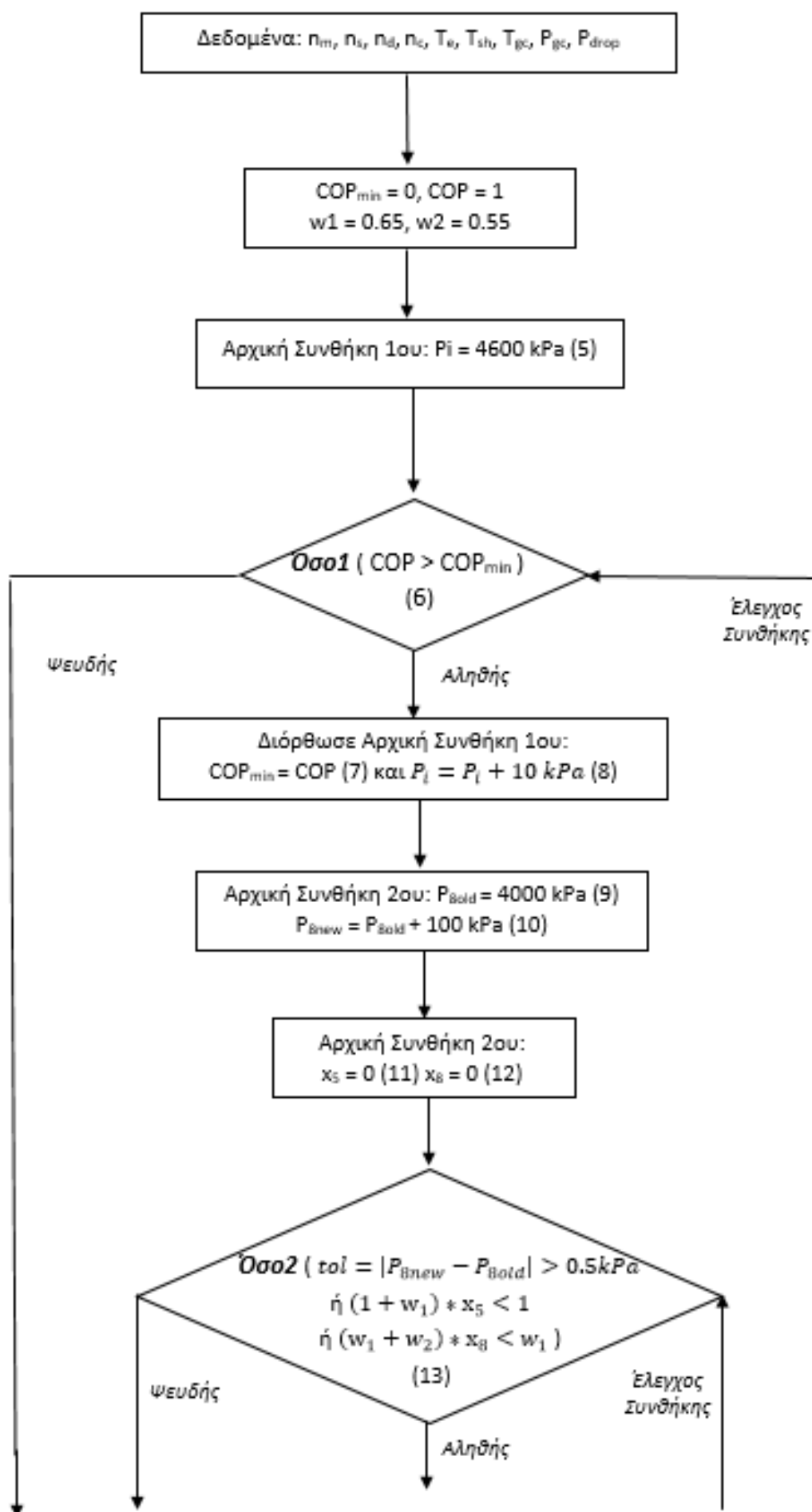
$$COP = COP_{min} \quad (48)$$

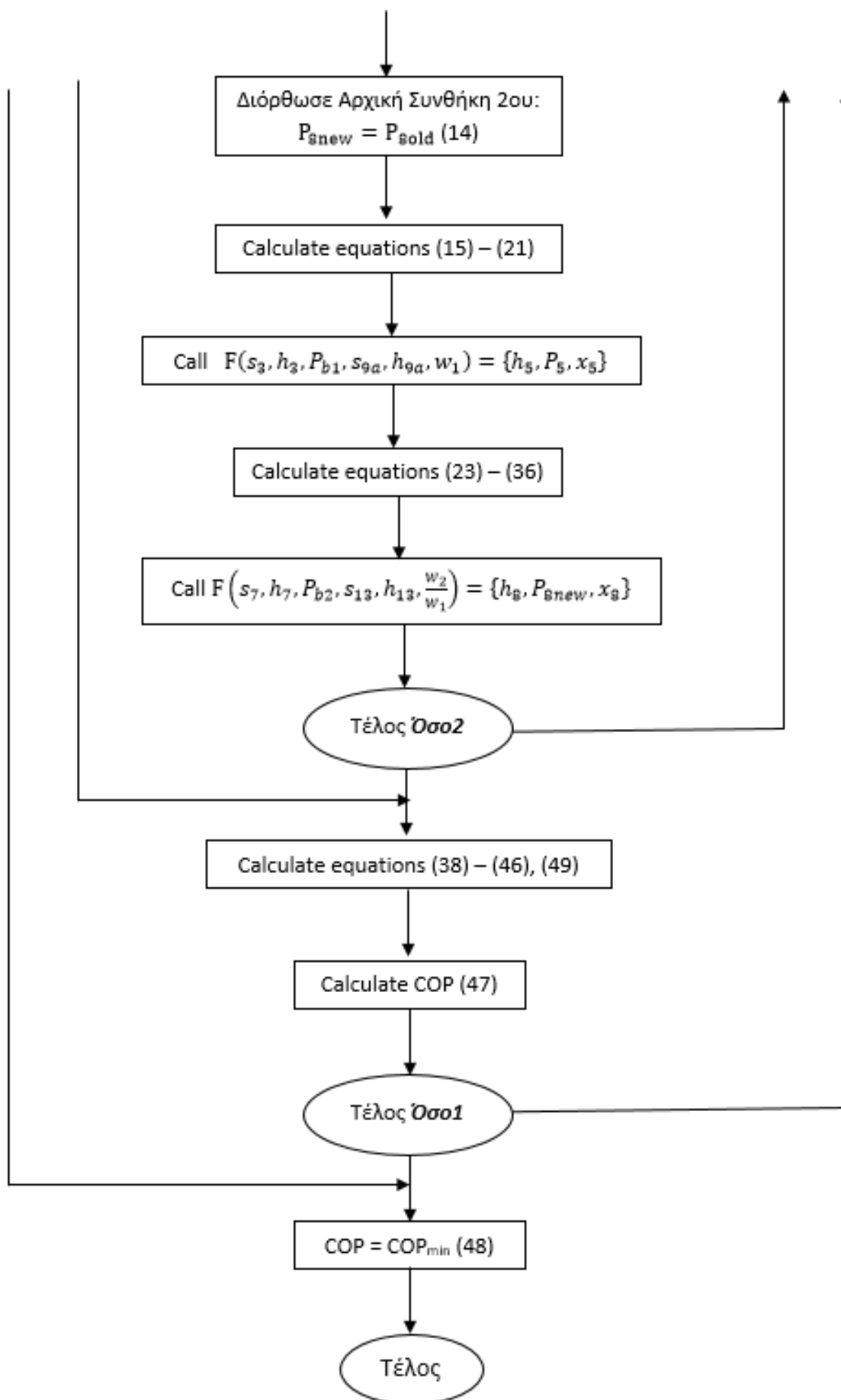
Τέλος, μπορεί να υπολογιστεί και η απορριπτόμενη θερμότητα στο εξωτερικό περιβάλλον του ψύκτη:

$$Q_{gc} = h_2 - h_3 \quad (49)$$

### **3.6.2 Διάγραμμα Ροής Αλγορίθμου NERC**

Στην παρακάτω Εικόνα παρουσιάζεται το διάγραμμα ροής του αλγορίθμου NERC που αναπτύχθηκε παραπάνω:





Εικόνα 3-18 Διάγραμμα Ροής Αλγορίθμου NERC

### 3.7 Εξεργειακή Ανάλυση NERC

Η χρησιμότητα της ενέργειας καθορίζεται από τη δυνατότητα της να προκαλεί αλλαγή ή να παράγει έργο, ενώ η ποιότητα της μετριέται με το εξεργειακό περιεχόμενο της. Η κάλυψη αναγκών με ενέργεια καλύτερης ποιότητας από την απαιτούμενη είναι ενεργειακά ασύμφορη και πρέπει να αποφεύγεται.

Για την ποσοτική ενεργειακή ανάλυση απαιτείται μια ιδιότητα που βοηθά στη μέτρηση της ποιότητας της ενέργειας, συνδέοντας τη με τη δυνατότητα που έχει η ενέργεια να προκαλεί αλλαγή. Η ιδιότητα αυτή είναι το μέγιστο έργο που μπορούμε να πάρουμε από ένα σύστημα, το οποίο λέγεται διαθέσιμο έργο ή διαθέσιμη ενέργεια ή εξέργεια.

Εξέργεια είναι το μέγιστο έργο που μπορεί να δώσει ένα σύστημα μέχρι να έλθει σε ισορροπία με το περιβάλλον και εξαρτάται μόνο από τις αρχικές και τελικές συνθήκες, δηλαδή είναι συνάρτηση μόνο των ιδιοτήτων του συστήματος και του περιβάλλοντος. Συχνά η εξέργεια θεωρείται το ποσοστό της συνολικής ενέργειας ενός συστήματος που μπορεί να μετατραπεί σε έργο, το υπόλοιπο ποσοστό που δεν δίνει ενέργεια ονομάζεται ανέργεια.[46]

Γνωρίζουμε ότι ο ρυθμός παραγωγής εντροπίας για ένα σύστημα δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$$\dot{s}_{gen} = \sum_{o=1}^n \dot{m}_o * s_o - \sum_{i=1}^n \dot{m}_i * s_i - \sum_{k=1}^n \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \quad (1)$$

Οπότε, ο ρυθμός καταστροφής της εξέργειας μπορεί να προσδιοριστεί από την παρακάτω εξίσωση, όπου  $T_0$  είναι η θερμοκρασία εξωτερικού περιβάλλοντος: [45]

$$I = T_0 \dot{s}_{gen} \quad (2)$$

Επίσης, είναι γνωστές οι θερμοκρασίες των περιβαλλόντων:

- Η θερμοκρασία του εσωτερικού περιβάλλοντος:  $T_r = T_e + 5^\circ\text{C}$
- Η θερμοκρασία του εξωτερικού περιβάλλοντος:  $T_0 = 27^\circ\text{C}$

Επειδή το σύνολο των εξισώσεων είναι παραμετροποιημένες ως προς την παροχή μάζας, δεν υφίσταται η έννοια του ρυθμού. Οπότε, θα υπολογιστεί η εξεργειακή καταστροφή που πραγματοποιείται σε κάθε εξάρτημα του ψυκτικού κύκλου NERC.

- Συμπιεστές HP και LP:

$$\text{LP: } I_{CLP} = T_0 * (w_1 * (s_{9a} - s_9)) \quad (3)$$

$$\text{HP: } I_{CHP} = T_0 * (s_2 - s_1) \quad (4)$$

- Ejectors 1 και 2:

$$I_{ej1} = T_0 * ((1 + w_1) * s_5 - s_3 - w_1 * s_{9a}) \quad (5)$$

$$I_{ej2} = T_0 * ((w_1 + w_2) * s_8 - w_2 * s_{13} - w_1 * s_7) \quad (6)$$

- Ατμοποιητής, ο οποίος έχει συναλλαγή θερμότητας με το εσωτερικό περιβάλλον που θέλουμε να ψύξουμε, με θερμοκρασία  $T_r$ :

$$I_{evap} = T_0 * w_2 * ((s_{13} - s_{12}) - \frac{h_{13} - h_{12}}{T_r}) \quad (7)$$

- Εκτονωτικές Βαλβίδες:

$$I_{ex10} = T_0 * \dot{m}_{10} * (s_{11} - s_{10}) \quad (8)$$

$$I_{ex9by} = T_0 * \dot{m}_{9by} * (s_{9b} - s_{9by}) \quad (9)$$

- Ψύκτης (gas cooler), ο οποίος έχει συναλλαγή θερμότητας με το εξωτερικό περιβάλλον ( $T_0$ ), προς το οποίο την απορρίπτει:

$$I_{gc} = T_0 * ((s_3 - s_2) - \frac{(h_3 - h_2)}{T_0}) \quad (10)$$

Οπότε, η συνολική καταστροφή εξέργειας στον NERC είναι:

$$I_{tot} = I_{CHP} + I_{CLP} + I_{ej1} + I_{ej2} + I_{evap} + I_{ex10} + I_{ex9by} + I_{gc} \quad (11)$$



## 4 Μοντελοποίηση Άλλων Διακρίσιμων Κύκλων R744 με ejector

Στο παρόν κεφάλαιο θα γίνει η μοντελοποίηση και άλλων δύο τύπων διακρίσιμων ψυκτικών κύκλων που χρησιμοποιούν το ψυκτικό ρευστό R744 ως εργαζόμενο μέσο και ejector για την φάση της εκτόνωσης του ρευστού αντί εκτονωτικής βαλβίδας. Επιπλέον θα μοντελοποιηθεί και ο βασικός διακρίσιμος ψυκτικός κύκλος του R744.

Τα παραπάνω μοντέλα θα προσομοιωθούν για κοινά δεδομένα, αν και έχουν διαφορές ως προς τις παραμέτρους που επηρεάζουν τον τελικό υπολογισμό του COP. Τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων, καθώς και η σύγκριση μεταξύ των αποτελεσμάτων θα παρουσιαστούν στο επόμενο κεφάλαιο.

Επίσης, τα μοντέλα που θα παρουσιαστούν αποτελούν παραλλαγές των όσων έχουν αναφερθεί και δεν εισάγουν κάποια καινούργια μέθοδο ή εξάρτημα που να διαφοροποιείται έναντι των υπολοίπων. Οι παραδοχές και τα δεδομένα που εισάγονται στα μοντέλα προσομοίωσης είναι τα ίδια με αυτά που παρουσιάστηκαν στο κεφάλαιο 3.4 και 3.6 (Πίνακας 5), αντίστοιχα, με τις επιπλέον παραμέτρους να αγνοούνται αναλόγως του μοντέλου (2<sup>ος</sup> ejector, 2<sup>ος</sup> συμπιεστής κλπ).

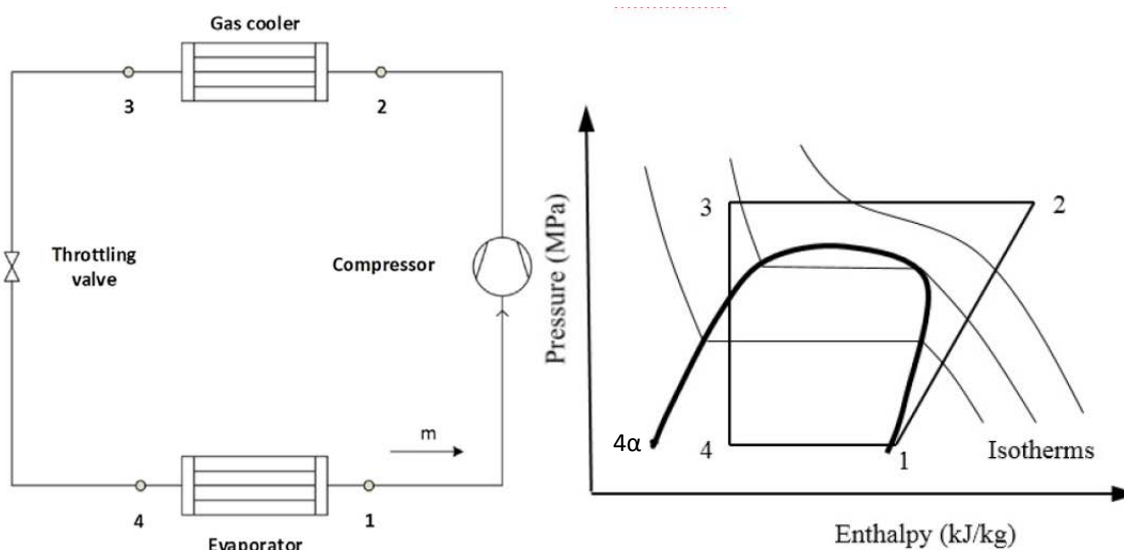
Οι διακρίσιμοι ψυκτικοί κύκλοι που θα μοντελοποιηθούν, εκτός του NERC (New Ejector Refrigerant Cycle) που μοντελοποιήθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο, είναι οι παρακάτω:

- Βασικός (Basic)
- Με χρήση ενός ejector και απομάστευσης ατμού (CERC – Conventional Ejector Refrigerant Cycle)
- Με χρήση δύο ejectors και αντίστοιχων απομαστεύσεων ατμού (DERC – Double Ejector Refrigerant Cycle)

Τέλος, σημειώνεται ότι στους ψυκτικούς κύκλους που διαθέτουν ejector ως εξάρτημα στο ψυκτικό τους κύκλωμα (CERC και DERC), οι αλγόριθμοι προσομοίωσης τους καλούν την υπορουτίνα που παρουσιάστηκε στο κεφάλαιο 3.5, αναλόγως του ψυκτικού κύκλου που χρησιμοποιείται, καθώς δεν υφίστανται αλλαγές στην μοντελοποίηση του ejector.

### 4.1 Βασικός Διακρίσιμος Κύκλος

Ότι αφορά τον βασικό κύκλο έχει ήδη αναφερθεί στα προηγούμενα κεφάλαια. Παρακάτω παρουσιάζεται η διάταξη και το διάγραμμα P – h του ψυκτικού κύκλου.



Εικόνα 4-1 Διάταξη και Διάγραμμα P - h Βασικού Διακρίσιμου Κύκλου [47]

Στον παρακάτω Πίνακα φαίνονται οι τιμές των μεταβλητών που αποτελούν δεδομένα:

Μεταβλητή	Συμβολισμός	Τιμή
Βαθμός Απόδοσης Συμπιεστή	$n_c$	0.75
Θερμοκρασία Ατμοποιητή	$T_e$ (°C)	5
Αύξηση Θερμοκρασίας Υπερθέρμανσης	$T_{sh}$ (°C)	5
Θερμοκρασία Εξόδου Ψύκτη	$T_{gc}$ (°C)	40
Πίεση Ψύκτη	$P_{gc}$ (kPa)	10.000
Θερμοκρασία Εσωτερικού Περιβάλλοντος (που θέλουμε να ψύξουμε)	$T_r$ (°C)	$T_e + 5$
Θερμοκρασία Εξωτερικού Περιβάλλοντος	$T_0$ (°C)	27

Πίνακας 6 Παραδοχές Μεταβλητών Βασικού Κύκλου

Γνωρίζοντας την θερμοκρασία στην είσοδο του ατμοποιητή έχουμε:

$$T_4 = T_{4\alpha} = T_e \quad (1)$$

Όπου στη θέση 4α έχουμε κορεσμένο υγρό:

$$P_{4\alpha} = f(T_{4\alpha}, x = 0) \quad (2)$$

Επίσης, ισχύει:

$$P_{4\alpha} = P_4 = P_1 \quad (3)$$

Επιπλέον, ξέρουμε την θερμοκρασία την έξοδο του ατμοποιητή:

$$T_1 = T_e + T_{sh} \quad (4)$$

Οπότε, από (3) και (4) βρίσκουμε την ενθαλπία και την εντροπία στη θέση 1:

$$s_1 = f(P_1, T_1), h_1 = f(P_1, T_1) \quad (5)$$

Η θερμοκρασία και η πίεση στην έξοδο του ψύκτη (θέση 3) είναι γνωστή:

$$T_3 = T_{gc} \quad (6)$$

$$P_2 = P_3 = P_{gc} \quad (7)$$

Οπότε, από (6) και (7) βρίσκουμε την ενθαλπία στη θέση 3:

$$h_3 = f(P_3, T_3) \quad (7)$$

Η εκτόνωση 3→4 στη βαλβίδα γίνεται ισηνθαλπικά, άρα:

$$h_4 = h_3 \quad (8)$$

Επειδή, κατά τη συμπίεση 1→2 ισχύει:  $s_1 = s_{2is}$ :

$$h_{2,is} = f(P_2, s_{2is}) \quad (9)$$

Και μέσω του ισηντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή, βρίσκουμε:

$$h_2 = \frac{h_{2,is} - h_1}{n_c} + h_1 \quad (10)$$

Οπότε, το καταναλισκόμενο έργο συμπίεσης είναι:

$$w_{comp} = h_2 - h_1 \quad (11)$$

Η απορροφούμενη θερμότητα στον ατμοποιητή (ψυκτικό αποτέλεσμα) είναι:

$$Q_e = h_1 - h_4 \quad (12)$$

Οπότε, υπολογίζεται ο συντελεστής συμπεριφοράς του βασικού κύκλου είναι:

$$COP_b = \frac{Q_e}{w_{comp}} \quad (13)$$

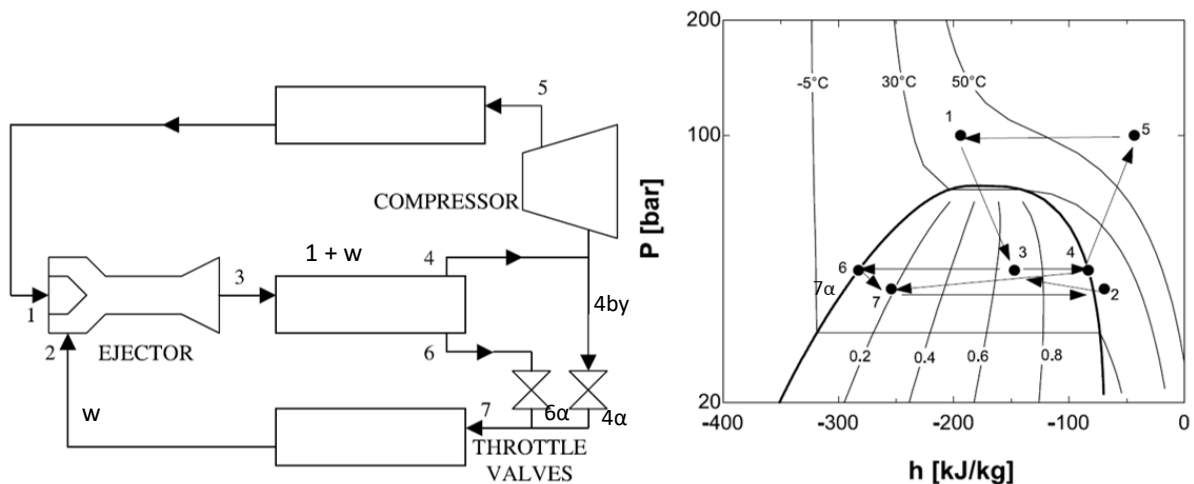
Επίσης, η απορριπτόμενη θερμότητα στον ψύκτη είναι:

$$Q_{gc} = h_2 - h_3 \quad (14)$$

Στον βασικό κύκλο δεν υφίσταται κάποια δομή επανάληψης, καθώς δεν έχουμε κάποιο περιορισμό, ούτε πραγματοποιείται κάποιου είδους βελτιστοποίηση.

## 4.2 Διακρίσιμος Κύκλος με Ejector και Απομάστευση (CERC)

Στο προηγούμενο κεφάλαιο έγινε εκτενής αναφορά για τον σκοπό χρήσης και τη μοντελοποίηση του ejector, καθώς και η ανάγκη της απομάστευσης ατμού πριν την είσοδο του στο συμπιεστή. Οπότε, στην παρακάτω Εικόνα παρουσιάζεται η διάταξη και το διάγραμμα P – h του ψυκτικού κυκλώματος.



Εικόνα 4-2 Διάταξη και Διάγραμμα P - h Κύκλου CERC [42]

Στον παρακάτω Πίνακα φαίνονται οι τιμές των μεταβλητών που αποτελούν δεδομένα:

Μεταβλητή	Συμβολισμός	Τιμή
Βαθμός Απόδοσης Διαχύτη Ejector	$\eta_d$	0.8
Βαθμός Απόδοσης m Ακροφυσίου Ejector	$\eta_m$	0.9
Βαθμός Απόδοσης s Ακροφυσίου Ejector	$\eta_s$	0.9
Βαθμός Απόδοσης Συμπιεστή	$\eta_c$	0.75
Θερμοκρασία Ατμοποιητή	$T_e$ (°C)	5
Αύξηση Θερμοκρασίας Υπερθέρμανσης	$T_{sh}$ (°C)	5
Θερμοκρασία Εξόδου Ψύκτη	$T_{gc}$ (°C)	40
Πίεση Ψύκτη	$P_{gc}$ (kPa)	10.000
Απώλεια Πίεσης s – b Ejector	$P_{drop}$ (kPa)	30
Θερμοκρασία Εσωτερικού Περιβάλλοντος (που θέλουμε να ψύξουμε)	$T_r$ (°C)	$T_e + 5$
Θερμοκρασία Εξωτερικού Περιβάλλοντος	$T_0$ (°C)	27
Λόγος Διοχέτευσης Ejector	w	Παράμετρος βελτιστοποίησης

Πίνακας 7 Παραδοχές Μεταβλητών Κύκλου CERC

#### 4.2.1 Ανάλυση Αλγορίθμου CERC

Τοποθετούμε τον λόγο διοχέτευσης ( $w$ ) του ejector, με υπόθεση τιμής:  $w = 0.65$

Είναι γνωστός ο **ανισοτικός περιορισμός σταθερής κατάστασης λειτουργίας**:

$$(1 + w) * x \geq 1 \quad (1)$$

Γνωρίζοντας την θερμοκρασία στην είσοδο του ατμοποιητή έχουμε:

$$T_7 = T_{7\alpha} = T_e \quad (2)$$

$$P_{7\alpha} = f(T_{7\alpha}, x = 0) \quad (3)$$

$$P_{7\alpha} = P_7 = P_2 \quad (4)$$

Ακόμη, γνωρίζουμε την θερμοκρασία στην έξοδο του ατμοποιητή (θέση 2):

$$T_2 = T_e + T_{sh} \quad (5)$$

Οπότε, από τις (4) και (5) βρίσκεται η ενθαλπία και η εντροπία στη θέση 2, που είναι η είσοδος του s ακροφυσίου του ejector:

$$s_2 = f(P_2, T_2), h_2 = f(P_2, T_2) \quad (6)$$

Επίσης, η θερμοκρασία και η πίεση στην έξοδο του ψύκτη (θέση 1) είναι γνωστή:

$$T_1 = T_{gc} \quad (7)$$

$$P_1 = P_5 = P_{gc} \quad (8)$$

Οπότε, από τις (7) και (8) βρίσκεται η ενθαλπία και η εντροπία στη θέση 1, που είναι η είσοδος του m ακροφυσίου του ejector:

$$s_1 = f(P_1, T_1), h_1 = f(P_1, T_1) \quad (9)$$

Γνωρίζοντας την ενθαλπία και την εντροπία στις εισόδους των ακροφυσίων του ejector (m, s), υπολογίζουμε και την πτώση πίεσης στη θέση b στο εσωτερικό του ejector:

$$P_b = P_2 - P_{drop} \quad (10)$$

Η μεταβλητή της ποιότητας  $x$  υπολογίζεται μέσω της υπορουτίνας του ejector, ως μεταβλητή εξόδου. Επίσης, πρέπει να ικανοποιείται ο περιορισμός (1), ενώ η μεταβλητή του λόγου διοχέτευσης ( $w$ ) τίθεται στην αρχή του αλγορίθμου με υπόθεση.

Οπότε, για να εξασφαλίσουμε την ικανοποίηση του ανισοτικού περιορισμού (1) και να υπολογιστούν οι μεταβλητές εξόδου της υπορουτίνας του ejector ( $h_3, P_3, x$ ) θα χρησιμοποιηθεί μια δομή επανάληψης Όσο (συνθήκη ελέγχου), με συνθήκη ελέγχου την αντίθετη ανισότητα του περιορισμού (1). Εντός του βρόχου επανάληψης θα βρίσκεται η υπορουτίνα του ejector, προκειμένου να εξασφαλίζεται η ικανοποίηση του περιορισμού (1) κατά τον υπολογισμό της ποιότητας ( $x$ ).

Όμως, δεν υπάρχει κάποια παράμετρος μεταβολής των μεταβλητών στην συνθήκη ελέγχου εντός του βρόχου, με αποτέλεσμα να δημιουργείται ατέρμων βρόχος. Γι' αυτό το λόγο και επειδή το  $x$  υπολογίζεται από συγκεκριμένες εξισώσεις θα πρέπει να μεταβάλλεται το  $w$  με ένα μικρό βήμα για την έξοδο από το βρόχο επανάληψης. Επίσης, τοποθετούμε μια αρχική τιμή στο  $x$  πριν την δομή επανάληψης, προκειμένου να εισέλθει ο αλγόριθμος την πρώτη φορά στον βρόχο, η οποία επιλέγεται να είναι μηδενική. Οπότε, έχουμε:

$$x = 0 \quad (11)$$

Όσο [  $(1 + w) * x < 1$  ] τότε:

$$F(s_1, h_1, P_b, s_2, h_2, w) = \{h_d, P_d, x_d\} = \{h_3, P_3, x\} \quad (12)$$

$$w = w + 0.01 \quad (13)$$

Τέλος Όσο

$$w = w - 0.01 \quad (14)$$

Η εξίσωση (14) είναι για να μην καταχωρηθεί η τελευταία τιμή στο  $w$ , μετά την έξοδο από τη δομή επανάληψης. Οπότε, υπολογίζονται τα μεγέθη στην έξοδο του ejector (θέση 3).

$$P_3 = P_4 = P_{4by} = P_6 \quad (15)$$

Στις εξόδους του διαχωριστή (4 και 6) έχουμε κορεσμένο ατμό και υγρό, οπότε:

$$h_4 = h_{4by} = f(P_4, x = 1) \quad (16)$$

$$h_6 = f(P_6, x = 0) \quad (17)$$

Από την αρχή διατήρησης της μάζας υπολογίζονται οι παροχές μαζών της απομάστευσης  $\dot{m}_{4by}$  και του κορεσμένου ατμού:

$$\dot{m}_{4by} = (1 + w) * x - 1 \quad (18)$$

$$\dot{m}_6 = (1 + w) * (1 - x) \quad (19)$$

Οπότε, μέσω της αρχής διατήρησης της ενέργειας, υπολογίζεται η απορροφούμενη θερμότητα στον ατμοποιητή (ψυκτικό αποτέλεσμα):

$$Q_e = w * h_2 - \dot{m}_6 * h_6 - \dot{m}_{4by} * h_{4by} \quad (20)$$

Προκειμένου,, να βρούμε το έργο συμπίεσης, βρίσκουμε την εντροπία στη θέση 4 (κορεσμένος ατμός) και μέσω του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή υπολογίζουμε την ενθαλπία στην κατάθλιψη του συμπιεστή (θέση 5).

$$s_4 = f(P_4, x = 1) = s_{5,is} \quad (21)$$

$$h_{5,is} = f(P_5, s_{4,is}) \quad (22)$$

$$h_5 = \frac{h_{5,is} - h_4}{n_c} + h_4 \quad (23)$$

Οπότε, το καταναλισκόμενο έργο συμπίεσης είναι:

$$w_{comp} = h_5 - h_4 \quad (24)$$

Και υπολογίζεται ο συντελεστής συμπεριφοράς του κύκλου CERC:

$$COP_{CERC} = \frac{Q_e}{w_{comp}} \quad (25)$$

Επίσης, η απορριπτόμενη θερμότητα από τον ψύκτη είναι:

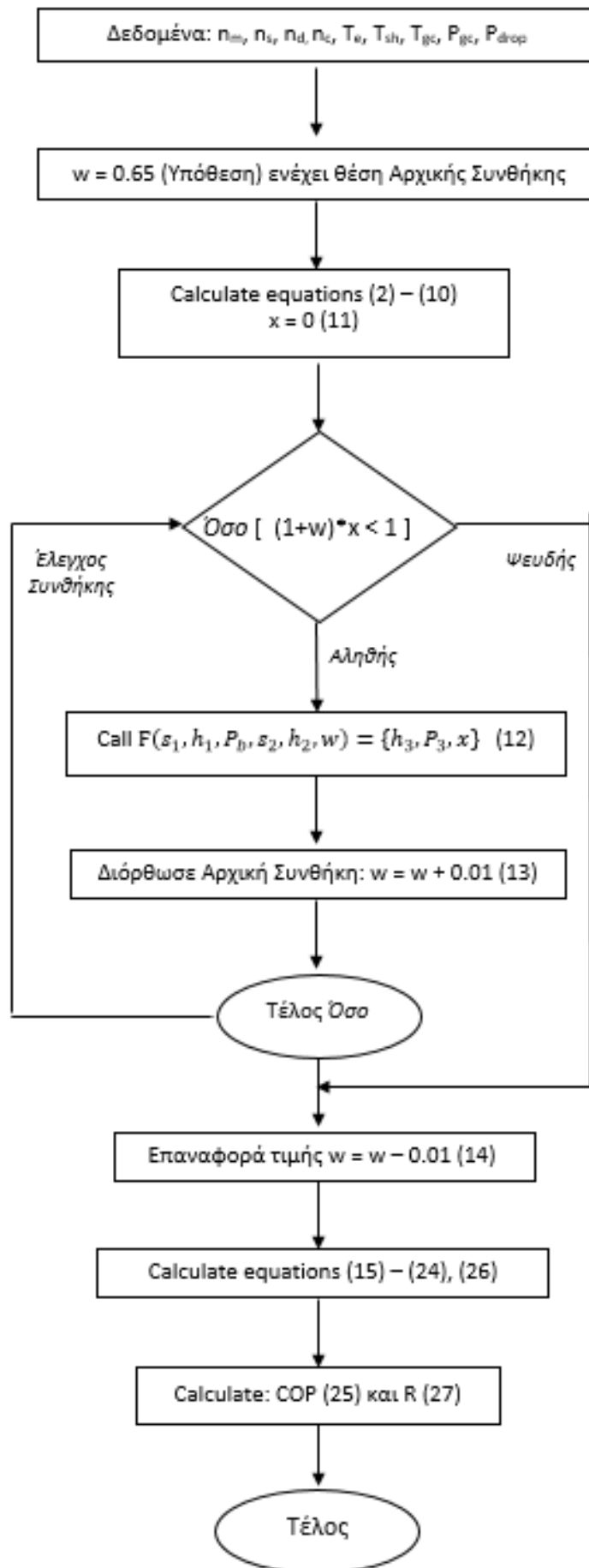
$$Q_{gc} = h_5 - h_1 \quad (26)$$

Τέλος, μπορεί να υπολογιστεί και ο λόγος των COP, μεταξύ του βασικού και του CERC:

$$R = \frac{COP_{CERC}}{COP_b} \quad (27)$$

#### 4.2.2 Διάγραμμα Ροής Αλγορίθμου CERC

Στην παρακάτω Εικόνα παρουσιάζεται το διάγραμμα ροής του αλγορίθμου CERC:



Εικόνα 4-3 Διάγραμμα Ροής Αλγορίθμου CERC

### 4.2.3 Εξεργειακή Ανάλυση CERC

Υπολογίζεται η εξεργειακή καταστροφή που πραγματοποιείται σε κάθε εξάρτημα του ψυκτικού κύκλου CERC κατά αντιστοιχία με ότι υλοποιήθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο για τον NERC.

Με γνωστές τις θερμοκρασίες των περιβαλλόντων:

- Η θερμοκρασία του εσωτερικού περιβάλλοντος:  $T_r = T_e + 5^\circ\text{C}$
- Η θερμοκρασία του εξωτερικού περιβάλλοντος:  $T_0 = 27^\circ\text{C}$

Υπολογίζεται η καταστροφή εξέργειας για κάθε εξάρτημα του CERC:

- Συμπιεστής:

$$I_C = T_0 * (s_5 - s_4) \quad (1)$$

- Ejectors:

$$I_{ej} = T_0 * ((1 + w) * s_3 - s_1 - w * s_2) \quad (2)$$

- Ατμοποιητής, ο οποίος έχει συναλλαγή θερμότητας με το εσωτερικό περιβάλλον που θέλουμε να ψύξουμε, με θερμοκρασία  $T_r$ :

$$I_{evap} = T_0 * w * ((s_2 - s_7) - \frac{h_2 - h_7}{T_r}) \quad (3)$$

- Εκτονωτικές Βαλβίδες:

$$I_{ex6} = T_0 * \dot{m}_6 * (s_{6a} - s_6) \quad (4)$$

$$I_{ex4by} = T_0 * \dot{m}_{4by} * (s_{4a} - s_{4by}) \quad (5)$$

- Ψύκτης (gas cooler), ο οποίος έχει συναλλαγή θερμότητας με το εξωτερικό περιβάλλον ( $T_0$ ), προς το οποίο την απορρίπτει:

$$I_{gc} = T_0 * ((s_1 - s_5) - 1 * \frac{(h_1 - h_5)}{T_0}) \quad (6)$$

Οπότε, η συνολική καταστροφή εξέργειας στον CERC είναι:

$$I_{tot} = I_C + I_{ej} + I_{evap} + I_{ex6} + I_{ex4by} + I_{gc} \quad (7)$$

### 4.3 Διακρίσιμος Κύκλος με Δυο Ejectors και Απομαστεύσεις (DERC)

Ο ψυκτικός κύκλος (DERC – Double Ejector Refrigerant Cycle) είναι παρόμοιος με τον NERC, η μόνη διαφορά στη λειτουργία τους, εντοπίζεται στην ύπαρξη δεύτερου συμπιεστή στο NERC, ο οποίος βοηθά το κύκλωμα να είναι σε υψηλότερα ενδιάμεσα επίπεδα πίεσης από αυτά του DERC, με αποτέλεσμα να έχει αυξημένο COP.

Ουσιαστικά, με την εισαγωγή του συμπιεστή LP στο κύκλωμα του NERC δίνεται η δυνατότητα να ρυθμίζει τα ενδιάμεσα επίπεδα πίεσης (υψηλό και χαμηλό είναι καθορισμένα), καθώς και έμμεσα την πίεση στην αναρρόφηση του συμπιεστή HP. Αυξημένη πίεση στην αναρρόφηση του συμπιεστή HP σημαίνει μικρότερη κατανάλωση έργου συμπίεσης του, το οποίο αντισταθμίζεται από το παραγόμενο έργο συμπίεσης του LP. Θα πρέπει επομένως, να γίνει προσομοίωση της λειτουργίας του κύκλου, προκειμένου να διευκρινιστεί το επίπεδο συμπίεσης στην κατάθλιψη του συμπιεστή LP που γίνεται βέλτιστο για τον κύκλο. Οπότε, ανακύπτει θέμα βελτιστοποίησης της λειτουργίας του ψυκτικού κύκλου, το οποίο υλοποιείται μέσω μεγιστοποίησης του COP.





Ο βρόχος επανάληψης θα έχει ως συνθήκη ελέγχου τους ως άνω περιορισμούς και επιπλέον την σύγκλιση τιμής της πίεσης στην έξοδο του ejector2 (θέση 6), με αρχική συνθήκη την  $P_6$ , την οποία αρχικώς θα υποθέτουμε και έπειτα θα διορθώνεται εντός του βρόχου επανάληψης, με υπολογισμό της τιμής της από τις θερμοδυναμικές εξισώσεις.

$$P_{6new} = P_{6old}$$

Λόγω του ισοτικού περιορισμού, εισάγουμε μία **ανοχή σφάλματος**:

$$tol = |P_{6new} - P_{6old}| > 0.5kPa$$

Η  $P_6$  είναι η μεταβλητή που θα υπολογίζεται εντός του βρόχου επανάληψης, ώστε να τροποποιούνται οι τιμές των μεταβλητών στις συνθήκες ελέγχου, έως ότου συγκλίνει η τιμή της εντός της παραπάνω ανοχής σφάλματος.

Επιπλέον, εντός του βρόχου επανάληψης θα καλείται η υπορουτίνα (συνάρτηση) του ejector δύο φορές, προκειμένου να υπολογίζονται οι μεταβλητές εξόδου της συνάρτησης, που αντιστοιχούν στις εξόδους των ejectors (θέσεις 4 και 6):

- Ejector1:  $F(s_3, h_3, P_{b1}, s_7, h_7, w_1) = \{h_{d1}, P_{d1}, x_{d1}\} = \{h_4, P_4, x_4\}$
- Ejector2:  $F\left(s_{6a}, h_{6a}, P_{b2}, s_{10}, h_{10}, \frac{w_2}{w_1}\right) = \{h_{d2}, P_{d2}, x_{d2}\} = \{h_6, P_6, x_6\}$

Οπότε, η δομή του αλγορίθμου θα είναι η εξής:

Inputs

$w_1 =$  υπόθεση ( $0.5 < w_1 < 1$ )

$w_2 =$  υπόθεση ( $0.5 < w_2 < 1$ )

$P_{6old} =$  υπόθεση ( $P_{6old} > P_e$ ), όπου  $P_e = P_{10}$  το χαμηλό επίπεδο πίεσης

$P_{6new} = P_{6old} + 100 \text{ kPa}$

$x_4 = 0$

$x_6 = 0$

(για να εισέλθει την πρώτη φορά στο βρόχο επανάληψης)

**Όσο** [ $tol = |P_{6new} - P_{6old}| > 0.5 \text{ kPa}$  ή  $(1 + w_1) * x_4 < 1$  ή  $(w_1 + w_2) * x_6 < w_1$ ] τότε:

$P_{6new} = P_{6old}$   
 <<Calculations>>  
 $P_{b1} = P_7 - P_{drop}$   
 Call subroutine  $F(s_3, h_3, P_{b1}, s_7, h_7, w_1) = \{h_4, P_4, x_4\}$   
 <<Calculations>>  
 $P_{b2} = P_{10} - P_{drop}$   
 Call subroutine  $F\left(s_{6a}, h_{6a}, P_{b2}, s_{10}, h_{10}, \frac{w_2}{w_1}\right) = \{h_6, P_6, x_6\}$

**Τέλος Όσο**

<<Calculations>>

Calculate COP

Εικόνα 4-5 Δομή Αλγορίθμου DERC

### 4.3.1 Ανάλυση Αλγορίθμου DERC

Τοποθετούμε τους λόγους διοχέτευσης ( $w_1, w_2$ ) των ejectors, με υπόθεση τιμής:

$$w_1 = 0.65 \text{ και } w_2 = 0.55$$

Η **αρχική συνθήκη** για την δομή επανάληψης, πρέπει να κάνει αληθή τη συνθήκη ελέγχου την πρώτη φορά, ώστε να εισέλθει ο αλγόριθμος εντός του βρόχου επανάληψης, οπότε έχουμε:

$$P_{6old} = 4000 \text{ kPa (1)}$$

$$P_{6new} = P_{6old} + 100 \text{ kPa (2)}$$

Το ίδιο ισχύει και για τις αρχικές τιμές στις ποικιλίες των ρευστών στην έξοδο των ejectors:

$$x_4 = 0 \text{ (3)}$$

$$x_6 = 0 \text{ (4)}$$

#### **Βρόχος Επανάληψης (έλεγχος περιορισμών)**

Οι συνθήκες ελέγχου της δομής επανάληψης είναι ένας ισοτικός περιορισμός, με ανοχή σφάλματος πολύ μικρής τάξης μεγέθους σε σχέση με τις τιμές των μεταβλητών. Οι άλλοι δύο ανισοτικοί περιορισμοί μένουν ως έχουν:

$$\text{Όσο } (tol = |P_{6new} - P_{6old}| > 0.5kPa \text{ ή } (1 + w_1) * x_4 < 1 \text{ ή } (w_1 + w_2) * x_6 < w_1) \text{ (5)}$$

Η **διόρθωση** της **αρχικής συνθήκης**, η οποία είναι και μεταβλητή της συνθήκης ελέγχου, τίθεται στην αρχή του βρόχου επανάληψης:

$$P_{6new} = P_{6old} \text{ (6)}$$

Υπολογίζουμε την ενθαλπία και την εντροπία στην είσοδο του ακροφυσίου m του ejector1 (θέση 3), καθώς ισχύει  $T_3 = T_{gc}$  και  $P_3 = P_{gc}$ , οπότε:

$$h_3 = f(T_3, P_3) \text{ (7)}$$

$$s_3 = f(T_3, P_3) \text{ (8)}$$

Επίσης, μπορούμε να βρούμε την ενθαλπία και την εντροπία στη θέση 7, καθώς  $P_7 = P_{6new}$ .

$$h_7 = f(T_7, x = 1) \text{ (9)}$$

$$s_7 = f(T_7, x = 1) \text{ (10)}$$

Οι μεταβλητές εισόδου στον ejector1 είναι γνωστές, οπότε καλείται η **υπορουτίνα υπολογισμού στον ejector**, αφού υπολογιστεί η πίεση στη θέση b του ejector1.

$$P_{b1} = P_7 - P_{drop} \text{ (11)}$$

$$F(s_3, h_3, P_{b1}, s_7, h_7, w_1) = \{h_{d1}, P_{d1}, x_{d1}\} = \{h_4, P_4, x_4\} \text{ (12)}$$

Στην έξοδο του ejector1 έχουμε γνωστή την πίεση  $P_4$ , οπότε μπορούμε να υπολογίσουμε την εντροπία και την ενθαλπία στις εξόδους του διαχωριστή1 (θέσεις 1 και 5). Επίσης, οι θέσεις 1by και 1 είναι ίδιας ενθαλπίας και εντροπίας και έχουμε ότι:  $P_1 = P_4 = P_5$

$$h_{1by} = h_1 = f(P_1, x = 1) \text{ (13)}$$

$$s_{1by} = s_1 = f(P_1, x = 1) \text{ (14)}$$

$$h_5 = f(P_5, x = 0) \text{ (15)}$$

$$s_5 = f(P_5, x = 0) \text{ (16)}$$

Μέσω της **αρχής διατήρησης της μάζας** υπολογίζουμε την παροχή μάζας στη θέση 5 και την απομάστευση ατμού στη θέση 1by:

$$\dot{m}_{1by} = (1 + w_1) * x_4 - 1 \quad (17)$$

$$\dot{m}_5 = (1 + w_1) * (1 - x_4) \quad (18)$$

Και μέσω της **αρχής διατήρησης της ενέργειας** υπολογίζουμε την ενθαλπία και την εντροπία στη θέση 6α, όπου αναμιγνύονται ο απομαστευμένος κορεσμένος ατμός  $\dot{m}_{1by}$  και το κορεσμένο νερό  $\dot{m}_5$ , ενώ παράλληλα είναι και η είσοδος του m ακροφυσίου του ejector2:

$$h_{6\alpha} = \frac{\dot{m}_{1by} * h_{1by} + \dot{m}_5 * h_5}{\dot{m}_6 + \dot{m}_{1by}} \quad (19)$$

$$s_{6\alpha} = \frac{\dot{m}_{1by} * s_{1by} + \dot{m}_5 * s_5}{\dot{m}_5 + \dot{m}_{1by}} \quad (20)$$

Η θερμοκρασία στην είσοδο του ατμοποιητή είναι δεδομένη ( $T_9 = T_e$ ) και οι ισοθερμοκρασιακές καμπύλες εντός της καμπύλης κορεσμού είναι οριζόντιες, οπότε  $T_{9\alpha} = T_9$ , όπου στη θέση 9α είναι κορεσμένο υγρό. Οπότε, βρίσκω την πίεση στο χαμηλό επίπεδο του ψυκτικού κύκλου:

$$P_{9\alpha} = f(T_{9\alpha}, x = 0) \quad (21)$$

$$P_{9a} = P_9 = P_{7\alpha} = P_{10} = P_e \quad (22)$$

Επιπλέον, η θερμοκρασία στην έξοδο του ατμοποιητή ( $T_{10}$ ), υπολογίζεται:

$$T_{10} = T_e + T_{sh} \quad (23)$$

Η πίεση στη θέση b του ejector2, βρίσκεται από την πίεση στο ακροφύσιο s αυτού ( $P_{10}$ ) μειούμενο κατά τις απώλειες  $P_{drop}$ :

$$P_{b2} = P_{10} - P_{drop} \quad (24)$$

Οπότε, γνωρίζοντας πίεση και θερμοκρασία στη θέση 10, υπολογίζεται η ενθαλπία και η εντροπία:

$$h_{10} = f(T_{10}, P_{10}) \quad (25)$$

$$s_{10} = f(T_{10}, P_{10}) \quad (26)$$

Γνωρίζοντας τις μεταβλητές εισόδου στον ejector2, μπορούμε να **καλέσουμε την υπορουτίνα υπολογισμού στον ejector**, δεύτερη φορά:

$$F\left(s_{6\alpha}, h_{6\alpha}, P_{b2}, s_{10}, h_{10}, \frac{w_2}{w_1}\right) = \{h_{d2}, P_{d2}, x_{d2}\} = \{h_6, P_{6new}, x_6\} \quad (27)$$

Τελειώνοντας μια επανάληψη του εσωτερικού βρόχου, ελέγχεται η συνθήκη ελέγχου της δομής επανάληψης. Αν είναι αληθής, τότε ο αλγόριθμος θα εισέλθει στο βρόχο επανάληψης και θα εκτελέσει τις εντολές εντός αυτού. Αν είναι ψευδής η συνθήκη ελέγχου τότε θα προσπεράσει όλο το βρόχο επανάληψης.

### **Τέλος Βρόχου Επανάληψης (έλεγχος περιορισμών)**

Εν συνεχεία, εκτός του βρόχου επανάληψης, με εφαρμογή της **αρχής διατήρησης της μάζας** υπολογίζονται οι παροχές μάζας του ρευστού στην έξοδο του διαχωριστή κορεσμένου υγρού (θέση 8) και στην απομάστευση κορεσμένου ατμού (θέση 7by).

$$\dot{m}_{7by} = (w_1 + w_2) * x_6 - w_1 \quad (28)$$

$$\dot{m}_8 = (w_1 + w_2) * (1 - x_6) \quad (29)$$

Επίσης, στην έξοδο του ejector2, ισχύει:  $P_6 = P_8 = P_{7by} = P_7$

Στις εξόδους του διαχωριστή2, μπορούμε να υπολογίσουμε την ενθαλπία (θέσεις 7 και 8), αφού έχουμε κορεσμένο ατμό και κορεσμένο υγρό, αντίστοιχα. Επίσης, οι θέσεις 7by και 7 είναι ίδιας ενθαλπίας και εντροπίας.

$$h_{7by} = h_7 = f(P_7, x = 1) \quad (30)$$

$$h_8 = f(P_8, x = 0) \quad (31)$$

Για τον υπολογισμό της απορροφούμενης θερμότητας του ρευστού ( $Q_e$ ), δηλαδή της ψυκτικής ισχύος που παράγει το κύκλωμα, θα χρησιμοποιήσουμε την **αρχή διατήρησης της ενέργειας**, όπου  $h_{10} = h_{e,o}$ :

$$Q_e = w_2 * h_{e,o} - \dot{m}_8 * h_8 - \dot{m}_{7by} * h_{7by} \quad (32)$$

Η ενθαλπία στη θέση 2 μπορεί να βρεθεί, μέσω του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή, της πίεσης στην έξοδο του συμπιεστή ( $P_2 = P_{gc}$ ) και της εντροπίας στη θέση 1 ( $s_1$ ). Καθώς:

$$s_{2,is} = s_1 \quad (33)$$

$$h_{2,is} = f(s_{2,is}, P_2) \quad (34)$$

$$h_2 = \frac{(h_{2,is} - h_1)}{n_c} + h_1 \quad (35)$$

Οπότε, μπορούμε να υπολογίσουμε το έργο συμπίεσης που καταναλώνεται στον ψυκτικό κύκλο:

$$w_{comp} = (h_2 - h_1) \quad (36)$$

Επομένως, μπορεί να υπολογιστεί και ο συντελεστής συμπεριφοράς (COP) του DERC:

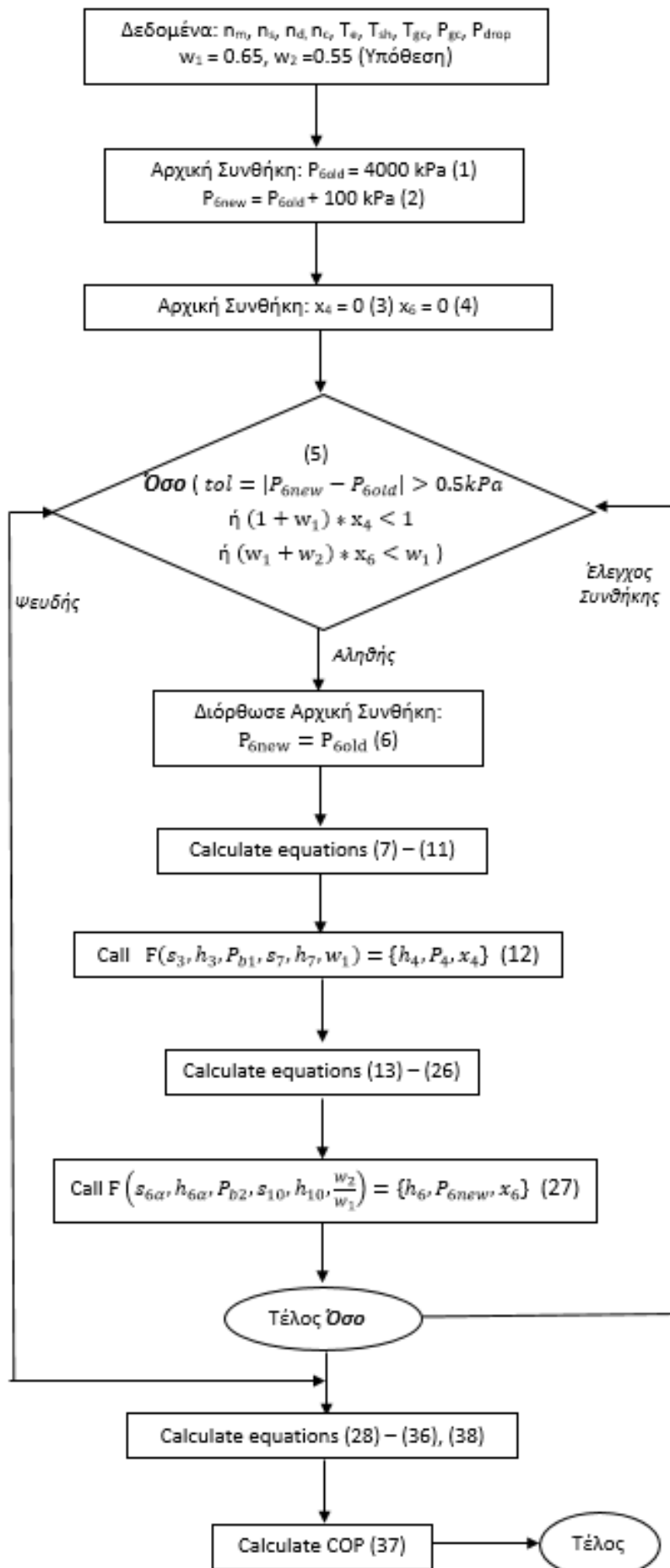
$$COP = \frac{Q_e}{w_{comp}} \quad (37)$$

Επίσης, η απορριπτόμενη θερμότητα στον ψύκτη είναι:

$$Q_{gc} = h_2 - h_3 \quad (38)$$

#### 4.3.2 Διάγραμμα Ροής Αλγορίθμου DERC

Στην παρακάτω Εικόνα παρουσιάζεται το διάγραμμα ροής του αλγορίθμου DERC που αναπτύχθηκε παραπάνω:



Εικόνα 4-6 Διάγραμμα Ροής Αλγορίθμου DERC

### 4.3.3 Εξεργειακή Ανάλυση DERC

Κατά τα γνωστά, όπως και στους υπόλοιπους κύκλους, υπολογίζεται η καταστροφή εξέργειας του κύκλου DERC, όπου είναι γνωστές οι θερμοκρασίες των περιβαλλόντων:

- Η θερμοκρασία του εσωτερικού περιβάλλοντος:  $T_r = T_e + 5^\circ\text{C}$
- Η θερμοκρασία του εξωτερικού περιβάλλοντος:  $T_0 = 27^\circ\text{C}$

Υπολογίζεται η εξεργειακή καταστροφή σε κάθε εξάρτημα του ψυκτικού κύκλου DERC.

- Συμπιεστής:

$$I_C = T_0 * (s_2 - s_1) \quad (1)$$

- Ejectors 1 και 2:

$$I_{ej1} = T_0 * ((1 + w_1) * s_4 - s_3 - w_1 * s_7) \quad (2)$$

$$I_{ej2} = T_0 * ((w_1 + w_2) * s_6 - w_2 * s_{10} - w_1 * s_{6a}) \quad (3)$$

- Ατμοποιητής, ο οποίος έχει συναλλαγή θερμότητας με το εσωτερικό περιβάλλον που θέλουμε να ψύξουμε, θερμοκρασίας  $T_r$ :

$$I_{evap} = T_0 * w_2 * ((s_{10} - s_9) - \frac{h_{10} - h_9}{T_r}) \quad (4)$$

- Εκτονωτικές Βαλβίδες:

$$I_{ex8} = T_0 * \dot{m}_8 * (s_{8a} - s_8) \quad (5)$$

$$I_{ex7by} = T_0 * \dot{m}_{7by} * (s_{7a} - s_{7by}) \quad (6)$$

- Ψύκτης (gas cooler), ο οποίος έχει συναλλαγή θερμότητας με το εξωτερικό περιβάλλον ( $T_0$ ), προς το οποίο την απορρίπτει:

$$I_{gc} = T_0 * ((s_3 - s_2) - \frac{(h_3 - h_2)}{T_0}) \quad (7)$$

Οπότε, η συνολική καταστροφή εξέργειας στον NERC είναι:

$$I_{tot} = I_{CHP} + I_{ej1} + I_{ej2} + I_{evap} + I_{ex8} + I_{ex7by} + I_{gc} \quad (8)$$

## 5 Αποτελέσματα

Βασικός σκοπός των διακρίσιμων ψυκτικών κύκλων που περιεγράφηκαν παραπάνω, είναι η βελτίωση της απόδοσης, δηλαδή η αύξηση του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) του κύκλου. Προκειμένου να υπολογιστούν τα αποτελέσματα επί των θεωρητικών μοντέλων των ψυκτικών κύκλων που αναπτύχθηκαν, έγιναν προσομοιώσεις, μέσω του λογισμικού *smath* και παρουσιάζονται παρακάτω.

Επίσης, προσομοιώθηκε η μεταβολή που επέρχεται στον COP, καθώς και η καταστροφή εξέργειας ( $I_i$ ) όταν μεταβάλλονται τα δεδομένα εισόδου και οι αρχικές συνθήκες στον εξεταζόμενο διακρίσιμο ψυκτικό κύκλο NERC.

Τέλος, γίνεται σύγκριση μεταξύ των αποτελεσμάτων που προσομοιώνει ο NERC με τους υπόλοιπους κύκλους με ejectors, CERC και DERC, καθώς και με τον Βασικό κύκλο, για κοινά δεδομένα. Αν και οι εν λόγω ψυκτικοί κύκλοι δεν μπορούν να έχουν τα ίδια ακριβώς δεδομένα εισόδου μεταξύ τους, όπως π.χ. ο λόγος διοχέτευσης ( $w$ ) των ejectors, καθώς υφίσταται διαφορά στον αριθμό αυτών σε έκαστο ψυκτικό κύκλο.

### 5.1 Αποτελέσματα Προσομοίωσης Μοντέλων των Ψυκτικών Κύκλων

#### 5.1.1 Προσομοίωση NERC

Στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται τα θερμοδυναμικά μεγέθη για κάθε θέση του ψυκτικού κύκλου NERC, που προέκυψαν από την προσομοίωση του μαθηματικού μοντέλου του, βάσει των τιμών των δεδομένων που παρατέθηκαν στον Πίνακα του Κεφαλαίου 3.6 και επίσης με τις εξής παραμέτρους:

- $w_1 = 0.65$
- $w_2 = 0.55$
- $P_{i,αρχ} = 4600 \text{ kPa}$

Θέση	Πίεση P (kPa)	Θερμοκρασία T (K)	Θερμοκρασία T (°C)	Ενθαλπία h (kJ/kg)	Παροχή μάζας $\dot{m}$ (kg/s)
1	5124.80	288.4564	15.3064	416.1833	1.0000
2	10000.00	341.4367	68.2867	446.7696	1.0000
3=gc	10000.00	313.15	40	313.0423	1.0000
5	5124.80	288.4564	15.3064	360.1616	1.6500
6	5124.80	288.4564	15.3064	240.9071	0.5282
1by	5124.80	288.4564	15.3064	416.1833	0.1218
7	5124.80	288.4564	15.3064	273.7643	0.6500
8	4101.50	279.434	6.284	348.7009	1.2000
9	4101.50	279.434	6.284	426.4309	0.7567
9a=i	4690.00	289.6712	16.5212	432.6529	0.6500
9by	4101.50	279.434	6.284	426.4309	0.1067
9b	3969.50	278.15	5	426.4309	0.1067
10	4101.50	279.434	6.284	215.82	0.4433
11	3969.50	278.15	5	215.82	0.4433
12=e	3969.50	278.15	5	256.6785	0.5500
13	3969.50	278.15	5	437.2622	0.5500

Πίνακας 9 Θερμοδυναμικά Μεγέθη κάθε θέσης του NERC

Επίσης, στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται τα υπόλοιπα μεγέθη που υπολογίστηκαν από την προσομοίωση του κύκλου NERC:

Υπολογιζόμενο Μέγεθος	Συμβολισμός (μον. μέτρησης)	Τιμή
Συντελεστής Συμπεριφοράς	COP	2.8682
Συνολικό Καταναλισκόμενο Έργο Συμπίεσης	$w_{comp}$ (kJ/kg)	34.6306
Καταναλισκόμενο Έργο Συμπίεσης HP	$w_{compHP}$ (kJ/kg)	30.5863
Καταναλισκόμενο Έργο Συμπίεσης LP	$w_{compLP}$ (kJ/kg)	4.0443
Απορροφούμενη Θερμότητα από Εσωτερικό Περιβάλλον (ψυκτικό αποτέλεσμα)	$Q_{evap}$ (kJ/kg)	99.3211
Απορριπτόμενη Θερμότητα στο Εξωτερικό περιβάλλον (απώλειες θερμότητας)	$Q_{gc}$ (kJ/kg)	133.7273
Εξέργεια που καταστρέφεται (Exergy Destruction)	$I_t$ (kJ/kg)	28.6798
Ποιότητα μίγματος στην έξοδο του ejector1	$x_5$	0.6799
Ποιότητα μίγματος στην έξοδο του ejector2	$x_8$	0.6306

Πίνακας 10 Υπολογιζόμενα Μεγέθη Προσομοίωσης NERC

Κατά την προσομοίωση του μαθηματικού μοντέλου του ψυκτικού κύκλου NERC έγινε αντιληπτό ότι οι αρχικές συνθήκες που θέτουμε στις μεταβλητές  $P_i$ ,  $w_1$  και  $w_2$  παίζουν πολύ σημαντικό ρόλο στην εξαγωγή των αποτελεσμάτων και στην ολοκλήρωση της προσομοίωσης. Καθώς, για κάποιες τιμές των αρχικών συνθηκών, οι περιορισμοί στις συνθήκες ελέγχου των δομών επανάληψης Όσο (...) ικανοποιούνται συνεχώς με αποτέλεσμα τη δημιουργία ατέρμων βρόχου.

Επίσης, παρατηρούμε την μικρή συνεισφορά στην αύξηση της πίεσης που υλοποιεί ο συμπιεστής LP, ώστε να μεγιστοποιηθεί ο COP του κύκλου. Ακόμη, παρατηρούμε ότι οι τιμές των περιορισμών δεν ικανοποιούν τις συνθήκες ελέγχου της δομής επανάληψης Όσο (...) του αλγορίθμου, το οποίο εξασφαλίζει την σταθερή κατάσταση λειτουργίας του ψυκτικού κύκλου NERC.

$$(1 + w_1) * x_5 \geq 1 \rightarrow 1.1218 > 1$$

$$(w_1 + w_2) * x_8 \geq w_1 \rightarrow 0.7567 > 0.65$$

Τέλος, στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζεται η καταστροφή εξέργειας που πραγματοποιείται σε κάθε εξάρτημα ( $I_i$ ) του NERC:

Εξάρτημα Ψυκτικού Κυκλώματος	$I_i$ (kJ/kg)
Συμπιεστής HP ( $I_{cHP}$ )	6.7538
Συμπιεστής LP ( $I_{cLP}$ )	1.0490
Ejector1 ( $I_{ej1}$ )	7.8201
Ejector2 ( $I_{ej2}$ )	1.1786
Ατμοποιητής ( $I_{evap}$ )	1.8425
Εκτονωτική βαλβίδα ( $I_{exp10}$ )	0.0743
Εκτονωτική βαλβίδα ( $I_{exp9by}$ )	0.1294
Ψύκτης ( $I_{gc}$ )	9.8321

Πίνακας 11 Καταστροφή Εξέργειας Εκάστου Εξαρτήματος NERC

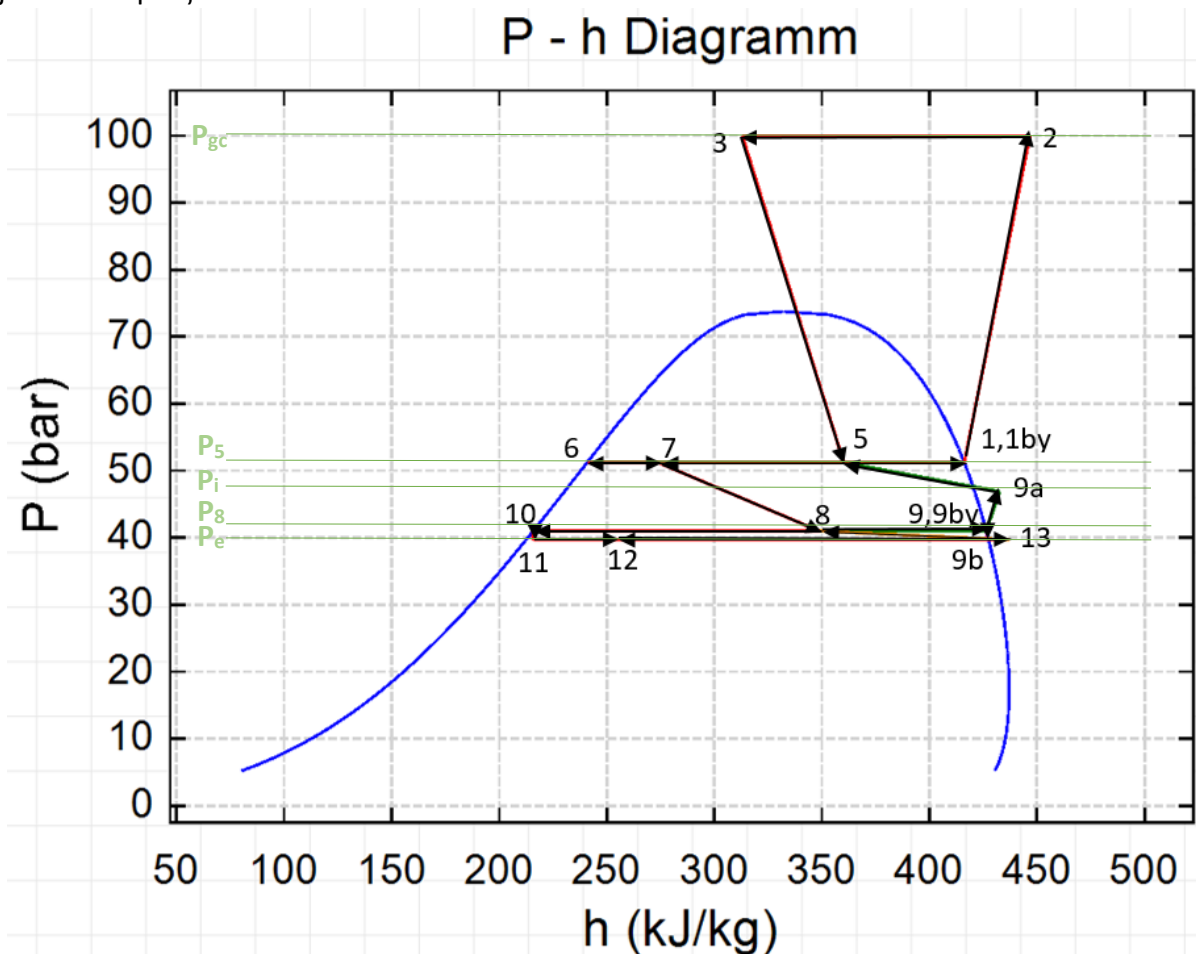
Από τον παραπάνω πίνακα παρατηρούμε ότι η μεγαλύτερη καταστροφή εξέργειας πραγματοποιείται στον ψύκτη και στον ejector1 που εκτελεί την μεγαλύτερη εκτόνωση του ρευστού και έπεται ο συμπιεστής υψηλής πίεσης. Τα αποτελέσματα καταστροφής εξέργειας είναι τα αναμενόμενα, καθώς στα παραπάνω εξαρτήματα είτε καταναλώνεται έργο (συμπιεστής), είτε αποβάλλεται θερμότητα χωρίς να την εκμεταλλευτούμε (ψύκτης), είτε εκτονώνεται η πίεση (ejector1) χωρίς την εκμετάλλευση της.



Στο παρακάτω Σχήμα παρουσιάζεται το Διάγραμμα P – h του NERC, από την προσομοίωση των παραπάνω αποτελεσμάτων και γίνονται αντιληπτά τα πέντε επίπεδα πιέσεων του NERC, καθώς και το μέγεθος κάθε μεταβολής του συστήματος. Τα επίπεδα πιέσεων στον NERC είναι τα εξής:

- Υψηλό, από την συμπίεση του συμπιεστή HP, στον ψύκτη:  $P_{gc} = 10000 \text{ kPa}$
- Ενδιάμεσο υψηλό, από την εκτόνωση του ejector1:  $P_5 = 5124.8 \text{ kPa}$
- Μεσαίο, από την συμπίεση του συμπιεστή LP:  $P_i = 4690 \text{ kPa}$
- Ενδιάμεσο χαμηλό, από την εκτόνωση του ejector2:  $P_8 = 4101.5 \text{ kPa}$
- Χαμηλό, από την εκτόνωση των βαλβίδων, στον ατμοποιητή:  $P_e = 3969.5 \text{ kPa}$

Επίσης, από το διάγραμμα φαίνεται ότι το σημείο 7 βρίσκεται στο 2<sup>ο</sup> επίπεδο πιέσεων ( $P_7 = P_6$ ) και όχι στο 4<sup>ο</sup> επίπεδο, όπως λάθος παρουσιάζεται στο διάγραμμα P – h του θεωρητικού μοντέλου στο κεφάλαιο 3.6. Εξάλλου, το σημείο 7 βρίσκεται στο κύριο ακροφύσιο (motive) του ejector2, οπότε δεν θα μπορούσε να είναι στο ίδιο επίπεδο πίεσης με αυτό του διαχύτη του ejector2, διότι διαφορετικά θα σήμαινε πως δεν εκτονώνεται το ρευστό του κυρίως ακροφυσίου (m) του ejector2 στην έξοδο του.



Σχήμα 1 Διάγραμμα P - h Προσομοίωσης NERC

### 5.1.2 Προσομοίωση Υπόλοιπων Ψυκτικών Κύκλων

Στους παρακάτω πίνακες παρουσιάζονται τα μεγέθη που υπολογίστηκαν για τους υπόλοιπους ψυκτικούς κύκλους, τα οποία προέκυψαν από την προσομοίωση των μαθηματικών τους μοντέλων, βάσει των τιμών των δεδομένων που παρατέθηκαν στο 4<sup>ο</sup> κεφάλαιο, στο αντίστοιχο υποκεφάλαιο κάθε ψυκτικού κύκλου.

#### Βασικός

Βάσει των δεδομένων για τον βασικό κύκλο, στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται τα θερμο-

δυναμικά μεγέθη για κάθε θέση του. Σημειώνεται ότι η παροχή μάζας του ρευστού είναι παντού ίδια.

Θέση	Πίεση P (kPa)	Θερμοκρασία T (K)	Θερμοκρασία T (°C)	Ενθαλπία h (kJ/kg)
1	3969.50	283.15	10	437.2622
2=gc	10000.00	363.005	89.855	488.0722
3=e	10000.00	313.15	40	313.0423
4	3969.50	278.15	5	313.0423

Πίνακας 12 Θερμοδυναμικά Μεγέθη κάθε θέσης του Βασικού Κύκλου

Από τον παραπάνω πίνακα παρατηρούμε την υψηλή θερμοκρασία του ρευστού στην έξοδο του συμπιεστή. Επίσης, στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται τα υπόλοιπα μεγέθη που υπολογίστηκαν από την προσομοίωση του Βασικού κύκλου:

Υπολογιζόμενο Μέγεθος	Συμβολισμός (μον. μέτρησης)	Τιμή
Συντελεστής Συμπεριφοράς	COP	2.4448
Καταναλισκόμενο Έργο Συμπίεσης	$w_{comp}$ (kJ/kg)	50.81
Απορροφούμενη Θερμότητα από Εσωτερικό Περιβάλλον (ψυκτικό αποτέλεσμα)	$Q_{evap}$ (kJ/kg)	124.2199
Απορριπτόμενη Θερμότητα στο Εξωτερικό περιβάλλον (απώλειες θερμότητας)	$Q_{gc}$ (kJ/kg)	175.0299
Εξέργεια που καταστρέφεται (Exergy Destruction)	$I_t$ (kJ/kg)	43.3519

Πίνακας 13 Υπολογιζόμενα Μεγέθη Προσομοίωσης Βασικού Κύκλου

Παρατηρούμε την μεγάλη θερμότητα που απορρίπτεται στο εξωτερικό περιβάλλον από τον ψύκτη. Από την άλλη πλευρά, η θερμότητα που απορροφάται από το εσωτερικό περιβάλλον (ψυκτικό αποτέλεσμα), μέσω του ατμοποιητή είναι ικανοποιητική.

Τέλος, στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζεται η καταστροφή εξέργειας κάθε εξαρτήματος ( $I_i$ ) του βασικού κύκλου:

Εξάρτημα Ψυκτικού Κυκλώματος	$I_i$ (kJ/kg)
Συμπιεστής ( $I_c$ )	10.6127
Ατμοποιητής ( $I_{evap}$ )	2.276
Εκτονωτική βαλβίδα ( $I_{exp}$ )	14.5956
Ψύκτης ( $I_{gc}$ )	15.8676

Πίνακας 14 Καταστροφή Εξέργειας Εκάστου Εξαρτήματος Βασικού Κύκλου

Παρατηρούμε ότι η μεγαλύτερη καταστροφή εξέργειας πραγματοποιείται στον ψύκτη και στην εκτονωτική βαλβίδα και έπειτα στον συμπιεστή, όπως αναμενόταν.

### CERC

Βάσει των δεδομένων για τον CERC και με την παράμετρο:  $w^{opt} = 0.65$ , παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα τα θερμοδυναμικά μεγέθη για κάθε θέση του CERC:

Θέση	Πίεση P (kPa)	Θερμοκρασία T (K)	Θερμοκρασία T (°C)	Ενθαλπία h (kJ/kg)	Παροχή μάζας $\dot{m}$ (kg/s)
1=gc	10000.00	313.15	40	313.0423	1.0000
2	3969.50	283.15	10	437.2622	0.6500
3	4408.60	282.3052	9.1552	361.9774	1.6500

4	4408.60	282.3052	9.1552	423.7612	1.1403
4by	4408.60	282.3052	9.1552	423.7612	0.1403
4a	3969.50	278.15	5	423.7612	0.1403
5	10000.00	349.6378	76.4878	464.1514	1.0000
6	4408.60	282.3052	9.1552	223.4329	0.5097
6a	3969.50	278.15	5	223.4329	0.5097
7=e	3969.50	278.15	5	266.6695	0.6500

Πίνακας 15 Θερμοδυναμικά Μεγέθη κάθε θέσης του CERC

Από τον παραπάνω πίνακα παρατηρούμε ότι το ενδιαμέσο επίπεδο πίεσης του κύκλου CERC είναι χαμηλότερο από το υψηλό ενδιαμέσο επίπεδο του NERC. Επίσης, στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται τα υπόλοιπα μεγέθη που υπολογίστηκαν από την προσομοίωση του κύκλου CERC:

Υπολογιζόμενο Μέγεθος	Συμβολισμός (μον. μέτρησης)	Τιμή
Συντελεστής Συμπεριφοράς	COP	2.7454
Καταναλισκόμενο Έργο Συμπύεσης	$w_{comp}$ (kJ/kg)	40.3902
Απορροφούμενη Θερμότητα από Εσωτερικό Περιβάλλον (ψυκτικό αποτέλεσμα)	$Q_{evap}$ (kJ/kg)	110.8853
Απορριπτόμενη Θερμότητα στο Εξωτερικό περιβάλλον (απώλειες θερμότητας)	$Q_{gc}$ (kJ/kg)	151.1091
Εξέργεια που καταστρέφεται (Exergy Destruction)	$I_t$ (kJ/kg)	33.7433
Ποιότητα μίγματος στην έξοδο του ejector	$x$	0.6911
Τελικός Λόγος Διοχέτευσης	$w^{TEL}$	0.65

Πίνακας 16 Υπολογιζόμενα Μεγέθη Προσομοίωσης CERC

Παρατηρούμε ότι η τελική τιμή του λόγου διοχέτευσης ( $w = 0.65$ ) είναι ίδια με την αρχική. Το οποίο σημαίνει ότι, ο περιορισμός στην συνθήκη ελέγχου της δομής επανάληψης Όσο(..) δεν ικανοποιήθηκε στην δεύτερη επανάληψη και ο αλγόριθμος εξήλθε του βρόχου. Το οποίο πιστοποιείται και από την τιμή του περιορισμού σταθερής λειτουργίας:

$$(1 + w) * x \geq 1 \rightarrow 1.1403 > 1$$

Επίσης, παρατηρούμε βελτίωση του COP σε σχέση με τον βασικό κύκλο, αλλά και στα υπόλοιπα μεγέθη, πέραν του ψυκτικού αποτελέσματος ( $Q_{evap}$ ) που είναι μικρότερο από το αντίστοιχο του βασικού κύκλου. Τέλος, στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζεται η καταστροφή εξέργειας που πραγματοποιείται σε κάθε εξάρτημα ( $I_i$ ) του CERC:

Εξάρτημα Ψυκτικού Κυκλώματος	$I_i$ (kJ/kg)
Συμπιεστής ( $I_c$ )	8.7310
Ejector ( $I_{ej}$ )	9.9986
Ατμοποιητής ( $I_{evap}$ )	2.0538
Εκτονωτική βαλβίδα ( $I_{exp6}$ )	0.3168
Εκτονωτική βαλβίδα ( $I_{exp4by}$ )	0.5336
Ψύκτης ( $I_{gc}$ )	12.1096

Πίνακας 17 Καταστροφή Εξέργειας Εκάστου Εξαρτήματος CERC

Παρατηρούμε ότι η μεγαλύτερη καταστροφή εξέργειας πραγματοποιείται στον ψύκτη και στον ejector και ύστερα στον συμπιεστή, όπως αναμενόταν. Επίσης, στις εκτονωτικές βαλβίδες η καταστροφή εξέργειας είναι σχετικά μικρή, λόγω της μικρής εκτόνωσης της πίεσης που δημιουργούν (4.39 bar).

## DERC

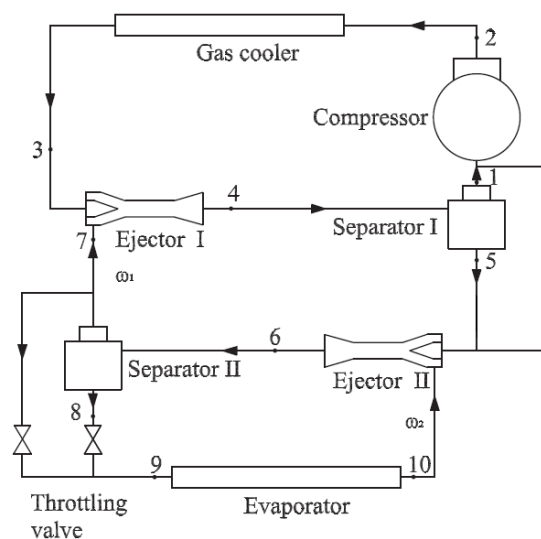
Βάσει των δεδομένων και με τις εξής παραμέτρους:  $w_1 = 0.65$  και  $w_2 = 0.55$ , παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα τα θερμοδυναμικά μεγέθη για κάθε θέση του DERC:

Θέση	Πίεση P (kPa)	Θερμοκρασία T (K)	Θερμοκρασία T (°C)	Ενθαλπία h (kJ/kg)	Παροχή μάζας m (kg/s)
1	4490.30	283.0436	9.8936	422.997	1.1056
2	10000.00	348.6338	75.4838	462.1675	1.0000
3=gc	10000.00	313.15	40	313.0423	1.0000
4	4490.30	283.0436	9.8936	357.9109	1.6500
5	4490.30	283.0436	9.8936	225.4388	0.5444
1by	4490.30	283.0436	9.8936	422.997	0.1056
6a	4490.30	283.0436	9.8936	257.529	0.6500
6	4038.10	278.8217	5.6717	339.9067	1.2000
7	4038.10	278.8217	5.6717	426.9434	0.6500
7by	4038.10	278.8217	5.6717	426.9434	0.0586
7a	3969.50	278.15	5	426.9434	0.0586
8	4038.10	278.8217	5.6717	214.2313	0.4914
8a	3969.50	278.15	5	214.2313	0.4914
9=e	3969.50	278.15	5	236.9072	0.5500
10	3969.50	283.15	10	437.2622	0.5500

Πίνακας 18 Θερμοδυναμικά Μεγέθη κάθε θέσης του DERC

Από τον παραπάνω πίνακα παρατηρούμε ότι η θερμοκρασία του ρευστού στην έξοδο του συμπιεστή βρίσκεται στα ίδια επίπεδα με αυτήν του CERC. Επίσης, το επιπλέον επίπεδο πίεσης που εισήλθε από τη χρήση του δεύτερου ejector2 είναι: 4490.3 MPa, ενώ από τη χρήση του άλλου ejector είναι: 4038.1 MPa. Στον CERC το επίπεδο πίεσης από τη χρήση του ενός ejector ήταν: 4408.60 MPa, δηλαδή η αύξηση της πίεσης των ενδιάμεσων επιπέδων του DERC είναι σχετικά μικρή.

Επίσης, παρατηρούμε ότι πριν την είσοδο στο κυρίως (m) ακροφύσιο του ejector2 δεν υπάρχει εκτόνωση από τις θέσεις 5 και 1by. Εξάλλου μια μείωση της πίεσης στο ακροφύσιο m του ejector2, θα είχε ως αποτέλεσμα την περαιτέρω μείωση της πίεσης στο ψυκτικό κύκλωμα. Οπότε, η ορθή διάταξη του DERC (κεφάλαιο 4.3) είναι η παρακάτω.



Εικόνα 5-1 Ορθή Διάταξη Ψυκτικού Κυκλώματος DERC

Επιπλέον, στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται τα υπόλοιπα μεγέθη που υπολογίστηκαν από την προσομοίωση του DERC:

Υπολογιζόμενο Μέγεθος	Συμβολισμός (μον. μέτρησης)	Τιμή
Συντελεστής Συμπεριφοράς	COP	2.8132
Καταναλισκόμενο Έργο Συμπίεσης	$w_{comp}$ (kJ/kg)	39.1705
Απορροφούμενη Θερμότητα από Εσωτερικό Περιβάλλον (ψυκτικό αποτέλεσμα)	$Q_{evap}$ (kJ/kg)	110.1953
Απορριπτόμενη Θερμότητα στο Εξωτερικό περιβάλλον (απώλειες θερμότητας)	$Q_{gc}$ (kJ/kg)	149.1252
Εξέργεια που καταστρέφεται (Exergy Destruction)	$I_t$ (kJ/kg)	32.5738
Ποιότητα μίγματος στην έξοδο του ejector1	$x_4$	0.6700
Ποιότητα μίγματος στην έξοδο του ejector2	$x_6$	0.5905

Πίνακας 19 Υπολογιζόμενα Μεγέθη Προσομοίωσης DERC

Παρατηρείται ότι οι τιμές των ποιοτήτων μίγματος δεν ικανοποιούν τις συνθήκες ελέγχου της δομής επανάληψης *Όσο (...)* του αλγορίθμου, το οποίο εξασφαλίζει την σταθερή κατάσταση λειτουργίας του ψυκτικού κύκλου DERC και την ορθή λειτουργία του αλγορίθμου προσομοίωσης.

$$(1 + w_1) * x_4 \geq 1 \rightarrow 1.1056 > 1$$

$$(w_1 + w_2) * x_6 \geq w_1 \rightarrow 0.7086 > 0.65$$

Επίσης, παρατηρούμε βελτίωση του COP σε σχέση με τον CERC, τα περισσότερα μεγέθη είναι στα ίδια επίπεδα με του CERC, εκτός της κατανάλωσης του έργου στον συμπιεστή, που είναι ελαφρώς μικρότερη και εξαιτίας αυτού βελτιώνεται ο COP. Τέλος, στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζεται η καταστροφή εξέργειας κάθε εξαρτήματος ( $I_i$ ) του DERC:

Εξάρτημα Ψυκτικού Κυκλώματος	$I_i$ (kJ/kg)
Συμπιεστής ( $I_{CHP}$ )	8.4890
Ejector1 ( $I_{ej1}$ )	9.6873
Ejector2 ( $I_{ej2}$ )	0.4368
Ατμοποιητής ( $I_{evap}$ )	2.0497
Εκτονωτική βαλβίδα ( $I_{exp8}$ )	0.0418
Εκτονωτική βαλβίδα ( $I_{exp7by}$ )	0.0379
Ψύκτης ( $I_{gc}$ )	11.8313

Πίνακας 20 Καταστροφή Εξέργειας Εκάστου Εξαρτήματος DERC

Από τον παραπάνω πίνακα παρατηρούμε ότι η μεγαλύτερη καταστροφή εξέργειας πραγματοποιείται στον ψύκτη και στον ejector1 που εκτελεί και την μεγαλύτερη εκτόνωση του ρευστού, ύστερα έπεται ο συμπιεστής. Επίσης, η πολύ μικρή καταστροφή εξέργειας στον ejector2 επιβεβαιώνει την μικρή συνεισφορά του στην αύξηση του επιπέδου πίεσης στον κύκλο DERC, όμως παρόλα αυτά η χρήση δεύτερου ejector καταφέρνει να αυξήσει τον COP.

## 5.2 Αποτελέσματα Μεταβολής των Δεδομένων του NERC

Κατά την προσομοίωση του μαθηματικού μοντέλου του NERC θεωρήθηκαν κάποια δεδομένα, προκειμένου να εξαχθούν τα αποτελέσματα του προηγούμενου κεφαλαίου 5.1. Εδώ θα μεταβάλλονται κάποια από τα δεδομένα και θα εκτελείται ο αλγόριθμος του NERC, ώστε να εξεταστεί πως κάποια από αυτά επηρεάζουν τον COP. Τα δεδομένα που θα μεταβληθούν είναι:

- Η πίεση στον ψύκτη ( $P_{gc}$ )
- Η θερμοκρασία στην είσοδο του ατμοποιητή ( $T_e$ )

- Η θερμοκρασία στην έξοδο του ψύκτη ( $T_{gc}$ )
- Η πίεση στην κατάθλιψη του συμπιεστή χαμηλής πίεσης ( $P_i$ )
- Οι λόγοι διοχέτευσης των ejectors ( $w_1, w_2$ )

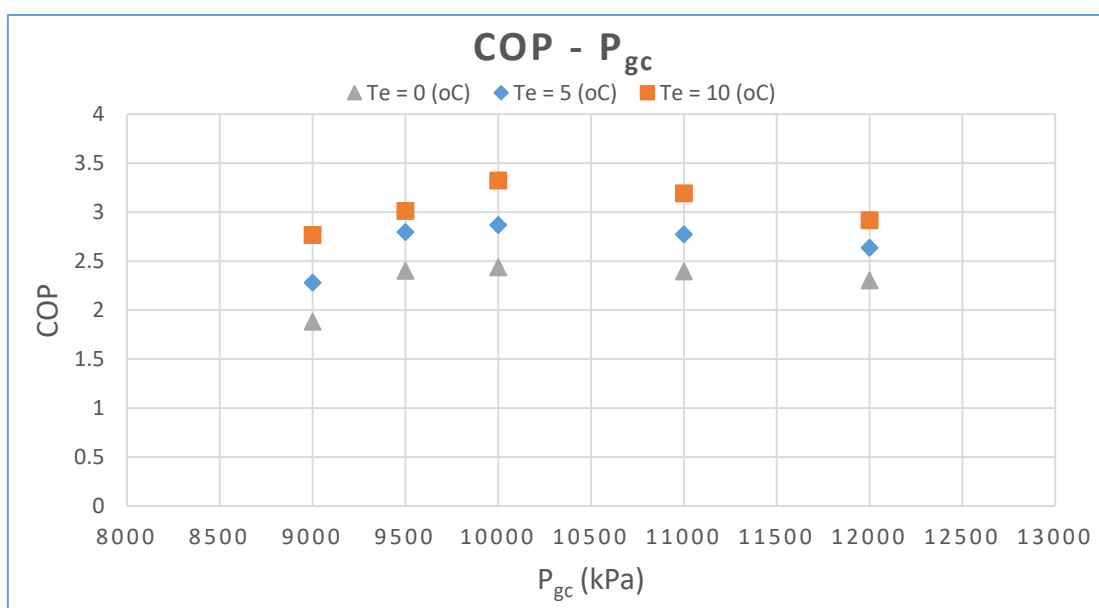
Τα υπόλοιπα δεδομένα μένουν ως έχουν, σύμφωνα με τον παρακάτω πίνακα:

Μεταβλητή	Συμβολισμός	Τιμή
Βαθμός Απόδοσης Διαχύτη Ejector 1,2	$n_d$	0.8
Βαθμός Απόδοσης m Ακροφυσίου Ejector 1,2	$n_m$	0.9
Βαθμός Απόδοσης s Ακροφυσίου Ejector 1,2	$n_s$	0.9
Βαθμός Απόδοσης Συμπιεστή HP, LP	$n_c$	0.75
Θερμοκρασία Ατμοποιητή	$T_e$ (°C)	(5) Μεταβολή
Αύξηση Θερμοκρασίας Υπερθέρμανσης	$T_{sh}$ (°C)	5
Θερμοκρασία Εξόδου Ψύκτη	$T_{gc}$ (°C)	(40) Μεταβολή
Πίεση Ψύκτη	$P_{gc}$ (kPa)	(10000) Μεταβολή
Απώλεια Πίεσης s – b Ejector 1,2	$P_{drop}$ (kPa)	30
Θερμοκρασία Εσωτερικού Περιβάλλοντος (που θέλουμε να ψύξουμε)	$T_r$ (°C)	$T_e + 5$
Θερμοκρασία Εξωτερικού Περιβάλλοντος	$T_0$ (°C)	27
Λόγος Διοχέτευσης Ejector 1	$w_1$	(0.65) Μεταβολή
Λόγος Διοχέτευσης Ejector 2	$w_2$	(0.55) Μεταβολή

Πίνακας 21 Μεταβολές Δεδομένων Προσομοίωσης NERC

Στο παρακάτω διάγραμμα παρουσιάζεται η επίδραση στον COP, λόγω μεταβολής των τιμών της πίεσης στον ψύκτη ( $P_{gc}$ ), για διάφορες τιμές της θερμοκρασίας στην είσοδο του ατμοποιητή ( $T_e$ ). Όπου, διαπιστώνονται τα παρακάτω:

- Για δεδομένη θερμοκρασία στην έξοδο του ψύκτη ( $T_{gc}$ ) υπάρχει μια **βέλτιστη πίεση** που μεγιστοποιεί τον COP, εδώ είναι:  $P_{gc}$  10000 kPa. Αυτό συμβαίνει, σύμφωνα και με τη θεωρία, λόγω του ότι κινούμενοι προς τα αριστερά του διαγράμματος  $P - h$ , οι ισοθερμοκρασιακές καμπύλες καθετοποιούνται. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα από μία πίεση και έπειτα η αύξηση της συμπίεσης ( $w_{comp}$ ) να είναι αναλογικά μεγαλύτερη από την αύξηση του ψυκτικού αποτελέσματος στον ατμοποιητή ( $Q_e$ ) από μία συγκεκριμένη πίεση στον ψύκτη ( $P_{gc}$ ) και έπειτα, αυτή η πίεση είναι η βέλτιστη.

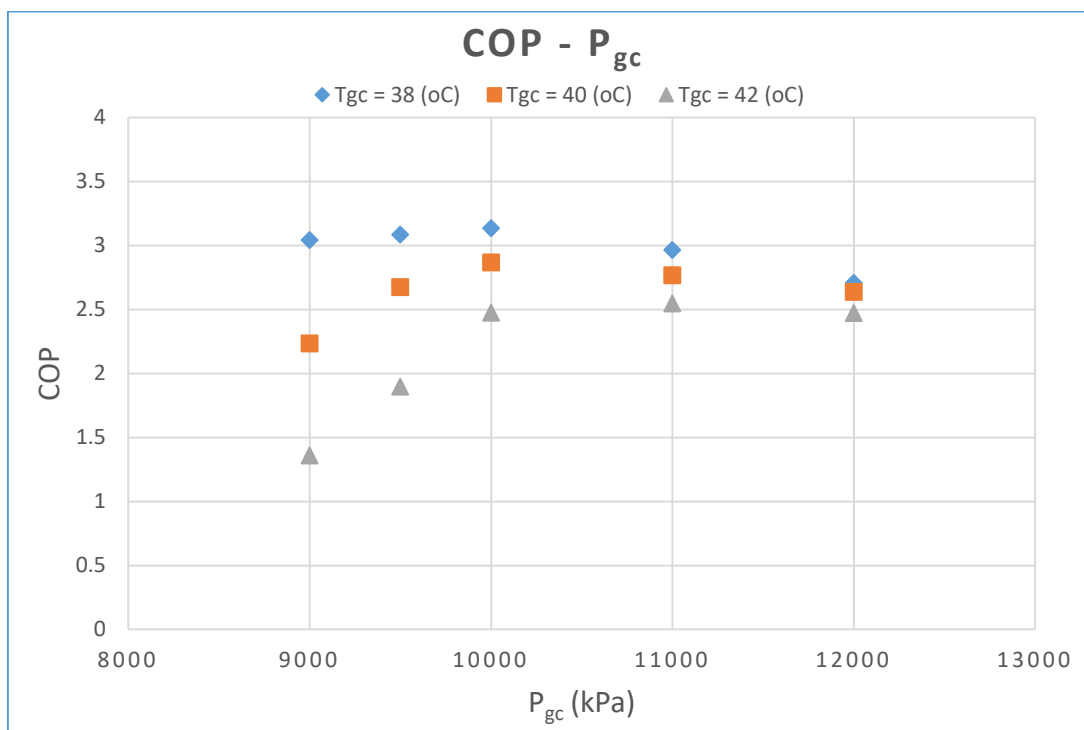


Σχήμα 2 Διάγραμμα  $P_{gc}$  - COP συναρτήσεως  $T_e$

- Επίσης, μεταβάλλοντας τη θερμοκρασία στην είσοδο του ατμοποιητή ( $T_e$ ), η πίεση που παρατηρείται ο μέγιστος COP είναι η ίδια ( $P_{gc}^{max} = 10000$  kPa) για κάθε  $T_e$ .
- Η μεταβολή της θερμοκρασίας στην είσοδο του ατμοποιητή ( $T_e$ ) μεταβάλλει ανάλογα τον COP, δηλαδή με την αύξηση της, αυξάνεται και ο COP. Αυτό δικαιολογείται, καθώς αυξάνοντας την θερμοκρασία του ατμοποιητή αυξάνεται και το χαμηλότερο επίπεδο πίεσης (οι ισοθερμοκρασιακές είναι οριζόντιες εντός καμπύλης κορεσμού), άρα απαιτείται λιγότερο έργο συμπίεσης να καταναλώσουν οι συμπιεστές και συνεπώς αυξάνεται ο COP.
- Τέλος, παρατηρείται ότι για πιέσεις στον ψύκτη ( $P_{gc}$ ) μικρότερες από αυτήν του βέλτιστου COP η μεταβολή στον COP είναι πιο απότομη καθώς μειώνονται, αναλογικά με την μεταβολή στον COP των πιέσεων που είναι μεγαλύτερες από αυτήν του βέλτιστου COP, καθώς αυτές αυξάνονται.

Στο παρακάτω διάγραμμα παρουσιάζεται η επίδραση στον COP, λόγω μεταβολής των τιμών της πίεσης στον ψύκτη ( $P_{gc}$ ), για διάφορες τιμές της θερμοκρασίας στην έξοδο του ψύκτη ( $T_{gc}$ ), Από το οποίο διαπιστώνονται τα εξής:

- Όπως και πριν για κάθε θερμοκρασία στην έξοδο του ψύκτη ( $T_{gc}$ ), υπάρχει μια πίεση στον ψύκτη ( $P_{gc}$ ) που μεγιστοποιεί τον COP, και είναι πάλι  $P_{gc} 10000$  kPa για κάθε  $T_{gc}$ .
- Σε όλα τα επίπεδα πίεσης στον ψύκτη, αυξάνοντας την θερμοκρασία στην έξοδο του ( $T_{gc}$ ) ο COP μειώνεται. Διότι για το ίδιο επίπεδο πίεσης, ο ψύκτης απορρίπτει μικρότερο ποσό θερμότητας στο εξωτερικό περιβάλλον μέσω του ψύκτη ( $Q_{gc}$ ). Επίσης, με την αύξηση της  $T_{gc}$  έχουμε αύξηση της ποιότητας ( $x$ ) του μίγματος στην έξοδο των ejectors, το οποίο έχει ως επακόλουθο, το μίγμα, να εισέρχεται στον ατμοποιητή με αυξημένη ενθαλπία. Συνεπώς, έχουμε μείωση του ψυκτικού αποτελέσματος στον ατμοποιητή ( $Q_e$ ), ενώ η κατανάλωση έργου στους συμπιεστές παραμένει στα ίδια επίπεδα.

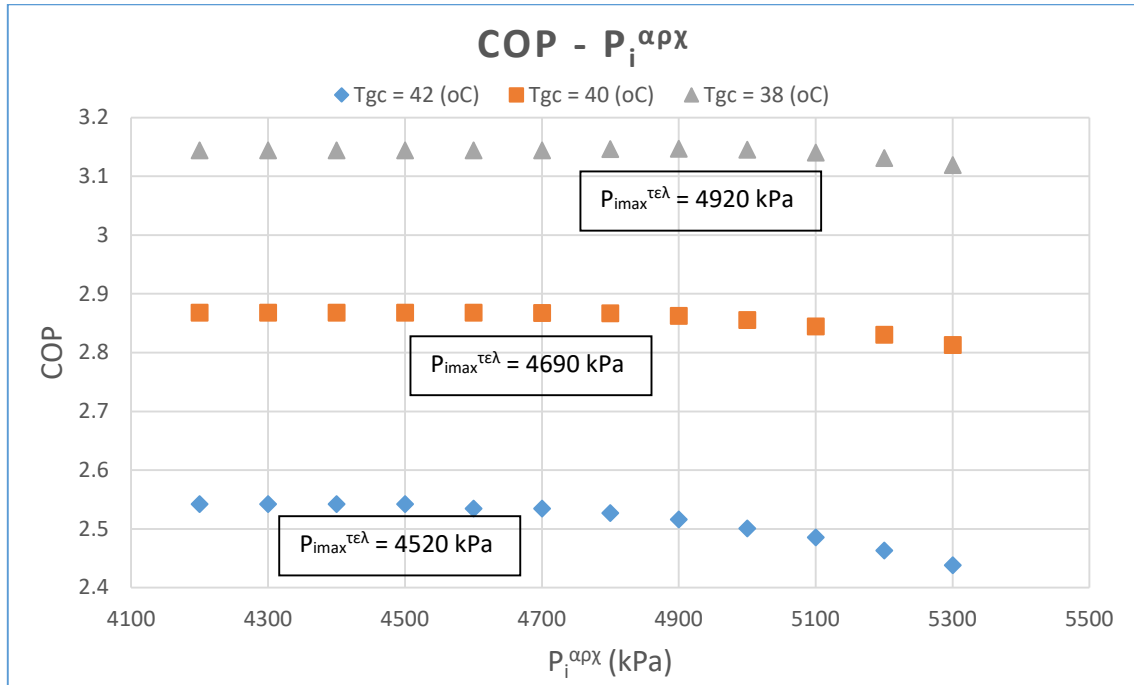


Σχήμα 3 Διάγραμμα COP -  $P_{gc}$  συναρτήσεως  $T_{gc}$

- Επίσης, παρατηρείται μια σύγκλιση τιμών του COP με την αύξηση της πίεσης, για διαφορετικές θερμοκρασίες  $T_{gc}$ , το οποίο σημαίνει ότι αυξάνοντας την πίεση στην κατάθλιψη

τους συμπιεστή, η θερμοκρασία στην έξοδο του ψύκτη ( $T_{gc}$ ) επηρεάζει όλο και λιγότερο τον COP.

Στα παρακάτω δύο διαγράμματα παρουσιάζεται η επίδραση στον COP, από την μεταβολή των αρχικής τιμής που δίνεται στην κατάθλιψη του συμπιεστή μικρής συμπίεσης LP ( $P_i^{αρχ}$ ), για διάφορες τιμές της θερμοκρασίας στην έξοδο του ψύκτη ( $T_{gc}$ ) και της θερμοκρασίας στην είσοδο του ατμοποιητή ( $T_e$ ).



Σχήμα 4 Διάγραμμα COP -  $P_i^{αρχ}$  συναρτήσει  $T_{gc}$

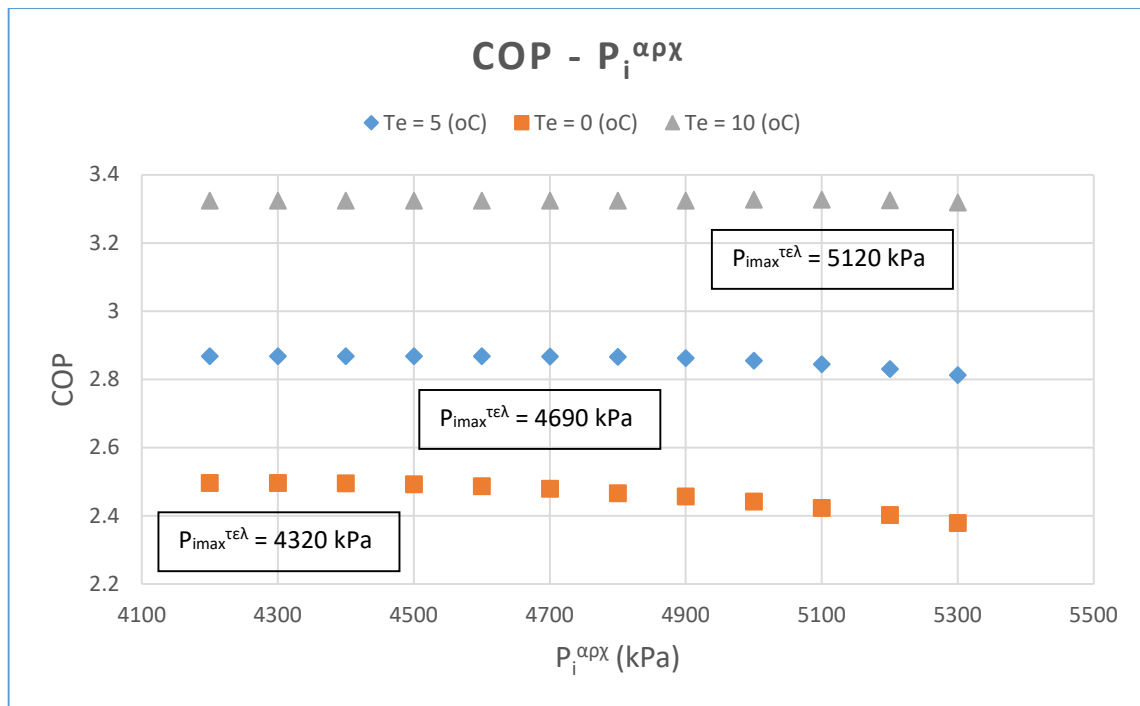
Στο παραπάνω διάγραμμα φαίνονται οι COP για κάθε τιμή της αρχικής συνθήκης  $P_i^{αρχ}$  για διάφορες θερμοκρασίες στην έξοδο του ψύκτη ( $T_{gc}$ ). Επίσης, εμφανίζονται και οι τελικές τιμές του  $P_i$  που δίνουν μέγιστο COP για κάθε θερμοκρασία  $T_{gc}$  ( $P_{i_{max}^{τελ}}$ ).

Στον αλγόριθμο NERC η διόρθωση της αρχικής συνθήκης ( $P_i$ ), βρίσκεται εντός του βρόχου επανάληψης με την πρόσθεση ενός σταθερού βήματος στην προηγούμενη τιμή του. Καθώς κάνει τους υπολογισμούς ο αλγόριθμος, συγκλίνει στο  $P_i$  που δίνει το μέγιστο COP, σύμφωνα με την μη ικανοποίηση της συνθήκης ελέγχου. Οπότε, αν εκλεχθούν τιμές στην αρχική συνθήκη ( $P_i^{αρχ}$ ) που είναι μεγαλύτερες από την βέλτιστη, η οποία μεγιστοποιεί τον COP ( $P_{i_{max}^{τελ}}$ ), τότε ο αλγόριθμος θα συγκλίνει σε τιμή  $P_i$  που αντιστοιχεί σε μικρότερο COP. Γι' αυτό απαιτείται να τεθούν, ως αρχική συνθήκη, τιμές του  $P_i$  λίγο μεγαλύτερες από το χαμηλό επίπεδο πίεσης ( $P_e$ ).

Επίσης, παρατηρείται ότι για κάθε θερμοκρασία στην έξοδο του ψύκτη ( $T_{gc}$ ) υφίσταται βέλτιστη τιμή του  $P_i$  που μεγιστοποιεί τον COP, η οποία όμως είναι διαφορετική για κάθε θερμοκρασία  $T_{gc}$ , αντίθετα με ότι ισχύει για την πίεση στον ψύκτη ( $P_{gc}$ ), όπου ανεξαρτήτως θερμοκρασίας οι μέγιστες τιμές του COP εμφανίζονται στην πίεση  $P_{gc} = 10000$  kPa.

Τέλος, όπως και στα προηγούμενα διαγράμματα, παρατηρείται ότι αυξανόμενης της θερμοκρασίας στον ψύκτη ( $T_{gc}$ ) μειώνεται ο COP.





Σχήμα 5 Διάγραμμα COP -  $P_i^{\alpha\rho\chi}$  συναρτήσει  $T_{gc}$

Στο παραπάνω διάγραμμα παρουσιάζονται οι COP για κάθε τιμή της αρχικής συνθήκης  $P_i^{\alpha\rho\chi}$  και για διάφορες θερμοκρασίες στην είσοδο του ατμοποιητή ( $T_e$ ). Επίσης, εμφανίζονται και οι τιμές του  $P_i$  που δίνουν μέγιστο COP για κάθε θερμοκρασία  $T_e$  ( $P_{i_{\max}^{\tau\epsilon\lambda}}$ ).

Όμοια με το προηγούμενο διάγραμμα παρατηρείται κι εδώ ότι αναφέρθηκε ακριβώς πριν, ως προς την επιλογή των αρχικών συνθηκών του  $P_i$ . Επίσης, για κάθε θερμοκρασία στην είσοδο του ατμοποιητή ( $T_e$ ) υφίσταται βέλτιστη τιμή του  $P_i$  που μεγιστοποιεί τον COP, που είναι διαφορετική για κάθε θερμοκρασία  $T_e$ . Τέλος, επιβεβαιώνεται και από αυτό το διάγραμμα, ότι αυξανόμενη της θερμοκρασίας στην είσοδο του ατμοποιητή ( $T_e$ ) αυξάνεται και ο COP.

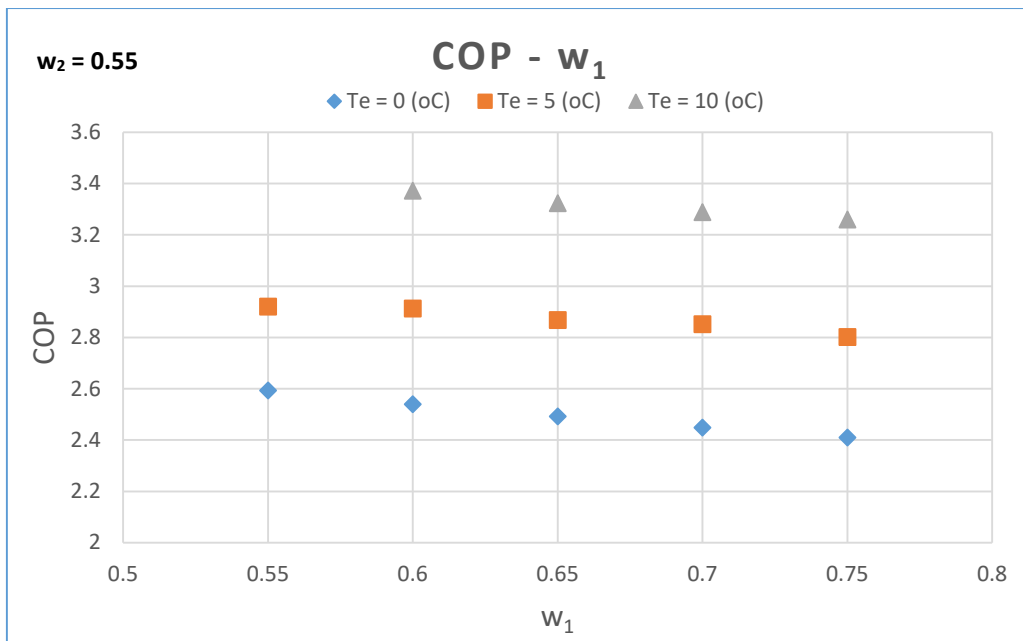
Στα παρακάτω διαγράμματα φαίνεται η μεταβολή που επιτυγχάνεται στον COP, μεταβάλλοντας τους λόγους διοχέτευσης ( $w_1, w_2$ ) των ejectors συναρτήσει των θερμοκρασιών στην έξοδο του ψύκτη ( $T_{gc}$ ) και στην είσοδο του ατμοποιητή ( $T_e$ ). Όπου γίνεται αντιληπτό πόσο και κατά πως επηρεάζουν τον COP οι λόγοι διοχέτευσης των δύο ejectors.

Γενικά, όσον αφορά τον επηρεασμό του COP από τη μεταβολή του λόγου διοχέτευσης ( $w$ ), μπορούμε να πούμε πως η μείωση του  $w$  σε έναν κύκλο με ejector βελτιώνει τον COP, διότι επιτρέπει να διέλθει μεγαλύτερη παροχή από το  $m$  ακροφύσιο του ejector που είναι μεγαλύτερης πίεσης, οπότε στην έξοδο του θα δώσει υψηλότερη πίεση, το οποίο όπως έχει αναφερθεί, οδηγεί σε αυξημένη πίεση στην αναρρόφηση του συμπιεστή, άρα σε λιγότερο έργο συμπίεσης και αυξημένο COP. Όμως, υπάρχουν οι περιορισμοί σταθερής λειτουργίας που πρέπει να πληρούνται:

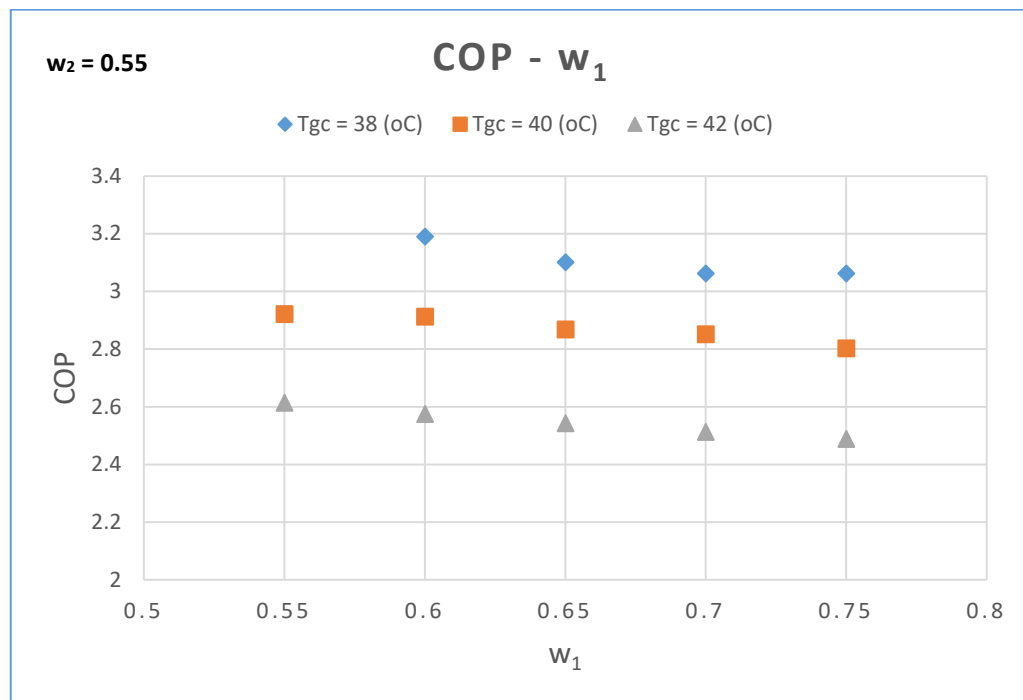
$$(1 + w_1) * x_5 \geq 1$$

$$(w_1 + w_2) * x_8 \geq w_1$$

Σε περίπτωση που οι ως άνω περιορισμοί δεν ικανοποιούνται, ο αλγόριθμος αδυνατεί να δώσει λύση, καθώς οι περιορισμοί αποτελούν συνθήκη ελέγχου σε βρόχο επανάληψης, με αποτέλεσμα να δημιουργηθεί ατέρμων βρόχος. Αυτό συμβαίνει συνήθως, στην εκλογή ακραίων τιμών των λόγων διοχέτευσης.

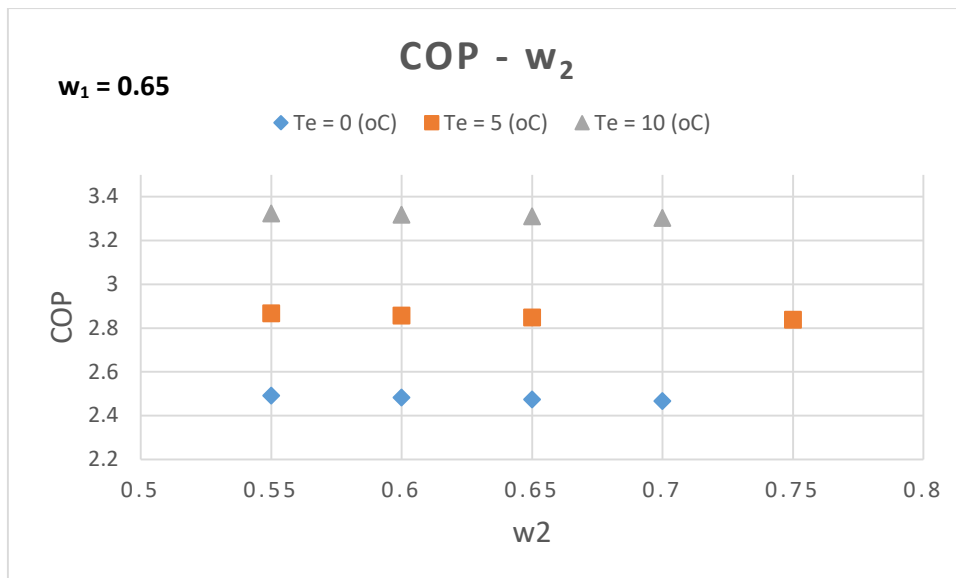


Σχήμα 6 Διάγραμμα COP – w<sub>1</sub> συναρτήσει T<sub>e</sub>

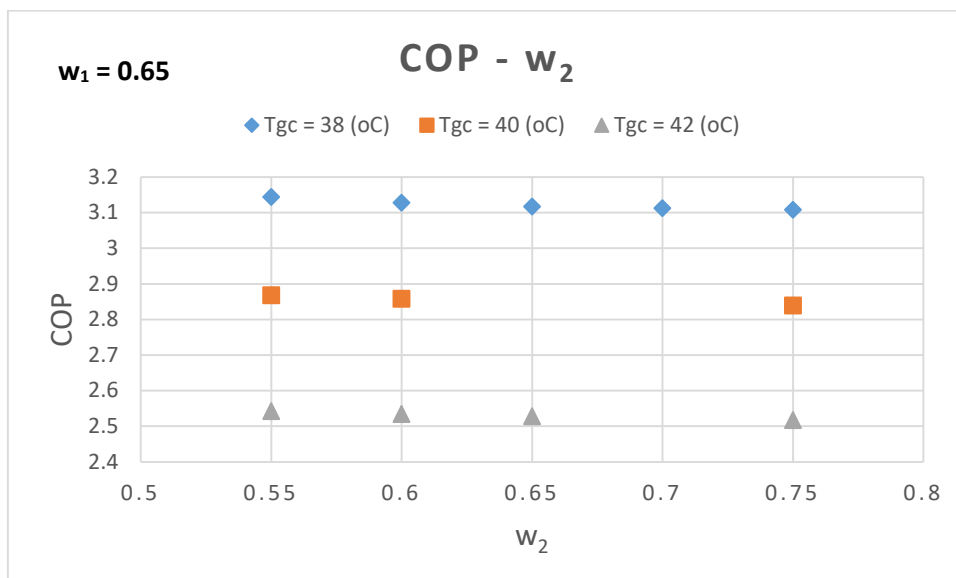


Σχήμα 7 Διάγραμμα COP – w<sub>1</sub> συναρτήσει T<sub>gc</sub>

Από τα παραπάνω διαγράμματα είναι εμφανές ότι με την μείωση του w<sub>1</sub> ο COP αυξάνεται αρκετά, με το w<sub>2</sub> να παραμένει σταθερό. Η αύξηση του COP από την μείωση του w<sub>1</sub> είναι της ίδιας κλίμακας για κάθε θερμοκρασία T<sub>e</sub> και T<sub>gc</sub>, οπότε προκύπτει πως οι εν λόγω θερμοκρασίες επηρεάζουν σταθερά το ποσό της μεταβολής που επέρχεται στον COP από την μεταβολή του w<sub>1</sub>. Επίσης, είναι και εδώ εμφανές πως επηρεάζουν τον COP οι θερμοκρασίες T<sub>e</sub> και T<sub>gc</sub>, όπου ισχύουν τα προαναφερθέντα.



Σχήμα 8 Διάγραμμα COP – w<sub>2</sub> συναρτήσει T<sub>e</sub>

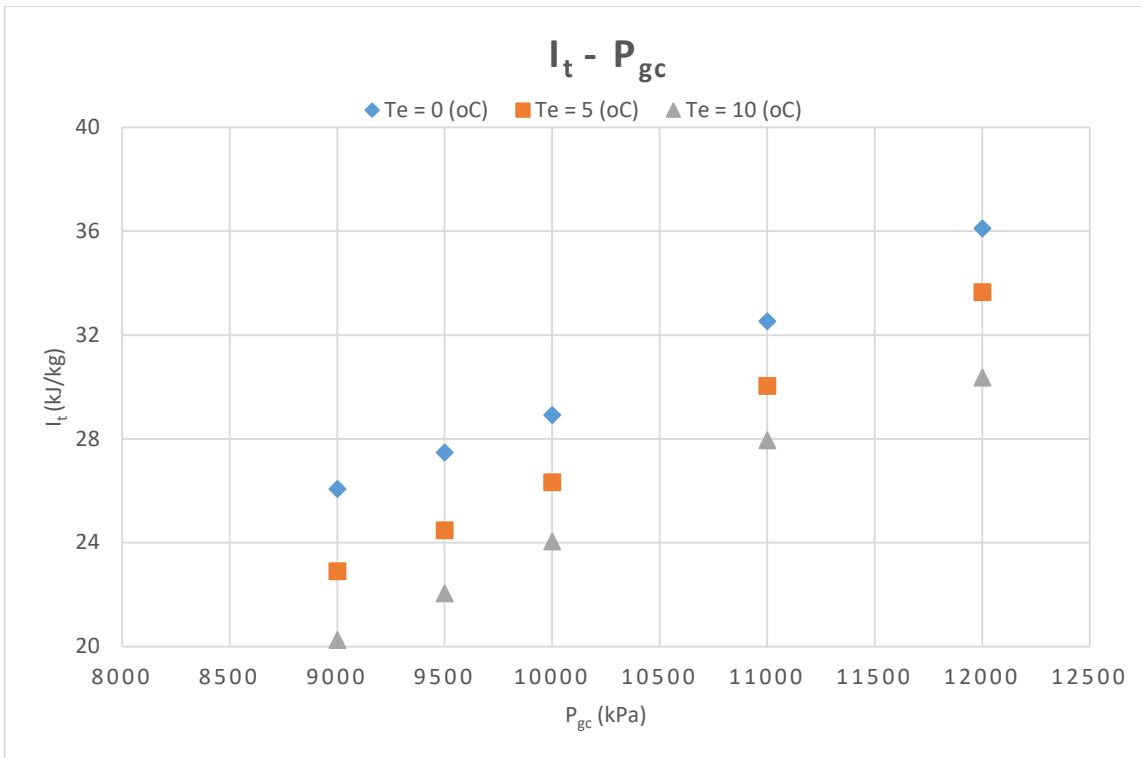


Σχήμα 9 Διάγραμμα COP – w<sub>2</sub> συναρτήσει T<sub>gc</sub>

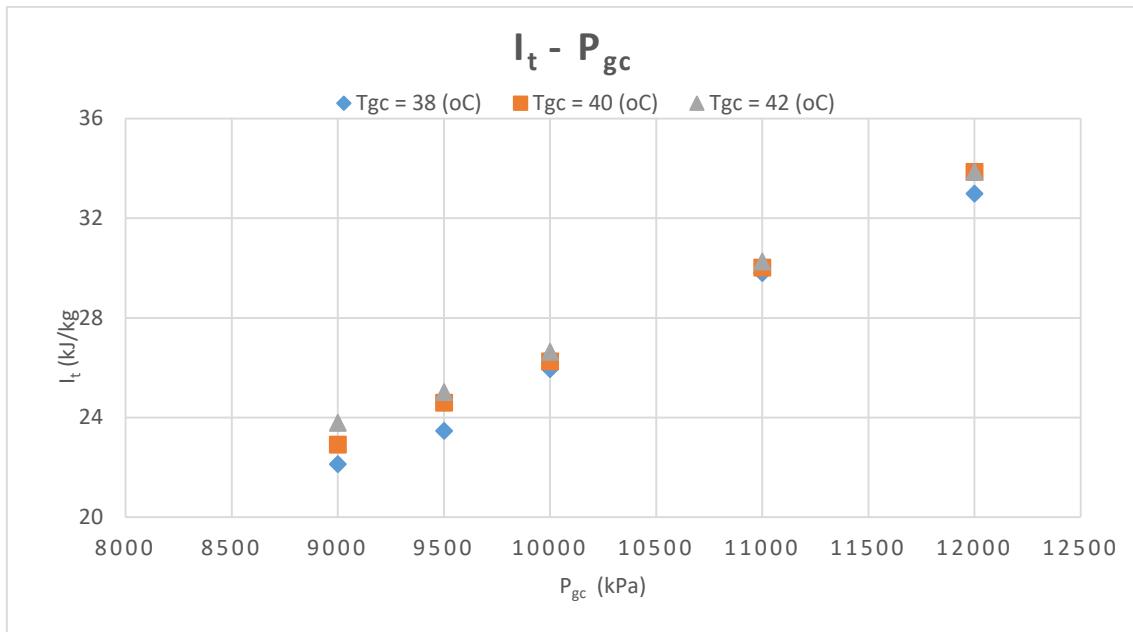
Από τα διαγράμματα προσομοίωσης του COP συναρτήσει του λόγου διοχέτευσης στον δεύτερο ejector ( $w_2$ ) συμπεραίνεται ότι, καθώς ο  $w_2$  μειώνεται ο COP αυξάνεται, όπως ακριβώς ίσχυε και με τον  $w_1$ . Όμως, το επίπεδο αύξησης που επιφέρει στον COP, για τις ίδιες τιμές με τον  $w_1$ , είναι αρκετά μικρότερο. Αυτό εξηγείται από το γεγονός πως στον ejector1 διοχετεύονται μεγαλύτερες παροχές ρευστού και σε υψηλότερα επίπεδα πίεσης, σε σχέση με τον ejector2.

Όσον αφορά τα τέσσερα παραπάνω διαγράμματα διαπιστώνεται ότι για κάποιες τιμές των λόγων διοχέτευσης δεν βρίσκεται COP, καθώς δεν εκπληρούνται οι ως άνω περιορισμοί, το οποίο οφείλεται από τα δεδομένα που εισάγονται στην έναρξη των υπολογισμών του αλγορίθμου.

Τελικώς, παρουσιάζεται η επίδραση στην καταστροφή της εξέργειας ( $I_t$ ), όταν μεταβάλλονται οι τιμές της πίεσης στον ψύκτη ( $P_{gc}$ ), της θερμοκρασίας στην είσοδο του ατμοποιητή ( $T_e$ ) και της θερμοκρασίας στην έξοδο του ψύκτη ( $T_{gc}$ ).



Σχήμα 10 Διάγραμμα  $I_t - P_{gc}$  συναρτήσει  $T_e$



Σχήμα 11 Διάγραμμα  $I_t - P_{gc}$  συναρτήσει  $T_e$

Από τα παραπάνω δύο διαγράμματα γίνεται αντιληπτό ότι αυξανόμενης της πίεσης στον ψύκτη, αυξάνεται σχεδόν γραμμικά και η καταστροφή της συνολικής εξέργειας, χωρίς να επηρεάζεται αυτή η αυξητική τάση από την θερμοκρασία στην είσοδο του ατμοποιητή ( $T_e$ ) ή την θερμοκρασία στην έξοδο του ψύκτη ( $T_{gc}$ ). Αυτό δικαιολογείται από το γεγονός ότι με την αύξηση της πίεσης στην κατάθλιψη του συμπιεστή αυξάνεται το παραγόμενο έργο συμπίεσης, οπότε και η μη αναστρεψιμότητα του ψυκτικού κύκλου NERC.

Ακόμη, παρατηρείται ότι αυξανόμενης της θερμοκρασίας στην είσοδο του ατμοποιητή ( $T_e$ ) μειώνεται η καταστροφή της εξέργειας, ενώ αυξανόμενης της θερμοκρασίας στην έξοδο του ψύκτη ( $T_{gc}$ ) αυξάνεται ελαφρώς η καταστροφή της εξέργειας. Αυτές οι μεταβολές είναι αντιστρόφως

ανάλογες με ότι ισχύει για τον COP. Επίσης, συμπεραίνεται ότι η καταστροφή της εξέργειας επηρεάζεται περισσότερο από την θερμοκρασία στην είσοδο του ατμοποιητή ( $T_e$ ) παρά από την θερμοκρασία στην έξοδο του ψύκτη ( $T_{gc}$ ).

Τέλος, γίνεται αντιληπτό ότι, για τις ίδιες μεταβολές στα δεδομένα προσομοίωσης του NERC, η καταστροφή εξέργειας στον κύκλο δεν επηρεάζεται από το χαρακτηριστικό της ύπαρξης βέλτιστης πίεσης ( $P_{gc}$ ) για κάθε συγκεκριμένη θερμοκρασία  $T_{gc}$ . Το οποίο σημαίνει ότι η καταστροφή της εξέργειας ( $I_t$ ) επηρεάζεται κυρίως από την πίεση στον ψύκτη ( $P_{gc}$ ).

### 5.3 Σύγκριση Ψυκτικών Κύκλων

Η σύγκριση του NERC με τους υπόλοιπους κύκλους, αποδεικνύει πως ο NERC πετυχαίνει τον μεγαλύτερο COP έναντι των άλλων, όμως η αύξηση αυτή είναι μικρής κλίμακας. Επίσης, παρατηρείται ότι με την προσθήκη εξαρτημάτων στη λειτουργία του κύκλου (όπως ejectors, δεύτερος συμπιεστής κλπ) βελτιώνονται και τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά μεγέθη του διακρίσιμου ψυκτικού κύκλου, πέραν της αύξησης του COP.

Ψυκτικός Κύκλος	COP	$R = \frac{COP_{NERC}}{COP_i}$	Ποσοστό Μεταβολής
NERC	2.8682	1	0%
DERC	2.8132	1.01955069	1.9551%
CERC	2.7454	1.044729365	4.4729%
Basic	2.4448	1.173183901	17.3184%

Πίνακας 22 Σύγκριση COP των Ψυκτικών Κύκλων

Πέραν του ψυκτικού αποτελέσματος ( $Q_e$ ), τα υπόλοιπα μεγέθη του NERC είναι ανώτερα έναντι των άλλων ψυκτικών κύκλων, όπως παρατίθενται στον παρακάτω πίνακα:

Ψυκτικός Κύκλος	$w_{comp}$ (kJ/kg)	$Q_e$ (kJ/kg)	$Q_{gc}$ (kJ/kg)	$I_t$ (kJ/kg)
NERC	34.6306	99.3211	133.7273	28.6798
DERC	39.1705	110.1953	149.1252	32.5738
CERC	40.3902	110.8853	151.1091	33.7433
Basic	50.81	124.2199	175.0299	43.3519

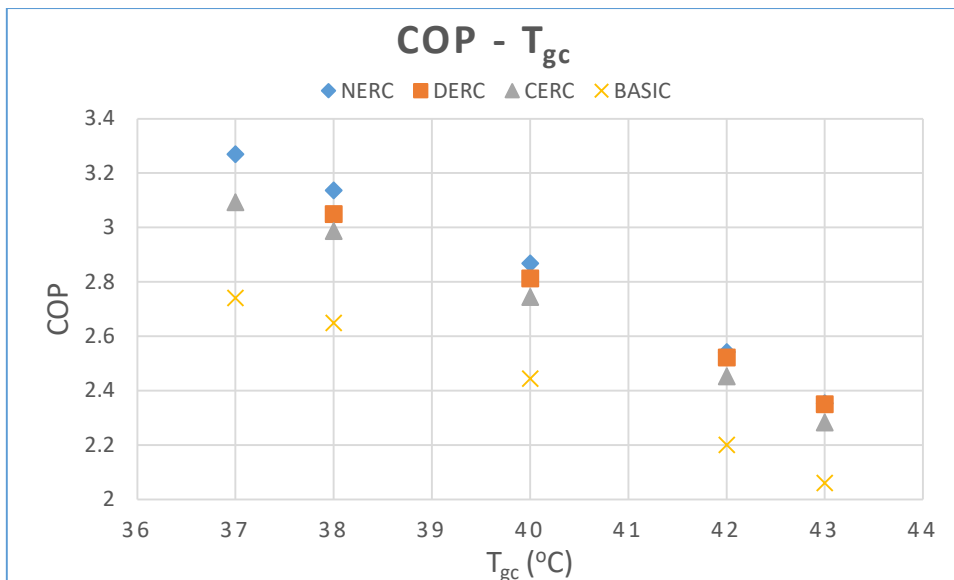
Πίνακας 23 Σύγκριση Λοιπών Μεγεθών των Ψυκτικών Κύκλων

Στον NERC έχουμε λιγότερη κατανάλωση έργου συμπίεσης έναντι των υπολοίπων, αν και το ψυκτικό αποτέλεσμα του είναι μικρότερο, εντούτοις έτσι βελτιώνονται τα υπόλοιπα μεγέθη του κύκλου, όπως οι απώλειες θερμότητας και η εξέργεια.

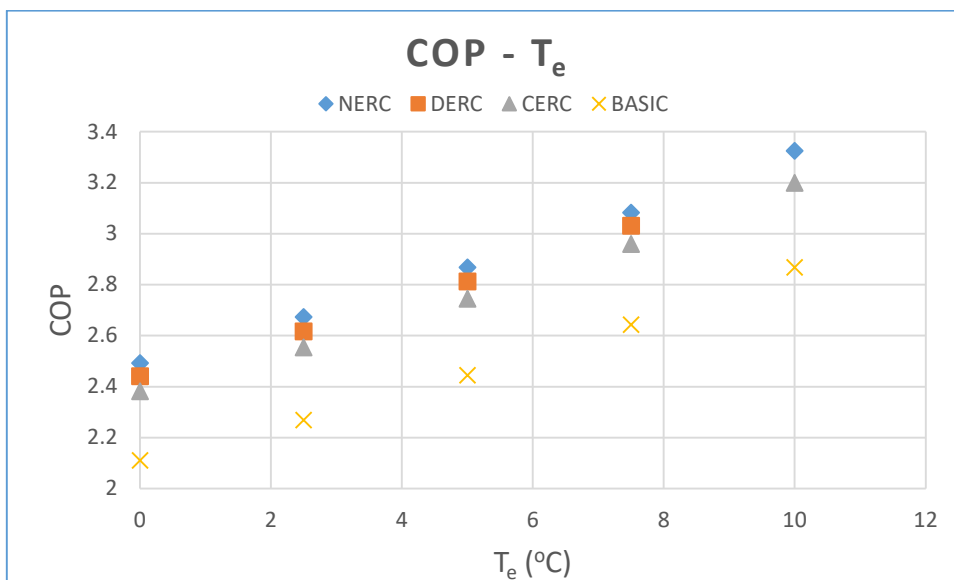
Στα παρακάτω δύο διαγράμματα παρουσιάζονται οι συντελεστές συμπεριφοράς (COP) εκάστου ψυκτικού κύκλου συναρτήσει των θερμοκρασιών στην είσοδο του ατμοποιητή ( $T_e$ ) και στην έξοδο του ψύκτη ( $T_{gc}$ ), για να είναι ευκόλως αντιληπτό ποιος κύκλος υπερτερεί.

Από τα διαγράμματα διαπιστώνονται τα εξής:

- Για όλους τους κύκλους η μεταβολή στον COP είναι ανάλογη της μεταβολής της θερμοκρασίας στην είσοδο του ατμοποιητή ( $T_e$ ) και αντιστρόφως ανάλογη της μεταβολής της θερμοκρασίας στην έξοδο του ψύκτη ( $T_{gc}$ ).
- Η χρήση ejector (NERC, DERC, CERC) στον διακρίσιμο ψυκτικό κύκλο του R744, βελτιώνει σημαντικά τον COP σε σχέση με τη χρήση εκτονωτικής βαλβίδας στον βασικό ψυκτικό κύκλο.



Σχήμα 12 COP – T<sub>gc</sub> Εκάστου Ψυκτικού Κύκλου



Σχήμα 13 COP - T<sub>e</sub> Εκάστου Ψυκτικού Κύκλου

- Η εισαγωγή δεύτερου ejector, σε ψυκτικό κύκλο με ήδη έναν ejector βελτιώνει τον COP, αλλά όχι σε μεγάλο βαθμό.
- Η εισαγωγή δεύτερου συμπιεστή χαμηλής συμπίεσης στον ψυκτικό κύκλο με δύο ejectors, επίσης βελτιώνει τον COP, αλλά όχι σε μεγάλο βαθμό.
- Για κάποιες θερμοκρασίες ο αλγόριθμος του DERC δεν μπόρεσε να υπολογίσει αποτέλεσμα, λόγω μη ικανοποίησης των περιορισμών, ενώ του NERC ο υπολογισμός του αλγορίθμου προκειμένου να συγκλίνει στην επίλυση ήταν ιδιαίτερα χρονοβόρος.
- Με την εισαγωγή περισσότερων εξαρτημάτων γενικά βελτιώνεται ο COP, όμως παράλληλα αυξάνεται η πολυπλοκότητα λειτουργίας του ψυκτικού κύκλου και κυρίως δυσχεραίνεται ο έλεγχος του και περιορίζεται το εύρος λειτουργίας του. Οι παραπάνω διαπιστώσεις δημιουργούνται κυρίως εξαιτίας της χρήσης των ejectors, οι οποίοι εισάγουν αντίστοιχους περιορισμούς.
- Για όλους τους ψυκτικούς κύκλους οι μεταβολές της θερμοκρασίας στην είσοδο του ατμοποιητή (T<sub>e</sub>) μεταβάλλουν σχεδόν ισόποσα τον COP τους.
- Ενώ με την αύξηση της θερμοκρασίας στην έξοδο του ψύκτη (T<sub>gc</sub>) οι COP των ψυκτικών κύκλων καθώς μειώνονται, τείνουν προς σύγκλιση των τιμών τους.

## 6 Συμπεράσματα - Βελτιώσεις

Από το σύνολο των στοιχείων και αποτελεσμάτων, που παρατέθηκαν έως τώρα, καθίσταται σαφές ότι ο NERC αποτελεί μια βελτίωση έναντι των υπολοίπων διακρισίμων ψυκτικών κύκλων που παρουσιάστηκαν, το οποίο αποδείχθηκε μέσω των προσομοιώσεων των ψυκτικών κύκλων. Επίσης, επιβεβαιώθηκε ότι με την χρήση επιπλέον εξαρτημάτων στον διακρισιμο ψυκτικό κύκλο βελτιώνεται ο COP, δηλαδή ισχύει:

$$\text{COP}_{\text{basic}} < \text{COP}_{\text{CERC}} < \text{COP}_{\text{DERC}} < \text{COP}_{\text{NERC}}$$

Ακόμη, επιβεβαιώθηκαν τα θεωρητικά στοιχεία που παρατέθηκαν στην αρχή της εργασίας, για το πώς επηρεάζουν διάφοροι παράμετροι τη λειτουργία του ψυκτικού κύκλου και ειδικά τον συντελεστή συμπεριφοράς του κύκλου (COP), όπως ότι:

- Η θερμοκρασία στην έξοδο του ψύκτη, η οποία επηρεάζεται από την θερμοκρασία εξωτερικού περιβάλλοντος, αυξανόμενη, μειώνει τον COP.
- Η θερμοκρασία στην είσοδο του ατμοποιητή αυξανόμενη, αυξάνει τον COP.
- Για κάθε συγκεκριμένη θερμοκρασία υπάρχει μια βέλτιστη πίεση που μεγιστοποιεί τον COP, στον διακρισιμο ψυκτικό κύκλο του R744, εξαιτίας της μορφής των ισοθερμοκρασιακών καμπυλών στην διακρισίμη περιοχή.
- Η εφαρμογή ejectors αντί εκτονωτικών βαλβίδων βελτιώνει εμφανώς τον COP, καθώς μειώνονται οι απώλειες, καταστρέφεται λιγότερη εξέργεια του συστήματος και αυξάνονται τα ενδιάμεσα επίπεδα πίεσης στον ψυκτικό κύκλο. Αποτέλεσμα αυτών είναι η αύξηση της πίεσης στην αναρρόφηση του συμπιεστή και η μείωση του συνολικού έργου συμπίεσης που απαιτείται.
- Ο λόγος διοχέτευσης του ejector ( $w$ ) επηρεάζει τη συνολική λειτουργία του ψυκτικού κύκλου και τελικώς τον COP, αφού μειούμενος αυξάνεται η πίεση στην έξοδο του ejector (διαχύτη), το οποίο οδηγεί σε αύξηση του επιπέδου πίεσης στην αναρρόφηση του συμπιεστή, με αποτέλεσμα την μείωση του καταναλισκόμενου έργου συμπίεσης. Όμως για κάποιες χαμηλές τιμές του δεν ικανοποιούνται οι περιορισμοί σταθερής λειτουργίας του κύκλου.
- Η εφαρμογή της ενδιάμεσης συμπίεσης στον NERC, αυξάνει τα επίπεδα πίεσης του ψυκτικού κύκλου και εν τέλει την πίεση στην αναρρόφηση του συμπιεστή, με τελικό αποτέλεσμα την βελτίωση του COP.
- Γενικώς, η αύξηση του αριθμού των επιπέδων συμπίεσης βελτιώνει τον COP, ειδικά αν αυτό πραγματοποιείται από παθητικά στοιχεία, όπως οι ejectors, διότι μπορεί να εκτονώνεται η πίεση του ρευστού που εισέρχεται στο κυρίως ακροφύσιο τους ( $m$ ), αλλά παράλληλα αυξάνεται η πίεση του ρευστού που εισέρχεται στο δευτερεύων ακροφύσιο τους ( $s$ ), συγκριτικά με την πίεση στο διαχύτη ( $d$ ) ( $P_s < P_d < P_m$ ).
- Με την αύξηση της θερμοκρασίας στην έξοδο του ψύκτη ( $T_{gc}$ ) αυξάνεται η ποιότητα του μίγματος στην έξοδο των ejectors, καθώς το ρευστό διερχόμενο από τον ψύκτη δεν θα απαγάγει αρκετά την θερμότητα του. Οπότε, στην έξοδο του ejector θα καταλήξει μίγμα μεγαλύτερης ποιότητας (περισσότερου ατμού), το οποίο στον διαχωριστή θα διακριθεί σε ατμό και υγρό. Τελικώς, στον ατμοποιητή θα καταλήξει μίγμα μεγαλύτερης ενθαλπίας, που σημαίνει μικρότερο ψυκτικό αποτέλεσμα.

Επιπλέον, κατά την εκτέλεση των προσομοιώσεων των ψυκτικών κύκλων παρατηρήθηκαν τα εξής:

- Η επιλογή των αρχικών συνθηκών, όπως και η μεταβολή κάποιων δεδομένων επηρεάζουν στον υπολογισμό του COP κατά ένα πολύ μεγάλο ποσοστό. Ειδικότερα, οι τιμές των λόγων διοχέτευσης, οι οποίες μειούμενες αυξάνουν τον COP, πρέπει να μην έχουν χαμηλές τιμές ( $w_1, w_2 > 0.5$  περίπου), διότι διαφορετικά δε θα εκτελεστεί ο αλγόριθμος, λόγω παραβίασης των περιορισμών σταθερής λειτουργίας (steady state), οι οποίες βρίσκονται ως συνθήκες ελέγχου στις δομές επανάληψης Όσο(..), με αποτέλεσμα την δημιουργία ατέρμων βρόχου.
- Κατά τη διάρκεια των προσομοιώσεων επιλέχθηκαν οι συγκεκριμένοι λόγοι διοχέτευσης ( $w_1 = 0.65$  και  $w_2 = 0.55$ ), διότι ο συνδυασμός τους επιτρέπει τον έλεγχο δοκιμών για ευρεία μεταβολή των υπόλοιπων δεδομένων, διατηρώντας τους ψυκτικούς κύκλους σε σταθερή κατάσταση λειτουργίας (steady state).
- Η χρήση των συνθηκών σταθερής κατάστασης λειτουργίας του ψυκτικού κύκλου όταν χρησιμοποιείται ejector, εξασφαλίζουν επαρκή παροχή ατμού στον συμπιεστή, ώστε να οδηγηθεί μετέπειτα στο motive (m) ακροφύσιο του ejector προς εκτόνωση και έπειτα στον διαχωριστή ατμού/υγρού, όπου εκεί θα πρέπει να ισχύει ο ισολογισμός μάζας. Γενικώς, η παροχή ατμού που εξέρχεται του διαχωριστή πρέπει να είναι μεγαλύτερη της παροχής ατμού που εισέρχεται στον συμπιεστή.
- Οι βαθμοί απόδοσης των ejectors και των συμπιεστών επηρεάζουν τις μεταβλητές του ψυκτικού κύκλου, ειδικά η μεταβολή του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή μεταβάλλει αρκετά τον COP.
- Δεν δύναται να έχουν όλοι οι ψυκτικοί κύκλοι που εξετάστηκαν κοινά δεδομένα, ειδικά όσων υπάρχει μεταξύ τους διαφορά στον αριθμό των ejectors, διότι οι λόγοι διοχέτευσης ( $w$ ) μεταβάλλουν σημαντικά τα υπολογιζόμενα μεγέθη του κύκλου.
- Από τους ψυκτικούς κύκλους που εξετάστηκαν, μόνο στην προσομοίωση του NERC μπορεί να υλοποιηθεί βελτιστοποίηση του COP, καθώς ο ένας από δύο βρόχους επανάληψης του αλγορίθμου λειτουργεί με συνθήκη ελέγχου την μεγιστοποίηση του COP. Σκοπός του εξωτερικού βρόχου επανάληψης του αλγορίθμου είναι να μεγιστοποιήσει τον COP, μέσω της μεταβολής της πίεσης στην κατάθλιψη του συμπιεστή μικρής συμπίεσης (LP). Στους υπόλοιπους αλγόριθμους, οι δομές επανάληψης έχουν ως σκοπό τον έλεγχο των περιορισμών του συστήματος ή την επίλυση μη γραμμικών εξισώσεων, όπως στην υπορουτίνα του ejector.

Συνεκτιμώντας το σύνολο της εργασίας συμπεραίνεται ότι, το διοξειδίο του άνθρακα δύναται να χρησιμοποιηθεί ευρύτερα ως ψυκτικό ρευστό R744, καθώς διαθέτει κάποια μοναδικά χαρακτηριστικά έναντι των υπολοίπων ψυκτικών, όπως η υψηλή ογκομετρική ψυκτική ικανότητα, η σχεδόν μηδενικοί περιβαλλοντικοί δείκτες και το χαμηλό κόστος προμήθειας του ψυκτικού ρευστού.

Αυτό που χρήζει βελτίωσης είναι να δημιουργηθούν οι κατάλληλοι ψυκτικοί κύκλοι/ψυκτικά κυκλώματα, προκειμένου να αυξήσουν την απόδοση του. Για να γίνει αυτό, το κυριότερο εμπόδιο που πρέπει να παρακαμφθεί είναι η χαμηλή κρίσιμη θερμοκρασία του διοξειδίου του άνθρακα, επειδή όμως, αυτή αποτελεί ιδιότητα του ρευστού και δεν μεταβάλλεται, θα πρέπει να γίνει επέμβαση είτε στην θερμοκρασία εξόδου του ψύκτη, είτε στη θερμοκρασία του εξωτερικού περιβάλλοντος.

Για την μείωση της θερμοκρασίας στην έξοδο του ψύκτη, έχουν αναπτυχθεί τεχνικές για την περαιτέρω υπόψυξη του ρευστού, είτε μέσω άλλου δευτερεύοντος ψυκτικού κυκλώματος είτε



μέσω εκμετάλλευσης της θερμότητας που έχει το ρευστό, καθώς εξέρχεται από τον ψύκτη σε 40 °C περίπου, μειώνοντας έτσι και τις θερμικές απώλειες του κύκλου.

Για την μείωση της θερμοκρασίας του εξωτερικού περιβάλλοντος μία λύση θα ήταν να εκμεταλλευτούμε την θερμοκρασία της Γης που είναι σταθερή καθ' όλη τη διάρκεια του χρόνου, χρησιμοποιώντας αυτήν ως θερμόδοχείο, αντί της ατμόσφαιρας.

Με τις υπάρχουσες τεχνολογίες επί των διακρίσιμων ψυκτικών κύκλων του R744, αυτό που μπορεί να αυξήσει τον COP είναι:

- Η βελτίωση των βαθμών απόδοσης των εξαρτημάτων που απαρτίζουν το ψυκτικό κύκλωμα (ejectors, συμπιεστές)
- Η αύξηση του μεγέθους των εναλλακτών συναλλαγής θερμότητας, δηλαδή του ατμοποιητή και του ψύκτη, προκειμένου να δέχονται αυξημένες παροχές και κατ' επέκταση να αυξάνεται η συναλλασσόμενη θερμότητα των εναλλακτών.
- Η χρησιμοποίηση στρόβιλου εκτόνωσης, αντί των άλλων διατάξεων εκτόνωσης, προσφέροντας έργο στον συμπιεστή υψηλής συμπίεσης είτε σε δευτερεύων συμπιεστή μικρότερης συμπίεσης, μειώνοντας το συνολικό καταναλισκόμενο έργο συμπίεσης και με τελικό αποτέλεσμα την αύξηση του COP.

Τέλος, είναι χρήσιμο να αναφερθεί πως για την εισαγωγή ενός στοιχείου στο ψυκτικό κύκλωμα θα πρέπει πρώτα να γίνεται αξιολόγηση επί της πολυπλοκότητας που εισάγουν, το κόστος προμήθειας τους, την ανάγκη και τον βαθμό τροποποίησης του υπάρχοντος ψυκτικού κυκλώματος, σε σχέση με την βελτίωση της συνολικής απόδοσης του.

# 7 Παραρτήματα

## 7.1 Πίνακας Στοιχείων των Ψυκτικών Μέσων [49]



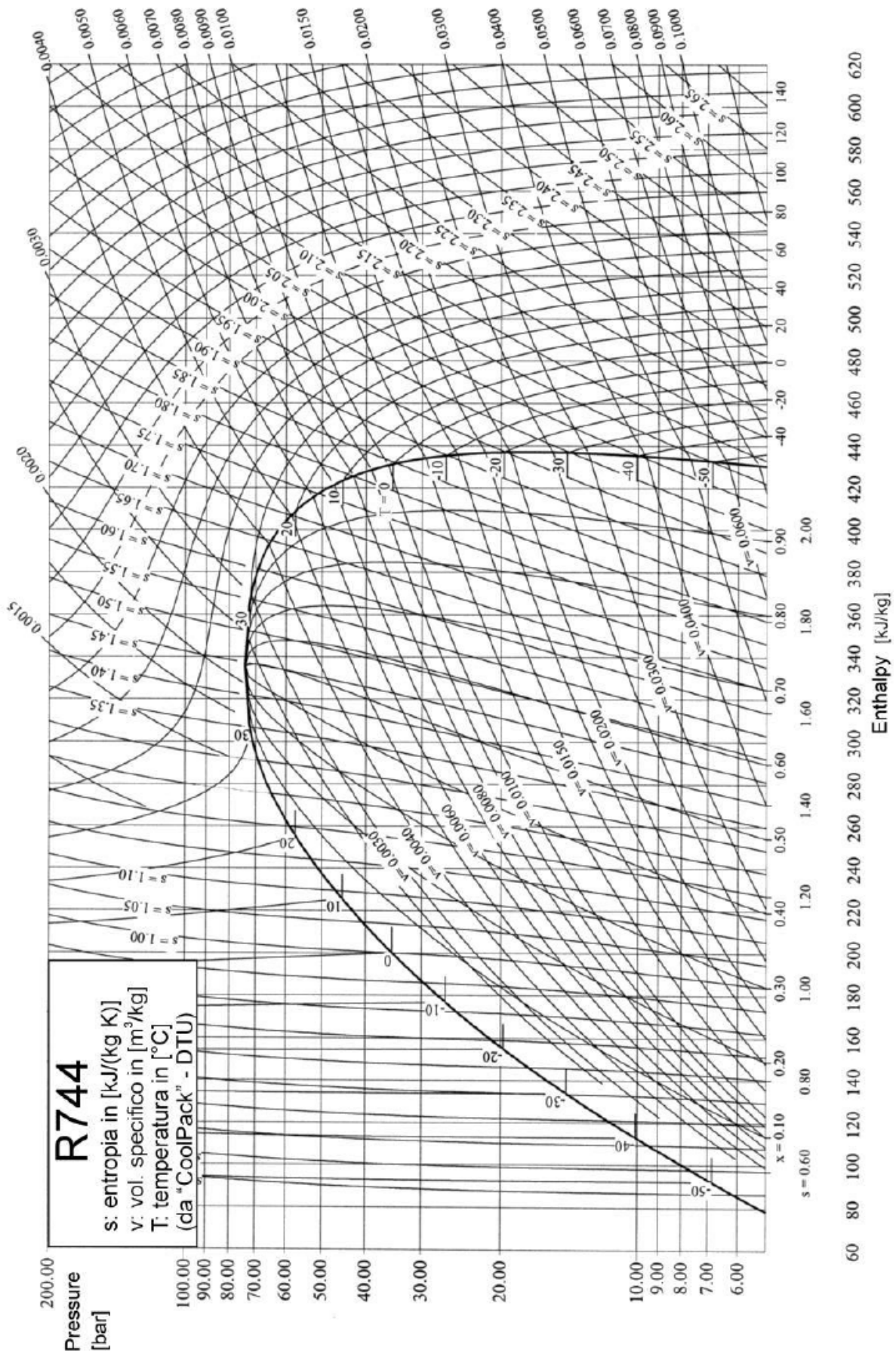
**TABLE 1 — Summary Physical, Safety, and Environmental Data for Refrigerants (sorted by Standard 34 Designation)**

refrigerant number	chemical formula or blend composition - common name	physical data						safety data					environmental data			
		molec- ular mass	NBP		Tc		Pc (MPa) (psia)	TLV-TWA (PPM)	LFL (%)	HOC		Std 34 safety group	atmos- pheric life (yr)	ODP	GWP 100 yr	
			(°C)	(°F)	(°C)	(°F)				MJ/kg	Btu/lb					
11	CCl3F	137.37	23.7	74.7	198.0	388.4	4.41	640	none	0.9	387	A1	45	1.000	4600	
128b1	CBrClF2 - halon 1211	165.36	+4.0	24.8	154.0	309.2	4.10	595	none				11	5.100	1300	
128c2	CBr2F2 - halon 1202	209.82	24.5	76.1	198.2	388.8		100	none					1.700		
12	CCl2F2	120.91	-29.8	-21.6	112.0	233.6	4.14	600	1000	none	-0.8	-344	A1	100	0.820	10680
138b1	CBrF3 - halon 1301	148.91	-57.7	-71.9	67.1	152.8	3.96	574	1000	none			65	12.000	6980	
13	CClF3	104.46	-81.3	-114.3	29.2	84.6	3.92	569	1000	none	-3.0	-1290	A1	640	1.000	10000
131a	CF3I	195.91	-22.5	-8.5	122.0	251.6				none			<0.1	0.000	<1	
14	CF4 - carbon tetrafluoride	88.00	-128.1	-198.6	-45.6	-50.1	3.75	544		none			A1	50000	0.000	5700
21	CHCl2F	102.92	8.9	48.0	178.3	352.9	5.18	751	10	none			B1	2.0	0.010	210
22	CHClF2	86.47	-40.8	-41.4	96.2	205.2	4.99	724	1000	none	2.2	946	A1	11.8	0.034	1900
23	CHF3 - fluoroform	70.01	-82.1	-115.8	25.9	78.6	4.84	702	1000	none	-12.5	-5374	A1	243	0.000	14800
30	CH2Cl2 - methylene chloride	84.93	40.2	104.4	257.0	458.6	6.08	882	50	14.6			B2	0.46	0.000	10
31	CH2ClF	68.48	-9.1	15.6					0.1						0.010	
32	CH2F2 - methylene fluoride	52.02	-51.7	-61.1	78.2	172.8	5.78	838	1000	13.3	9.4	4041	A2	5.6	0.000	880
40	CH3Cl - methyl chloride	50.49	-24.2	-11.6	143.1	289.6	6.67	967	50	8.1			B2	1.3	0.020	14
41	CHF - methyl fluoride	34.03	-78.1	-108.6	44.1	111.4	5.90	856						3.7	0.000	140
50	CH4 - methane	16.04	-161.5	-238.7	-82.5	-116.5	4.64	673	1000	5			A3	12.2	0.000	24
113	CCl2FCClF2	187.37	47.6	117.7	214.1	417.4	3.39	492	1000	none	0.1	43	A1	85	0.900	6000
114	CClF2CClF2	170.92	3.6	38.5	145.7	294.3	3.26	473	1000	none	-3.1	-1333	A1	300	0.850	9800
115	CClF2CF3	154.47	-38.9	-38.0	80.0	176.0	3.12	453	1000	none	-2.1	-983	A1	1700	0.400	10300
116	CF3CF3 - perfluoroethane	138.01	-78.2	-108.8	19.9	67.8	3.04	441	1000	none			A1	10000	0.000	11400
123	CHCl2CF3	152.93	27.8	82.0	183.8	362.8	3.66	531	50	none	2.1	903	B1	1.4	0.012	120
124	CHClFCF3	136.48	-12.0	10.4	122.3	252.1	3.62	525	1000	none	0.9	387	A1	6.1	0.026	620
125	CHF2CF3	120.02	-48.1	-54.6	66.2	151.2	3.63	526	1000	none	-1.5	-645	A1	32.6	0.000	3800
E125	CHF2-O-CF3	136.02	-42.0	-43.6	81.3	178.3	3.35	486						165	0.000	15300
134	CHF2CHF2	102.03	-23.0	-9.4	119.0	246.2	4.62	670	1000	none	4.3	1849		10.6	0.000	1200
134a	CHF2FCF3	102.03	-26.1	-15.0	101.1	214.0	4.06	589	1000	none	4.2	1806	A1	13.6	0.000	1600
E134	CHF2-O-CF2F2	118.03	6.2	43.2	160.8	321.4	4.23	614		none				29.7	0.000	6900
141b	CH3CCl2F	116.95	32.0	89.6	204.2	399.6	4.25	616	500	6.4	8.6	3697		9.2	0.086	700
142b	CH3CClF2	100.49	-9.0	15.8	137.1	278.8	4.12	598	1000	6.9	9.8	4213	A2	18.5	0.043	2300
143	CH2FCHF2	84.04	5.0	41.0	156.7	314.1	5.24	760		5.8	10.9	4686		3.8	0.020	370
143a	CH3CF3	84.04	-47.2	-53.0	72.9	163.2	3.78	548	1000	7.1	10.3	4428	A2	53.5	0.000	5400
E143a	CH3-O-CF3	100.04	-24.1	-11.4	104.9	220.8	3.59	521						5.7	0.000	970
152a	CH3CHF2	66.05	-24.0	-11.2	113.3	235.9	4.52	656	1000	3.1	17.4	7481	A2	1.5	0.000	190
160	CH3CH2Cl - ethyl chloride	64.51	13.1	55.6	187.2	369.0	5.24	760	100	3.8	20.6	8856		<1	0.000	
161	CH3CH2F - ethyl fluoride	48.06	-37.1	-34.8	102.2	216.0	4.70	682						0.25	0.000	10
170	CH3CN3 - ethane	30.07	-88.6	-127.5	32.2	90.0	4.87	706	1000	3.2			A3	0.000	0.000	720
E170	CH3-O-CH3 - dimethyl ether	46.07	-24.8	-12.6	128.8	263.8	5.32	772	1000	3.4				0.015	0.000	<1
218	CF3CF2CF3 - perfluoropropane	188.02	-36.6	-33.9	71.9	161.4	2.68	389	1000	none			A1	2600	0.000	8600
227ea	CF3CHFCF3	170.03	-15.6	3.9	102.8	217.0	2.98	432	1000	none	3.3	1419		36.5	0.000	3800
236fa	CF3CH2CF3	152.04	-1.4	29.5	124.9	256.8	3.20	464	1000	none			A1	226	0.000	9400
245ca	CHF2CF2CHF2	134.05	25.1	77.2	174.4	345.9	3.94	571		7.1	8.4	3611		6.6	0.000	720
245fa	CHF2CH2CF3	134.05	15.1	59.2	154.1	309.4	4.43	643	500	p	6.1	2623	A1p r	8.8	0.000	820
E245eb1	CH3-O-CF2-CF3	150.05	5.6	42.1	133.7	272.7	2.89	419						1.2	0.000	160
C270	-CH2-CH2-CH2- cyclopropane	42.08	-33.5	-28.3	125.2	257.4	5.58	809			2.4				0.000	
290	CH3CH2CH3 - propane	44.10	-42.1	-43.8	96.7	206.1	4.25	616	2500	2.3	50.3	21625	A3	0.000	0.000	720
C318	-CF2-CF2-CF2-CF2-	200.03	-6.0	21.2	115.2	239.4	2.78	403	1000	none			d	3200	0.000	11200
338mcc	CH2FCF2CF2CF3	202.05	27.8	82.0	158.8	317.8	2.73	396						0.000	0.000	
338mcf	CF3CH2CF2CF3	202.05	19.9	67.8	150.6	303.1	2.50	363		none				0.000	0.000	
E347my1	CF3-CF(OCH3)-CF3	200.05	29.4	84.9	160.2	320.4	2.55	370						3.5	0.000	340
400 ->	R-12/114 (50.0/50.0) - R-400(50/50)	141.63	-20.8	-5.4	128.9	264.0	3.92	569		none			A1/A1	0.835	10200	
400 ->	R-12/114 (60.0/40.0) - R-400(60/40)	136.94	-23.2	-9.8	125.4	257.7	3.99	579		none			A1/A1	0.832	10280	
401A	R-22/152a/124 (53.0/13.0/34.0) - MP39	94.44	-34.4	-29.9	105.3	221.5	4.61	669	1000	none			A1/A1	0.027	1240	
401B	R-22/152a/124 (61.0/11.0/28.0) - MP66	92.84	-35.7	-32.3	103.5	218.3	4.68	679	1000	none	-2.7	-1161	A1/A1	0.028	1350	
401C	R-22/152a/124 (33.0/15.0/52.0) - MP52	101.03	-30.5	-22.9	109.9	229.8	4.40	638		none			A1/A1	0.025	980	
—	R-22/152a/124 (40.0/17.0/43.0) - MP33	96.61	-31.9	-25.4	108.3	226.9	4.50	653		none	-3.7	-1591		0.025	1060	
402A	R-125/290/22 (60.0/2.0/38.0) - HP80	101.55	-49.2	-56.6	76.0	168.8	4.23	614		none	-1.4	-602	A1/A1	0.013	3000	
402B	R-125/290/22 (38.0/2.0/60.0) - HP81	94.71	-47.2	-53.0	83.0	181.4	4.53	657		none	-1.6	-688	A1/A1	0.020	2580	
403A	R-290/22/218 (5.0/75.0/20.0) - 69-S	91.99	-44.0	-47.2	91.2	196.2	4.69	680	1000	none			A1/A1	0.026	3150	
403B	R-290/22/218 (5.0/56.0/39.0) - 69-L	103.26	-43.8	-46.8	88.7	191.7	4.40	638	1000	none			A1/A1	0.019	4420	
404A	R-125/143a/134a (44.0/52.0/4.0) - HP62 and FX-70	97.60	-46.6	-51.9	72.1	161.8	3.74	542	1000	none	-6.6	-2837	A1/A1	0.000	6540	
405A	R-22/152a/142b/C318 (45.0/7.0/5.5/42.5) - G2015	111.91	-32.9	-27.2	106.0	222.8	4.29	622	1000	none			d	0.018	5750	
406A	R-22/600a/142b (55.0/4.0/41.0) - GHG	89.86	-32.7	-26.9	116.5	241.7	4.88	708		uff			A1/A2	0.036	1990	
—	R-22/600a/142b (65.0/4.0/31.0) - GHG-HP	88.57	-35.0	-31.0	112.2	234.0	4.95	718		uff				0.035	1950	
407A	R-32/125/134a (20.0/40.0/40.0) - Klea 60	90.11	-45.2	-49.4	81.9	179.4	4.49	651	1000	none	-3.6	-1548	A1/A1	0.000	2340	
407B	R-32/125/134a (10.0/70.0/20.0) - Klea 61	102.94	-46.8	-52.2	74.4	165.9	4.08	592	1000	none	-1.8	-774	A1/A1	0.000	3070	
407C	R-32/125/134a (23.0/25.0/52.0) - Klea 66; Suva 9000	86.20	-43.8	-46.8	87.3	189.1	4.63	672	1000	none	-4.9	-2107	A1/A1	0.000	1980	
407D	R-32/125/134a (15.0/15.0/70.0)	90.96	-39.4	-38.9	91.6	196.9	4.48	650	1000	none	-4.3	-1849	A1/A1	0.000	1820	
407E	R-32/125/134a (25.0/15.0/60.0)	83.78	-42.8	-45.0	88.8	191.8	4.73	686	1000	none	-4.8	-2064	A1/A1	0.000	1750	
—	R-32/125/134a (30.0/10.0/60.0															

**TABLE 1 (continued)**

refrigerant number	chemical formula or blend composition - common name	physical data						safety data				environmental data				
		molecular mass	MBP		Tc		Pc	TLV-TWA (PPM)	LFL (%)	HOC		Std 34 safety group	atmospheric life (yr)	GWP 100 yr		
			(°C)	(°F)	(°C)	(°F)	(MPa) (psia)			Mt/kg	Btu/lb		ODP			
410A	R-32/125 (50.0/50.0) - Suva 9100; A2-20	72.58	-51.6	-60.9	72.5	162.5	4.95	718	1000	none	-4.4	-1892	A1/A1	0.000	2340	
410B	R-32/125 (45.0/55.0)	75.57	-51.5	-60.7	71.0	159.8	4.78	693		none			A1/A1	0.000	2490	
411A	R-32/125 (32.0/68.0) - FX-80	84.63	-51.1	-60.0	67.7	153.9	4.40	638					A1/A2	0.000	2870	
411B	R-1270/22/152a (1.5/87.5/11.0)	82.36	-39.7	-39.5	99.1	210.4	4.95	718	1000	wff			A1/A2	0.030	1680	
411C	R-1270/22/152a (3.0/94.0/3.0)	83.07	-41.6	-42.9	96.0	204.8	4.95	718	1000	wff	6.5	2794	A1/A2	0.032	1790	
	R-1270/22/152a (3.0/95.5/1.5) - G2018C	83.44	-41.8	-43.2	95.5	203.9	4.95	718		none			A1/A1r	0.032	1820	
412A	R-22/218/142b (70.0/5.0/25.0) - Arcton TP5R	92.17	-36.4	-33.5	107.5	225.5	4.88	708	1000	wff			A1/A2	0.035	2340	
413A	R-218/134a/600a (9.0/85.0/3.0) - ISCEON 49	103.95	-29.3	-20.7	101.4	214.5	4.24	615		wff			A1/A2	0.000	2180	
414A	R-22/124/600a/142b (51.0/28.5/4.0/16.5) - GHO-X4	96.93	-34.0	-29.2	110.7	231.3	4.70	682	1000		3.6	1548	A1/A1r	0.032	1530	
414B	R-22/124/600a/142b (50.0/39.0/1.5/9.5) - HOT SHOT	101.59	-34.4	-29.9	108.0	226.4	4.59	666		none			A1/A1r	0.031	1410	
	R-23/22/152a (5.0/80.0/15.0) - MARM-22	81.72	-47.0	-52.6	97.2	207.0	5.04	731	1000	wff				0.027	2290	
	R-23/22/152a (5.0/90.0/5.0) - MARM-502	84.18	-48.4	-55.1	94.4	201.9	5.10	740	1000	none				0.031	2460	
416A	R-134a/124/600 (59.0/39.5/1.5) - FR-12	111.92	-23.4	-10.1	108.2	226.8	4.02	583			7.8	3353	A1/A1r	0.010	1190	
	R-134a/124/600 (59.0/39.0/2.0) - D1-24	111.31	-23.4	-10.1	108.6	227.5	4.04	586		wff				0.010	1190	
	R-125/134a/600 (46.6/50.0/3.4) - Isceon 59	106.75	-38.0	-36.4	89.9	193.8	4.10	595		none				0.000	2570	
	R-125/143a/290/22 (42.0/6.0/2.0/50.0) - D1-44	95.70	-47.7	-53.9	81.0	177.8	4.45	645	1000	none				0.017	2870	
	R-134a/142b (80.0/20.0) - Freeze	101.71	-24.1	-11.4	107.5	225.5	4.12	598						0.010	1400	
	R-170/290 (6.0/94.0) - ER22/502	42.90	-50.0	-58.0	91.2	196.2	4.29	622		1.9				0.000	721	
	R-22/12/142b (25.0/15.0/60.0) - R-176	98.99	-26.9	-16.4	129.4	264.9	5.10	740	1000	wff				0.157	3450	
	R-22/124/600 (50.0/47.0/3.0) - D1-36	102.64	-34.8	-30.6	102.6	216.7	4.56	661	900	none				0.029	1240	
	R-22/142b (40.0/60.0)	94.37	-27.9	-18.2	123.1	253.6	4.72	685		wff				0.039	2140	
	R-22/227ea/600a/142b (41.0/40.0/4.0/15.0) - GHO-X5	107.82	-32.4	-26.3	108.2	226.8	4.37	634						0.020	2640	
	R-23/125/143a (20.0/36.0/44.0) - EB20	90.16	-64.8	-84.6	67.3	153.1	4.03	585						0.000	6700	
	R-23/32/134a (4.5/21.5/74.0) - FX-220	83.14	-42.2	-44.0	89.0	192.2	4.90	711		none				0.000	2040	
	R-290/124/123 (3.0/40.0/57.0)	136.27	-15.3	4.5	151.1	304.0	3.99	579						0.017	320	
	R-290/600 (60.0/40.0 by liquid volume) - Q2-12	48.81												0.000	720	
	R-290/600a (50.0/50.0)	50.15	-32.8	-27.0	114.8	238.6	4.04	586		2				0.000	720	
	R-32/125/143a (10.0/45.0/45.0) - FX-40	90.69	-48.4	-55.1	72.0	161.6	4.05	587		none				0.000	4230	
	R-32/125/143a/134a (10.0/33.0/36.0/21.0) - HX4	90.80	-49.4	-56.9	77.5	171.5	4.01	582		none				0.000	3620	
	R-32/134a (25.0/75.0)	82.26	-40.3	-40.5	93.7	200.7	4.83	701		wff				0.000	1420	
	R-32/134a (30.0/70.0)	79.19	-41.8	-43.2	92.4	198.3	4.94	716	1000	wff				0.000	1380	
	R-600a/600 (50.0/50.0) - isobutane/butane	58.12	-6.5	20.3	143.6	290.5	3.73	541		1.8				0.000	720	
500	R-12/152a (73.8/26.2)	99.30	-33.6	-28.5	102.1	215.8	4.17	605	1000	none			A1	0.605	7870	
501	R-22/12 (75.0/25.0)	93.10	-40.5	-40.9	96.2	205.2	4.76	690		none			A1	0.231	4080	
502	R-22/115 (48.8/51.2)	111.63	-45.3	-49.5	80.7	177.3	4.02	583	1000	none			A1	0.221	6200	
503	R-23/13 (40.1/59.9)	87.25	-87.5	-125.5	18.4	65.1	4.27	619	1000	none				0.599	14300	
504	R-32/115 (48.2/51.8)	79.25	-57.7	-71.9	62.1	143.8	4.44	644		none				0.207	5760	
505	R-12/31 (78.0/22.0)	103.48	-30.0	-22.0	117.8	244.0	4.73	686		none				0.642		
506	R-31/114 (55.1/44.9)	93.69	-12.3	9.9	142.2	288.0	5.16	748		none				0.387		
507A	R-125/143a (50.0/50.0) - AZ-50	98.86	-47.1	-52.8	70.9	159.6	3.79	550		none	-5.5	-2365	A1	0.000	4600	
508A	R-23/116 (39.0/61.0) - Klea 5R3	100.10	-87.4	-125.3	11.0	51.8	3.70	537	1000	none			A1	0.000	12700	
508B	R-23/116 (46.0/54.0) - Suva 95	95.39	-87.4	-125.3	14.0	57.2	3.93	570	1000	none			A1/A1	0.000	13000	
509A	R-22/218 (44.0/56.0) - Arcton TP5R2	123.96	-40.4	-40.7	87.2	189.0	4.03	585	1000	none			A1	0.015	5650	
	R-134a/600a (80.0/20.0) - Electrolux RC	88.64	-29.5	-21.1	111.3	232.3	4.81	698			3.9			0.000	1280	
600	CH3-CH2-CH2-CH3 - butane	58.12	-0.5	31.1	152.0	305.6	3.80	551	800	1.9	49.5	21281	A3	0.000	720	
600a	CH(CH3)2-CH3 - isobutane	58.12	-11.6	11.1	134.7	274.5	3.64	528	800	1.8	49.4	21238	A3	0.000	720	
601	CH3-CH2-CH2-CH2-CH3 - pentane	72.15	36.2	97.2	196.4	385.5	3.36	487	600	1.4				<<1	0.000	11
601a	(CH3)2CH-CH2-CH3 - isopentane	72.15	27.8	82.0	187.4	369.3	3.37	489	600	1.4				0.000		
601b	(CH3)4C - neopentane	72.15	9.5	49.1	160.6	321.1	3.20	464	600	1.4				0.000		
610	CH3-CH2-O-CH2-CH3 - ethyl ether	74.12	34.6	94.3	214.0	417.2	6.00	870	400	1.9				0.000		
611	HCOOCH3 - methyl formate	60.05	31.8	89.2	214.0	417.2	5.99	869	100	5.1			B2	0.000		
630	CH3(NH2) - methylamine	31.06	-6.7	19.9	156.9	314.4	7.46	1082	5	4.9				0.000		
631	CH3-CH2(NH2) - ethylamine	45.08	16.6	61.9	183.0	361.4	5.62	815	5	3.5				0.000		
704	He - helium	4.00	-268.9	-452.0	-267.9	-450.2	0.23	33		none			A1	0.000		
717	NH3 - ammonia	17.03	-33.3	-27.9	132.3	270.1	11.34	1645	25	14.8	22.5	9673	B2	0.000	<1	
718	H2O - water	18.02	100.0	212.0	374.2	705.6	22.10	3205		none			A1	0.000	<1	
729	air	28.97	-194.4	-317.9	-140.7	-221.3	3.77	547		none				0.000	0	
744	CO2 - carbon dioxide	44.01	-78.4	-109.1	31.1	88.0	7.38	1070	5000	none			A1	>50	0.000	1
764	SO2 - sulfur dioxide	64.06	-10.0	14.0	157.5	315.5	7.88	1143	2	none			B1	0.000		
1130	CHCl=CHCl - dielene	96.94	47.8	118.0	243.3	469.9	5.48	795	200	5.6				0.000		
1150	CH2=CH2 - ethylene	28.05	-109.4	-164.9	9.3	48.7	5.11	741	1000	2.7			A3	0.000		
1270	CH3CH=CH2 - propylene	42.08	-47.7	-53.9	92.4	198.3	4.67	677		375	2.0		B3 F	0.000		

## 7.2 Διάγραμμα P – h του Διοξειδίου του Άνθρακα (CO<sub>2</sub>) - R744 [50]



## 8 Βιβλιογραφία - Δικτυογραφία

- [1] Σ. ΚΑΡΑΤΖΑΣ, “ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ: ΑΝΑΣΚΟΠΗΣΗ ΣΤΗ ΝΕΑ ΓΕΝΙΑ ΨΥΚΤΙΚΩΝ ΜΕΣΩΝ ΒΑΣΕΙ ΤΟΥ F-GAS REGULATION,” Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών της Πολυτεχνικής Σχολής του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας, 2017.
- [2] Σ. ΜΑΜΑΛΗΣ, “ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ ΘΕΜΑ : ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΜΕΛΕΤΗ & ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΓΕΩΘΕΡΜΙΚΩΝ ΑΝΤΛΙΩΝ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ,” ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ, 2014.
- [3] Θ. Παπαδάκης Π.Αργυράκης Μ. Κτενιαδάκης, *Εγκαταστάσεις Ψύξης II*. ΥΕΠΘ ΠΑΙΔΑΓΩΓΙΚΟ ΙΣΤΙΤΟΥΤΟ ΤΤΕ 2ος ΚΥΚΛΟΣ ΨΥΚΤΙΚΟΣ ΕΓΚΑΣΤΑΣΕΩΝ ΚΑΙ ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟΥ.
- [4] “<https://www.helppost.gr/home/psygeio/istoria-psixis-diatirisis-trofimon/>.” .
- [5] “<https://klimatismos.jimdofree.com/>,” 2016. .
- [6] Ι. ΔΑΜΟΚΑΣ, “ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ: ΨΥΚΤΙΚΑ ΡΕΥΣΤΑ,” ΤΕΙ ΚΑΒΑΛΑΣ ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ, 2009.
- [7] Ε. Επιτροπή, “ΑΝΑΚΟΙΝΩΣΗ ΤΗΣ ΕΠΙΤΡΟΠΗΣ ΠΡΟΣ ΤΟ ΕΥΡΩΠΑΪΚΟ ΚΟΙΝΟΒΟΥΛΙΟ, ΤΟ ΣΥΜΒΟΥΛΙΟ, ΤΗΝ ΕΥΡΩΠΑΪΚΗ ΟΙΚΟΝΟΜΙΚΗ ΚΑΙ ΚΟΙΝΩΝΙΚΗ ΕΠΙΤΡΟΠΗ ΚΑΙ ΤΗΝ ΕΠΙΤΡΟΠΗ ΤΩΝ ΠΕΡΙΦΕΡΕΙΩΝ Στρατηγική της ΕΕ για τη θέρμανση και την ψύξη,” *Celal Bayar Üniversitesi Sos. Bilim. Derg.*, vol. 12, no. 1, pp. 1–7, 2016.
- [8] Γ. ΞΗΡΟΣ, *Διαχείριση ψυκτικών ουσιών θερμοκηπίου*. Αριστοτέλους 46 10433, Αθήνα: ΙΜΕ ΓΣΕΒΕΕ Ινστιτούτο Μικρών Επιχειρήσεων Γενική Συνομοσπονδία Επαγγελματιών Βιοτεχνών Εμπόρων Ελλάδας, 2014.
- [9] J. Calm, “The Next Generation of Refrigerants,” *Bull. 2008-1*, vol. 2008, no. 1, pp. 4–10, 2008.
- [10] “<https://www.ipcc.ch/>.” .
- [11] Κ.-Ν. Τσέρτος Λ., “Διπλωματική Εργασία: Χρήση του ψυκτικού μέσου R32 σε οικιακές και βιομηχανικές εφαρμογές.,” ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ, 2016.
- [12] ASHRAE, “Update on New Refrigerants Designations and Safety Classifications Standard 34,” pp. 1–4, 2020.
- [13] “Αναπτύξτε την επιχείρησή σας: Ετοιμαστείτε για τα εύφλεκτα ψυκτικά υγρά.” AREA - ASERCOM - EFCTC - ΕΡΕΕ, p. 7, 2018.
- [14] Ε. Κορωνάκη, Χ. Τζιβανίδης, and Ν. Τερτίπης, *Κατάρτιση Ενεργειακών Επιθεωρητών (Εκπαιδευτικό Υλικό) Σχεδιασμός εγκαταστάσεων ψύξης και κλιματισμού κτηριών*, Α Έκδοση. ΤΕΕ, 2011.
- [15] M. R. Senapati, “Investigation of CFC Substitutes to Arrest Ozone Depletion,” vol. 2, no. 2, pp. 27–31, 2018.
- [16] [www.environment.gov.au, “Ozon Depletion Substances.”](https://www.environment.gov.au/protection/ozone/ozone-science/ozone-depleting-substances) [Online]. Available: <https://www.environment.gov.au/protection/ozone/ozone-science/ozone-depleting-substances>.
- [17] R. Gutro, “NASA and NOAA Announce Ozone Hole is a Double Record Breaker,” *Goddard Space Flight Center, NASA*, 2006. [Online]. Available: [https://www.nasa.gov/vision/earth/lookingatearth/ozone\\_record.html](https://www.nasa.gov/vision/earth/lookingatearth/ozone_record.html).
- [18] Wikimedia.org, “Αναπαράσταση των ανταλλαγών ενέργειας μεταξύ της πηγής (ο ήλιος),

της επιφάνειας της Γης, της ατμόσφαιρας της Γης, και του τελικού αποδέκτη που είναι το εξώτερο διάστημα.” 2011. [Online]. Available: [https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Greenhouse\\_Effect\\_el.svg](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Greenhouse_Effect_el.svg).

- [19] District-energy.gr, “Αέρια του Θερμοκηπίου Διαχρονική Εξέλιξη εκπομπών.” [Online]. Available: <https://www.district-energy.gr/environment/climate-change/ghg/αέρια-του-θερμοκηπίου/>.
- [20] R. Lindsey, “Climate Change: Atmospheric Carbon Dioxide,” 2020. .
- [21] NASA, “Climate Change: How Do We Know?,” *Credit: Luthi, D., et al.. 2008; Etheridge, D.M., et al. 2010; Vostok ice core data/J.R. Petit et al.; NOAA Mauna Loa CO2 record, 2006.* [Online]. Available: <https://climate.nasa.gov/evidence/>.
- [22] Σύμβαση της Βιέννης για την προστασία της στιβάδας του όζοντος, vol. 1031, no. 01. EU, 1988, pp. 1–17.
- [23] Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ για τις ουσίες που καταστρέφουν τη στιβάδα του όζοντος - Δήλωση της Ευρωπαϊκής Οικονομικής Κοινότητας, vol. 1031, no. 02. 1988, pp. 1–13.
- [24] Ι. Μπινιάρης, “Διπλωματική Εργασία: Ψυκτικά Συστήματα και Εφαρμογές,” ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ, 2015.
- [25] “Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ για τις ουσίες που καταστρέφουν τη στιβάδα του όζοντος.” [Online]. Available: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EL/TXT/HTML/?uri=LEGISSUM:4413653>.
- [26] “Πρωτόκολλο του Κυότο για τις κλιματικές μεταβολές.” [Online]. Available: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EL/TXT/?uri=LEGISSUM%3A128060>.
- [27] “Στόχος περιορισμού ή μείωσης των εκπομπών όπως προβλέπεται στο Παράρτημα Β του Πρωτοκόλλου του Κιότο.” .
- [28] “ΚΑΝΟΝΙΣΜΟΣ (ΕΕ) αριθ. 517/2014 ΤΟΥ ΕΥΡΩΠΑΪΚΟΪ ΚΟΙΝΟΒΟΥΛΙΟΥ ΚΑΙ ΤΟΥ ΣΥΜΒΟΥΛΙΟΥ της 16ης Απριλίου 2014 για τα φθοριούχα αέρια του θερμοκηπίου και για την κατάργηση του κανονισμού (ΕΚ) αριθ. 842/2006.” [Online]. Available: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EL/TXT/?uri=CELEX%3A32014R0517>.
- [29] Α. ΤΑΙΡΙΣ, “Το νέο καθεστώς των ψυκτικών ρευστών,” pp. 1–5, 2014.
- [30] DaikinEurope, “The climate challenge - 3. F-gas regulation,” 2019. [Online]. Available: [https://www.youtube.com/watch?v=SH7mbqa4mOY&feature=emb\\_title](https://www.youtube.com/watch?v=SH7mbqa4mOY&feature=emb_title).
- [31] Linde Gases Division, “Guide to updated EU f-gas regulation (517/2014),” no. July, pp. 1–32, 2014.
- [32] Wikipedia, “Διοξείδιο του άνθρακα.” [Online]. Available: [https://el.wikipedia.org/wiki/Διοξείδιο\\_του\\_άνθρακα](https://el.wikipedia.org/wiki/Διοξείδιο_του_άνθρακα).
- [33] Δ. Κουρεμένος, *Θερμοδυναμική Ι*. Εκδόσεις Συμεών, 1991.
- [34] “Vapor-compression Cycle – Refrigeration Cycle.” [Online]. Available: <https://www.nuclear-power.net/nuclear-engineering/thermodynamics/thermodynamic-cycles/heating-and-air-conditioning/vapor-compression-cycle-vapor-compression-refrigeration/>.
- [35] Γ. Μασουρίδης, “Διπλωματική Εργασία: Η επίδραση του Fgas regulation και το εργαζόμενο μέσο R32 ως υποκατάστατι του R410A,” ΕΜΠ, 2016.

- [36] M. V. Duarte, L. Pires, P. D. Silva, and P. D. Gaspar, "Experimental comparison between R409A and R437A performance in a heat pump unit," no. June, p. 15, 2017.
- [37] Emerson Climate Technologies, "Commercial CO<sub>2</sub> Refrigeration Systems - Guide for Subcritical and Transcritical CO<sub>2</sub> Applications," *Clim. Technol.*, p. 44, 2015.
- [38] M. Morshed, "Investigation on CO<sub>2</sub> Ground-coupled Heat Pumping System with Ejector," Norwegian University of Science and Technology, 2015.
- [39] Wittemann, "Physical Properties of Carbon Dioxide." p. 32137.
- [40] A. Cavallini and C. Zilio, "Carbon dioxide as a refrigerant," *J. Franklin Inst.*, p. 25.
- [41] E. Bellos and C. Tzivanidis, "A comparative study of CO<sub>2</sub> refrigeration systems," *Energy Convers. Manag.* X, vol. 1, p. 13, 2019.
- [42] D. Li and E. A. Groll, "Transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle with ejector-expansion device," *Int. J. Refrig.*, vol. 28, no. 5, pp. 766–773, 2005.
- [43] F. Liu, E. A. Groll, and D. Li, "Modeling study of an ejector expansion residential CO<sub>2</sub> air conditioning system," *Energy Build.*, vol. 53, pp. 127–136, 2012.
- [44] F. Liu and E. A. Groll, "Analysis of a Two Phase Flow Ejector for the Transcritical CO<sub>2</sub> Cycle," *Int. Refrig. Air Cond. Conf. - Purdue Univ.*, pp. 1–10, 2008.
- [45] F. Eskandari Manjili and M. Cheraghi, "Performance of a new two-stage transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle with two ejectors," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 156, no. February, pp. 402–409, 2019.
- [46] Β. Λυγερού and Α. Ι. Λυγερός, *Αρχές Διαχείρισης Ενέργειας στη Χημική Βιομηχανία*, Β. Αθήνα: ΕΜΠ, 2003.
- [47] A. T. Baheta, S. Hassan, A. R. B. Reduan, and A. D. Woldeyohannes, "Performance investigation of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle," *Procedia CIRP*, vol. 26, pp. 482–485, 2015.
- [48] J. Cen, P. Liu, and F. Jiang, "A novel transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle with two ejectors Nouveau cycle frigorifique au CO<sub>2</sub> transcritique employant deux éjecteurs," *Int. J. Refrig.*, vol. 35, no. 8, pp. 2233–2239, 2012.
- [49] J. Calm and G. Hourahan, "Physical, safety and Enviromental Data for Refrigerants," *HPAC Eng.*, pp. 27–33, 1999.
- [50] UNILAB, "Carbon Dioxide as refrigerant," *UNILAB S.r.l.–Via N. Bixio*. [Online]. Available: <https://www.unilab.eu/wp-content/uploads/2016/10/1-Carbon-Dioxide-as-Refrigerant.pdf>.