

# Ψυκτικός κύκλος μηχανικής συμπύεσης ατμών με ακροφύσιο

Vapor compression refrigeration cycle with the use  
of an ejector

Τομέας: Θερμότητας

Επιβλέπων: Χρήστος Τζιβανίδης, Καθηγητής ΕΜΠ

Αθήνα 2022









## Ευχαριστίες

Η παρούσα διπλωματική εκπονήθηκε στο τομέα Θερμότητας και ειδικά στο εργαστήριο Ψύξης, Κλιματισμού και Ηλιακής Ενέργειας του τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσοβίου Πολυτεχνείου. Στο ταξίδι της ερευνητικής μου μελέτης για τη συγγραφή της διπλωματικής μου εργασίας οφείλω να ευχαριστήσω όσους συνέβαλαν στην επιμόρφωση μου σε όλα τα έτη των σπουδών, έτσι ώστε να τη φέρω εις πέρας.

Θα ήθελα να εκφράσω την ειλικρινή μου ευγνωμοσύνη στον επιβλέποντα καθηγητή μου κ. Χρήστο Τζιβανίδη για το ενδιαφέρον του, την άρτια καθοδήγησή του καθώς και για την κατανόηση του στο γεγονός ότι δεν είχαμε δια ζώσης συζητήσεις αλλά μόνο διαδικτυακές, εξαιτίας της περιόδου πανδημίας.

Το μεγαλύτερο ευχαριστώ το χρωστώ σε όλη μου την οικογένεια και ιδιαίτερα στη μητέρα μου για την αμέριστη στήριξή της σε όλα τα χρόνια των σπουδών μου. Η συμπαράστασή της και η υπομονή της ήταν ένα επιπλέον κίνητρο για εμένα.

Αντώνιος Κοντός  
Αθήνα, Ιούλιος 2022

Υπεύθυνη δήλωση για λογοκλοπή και για κλοπή πνευματικής ιδιοκτησίας:

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

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

Αντώνιος Κοντός



## Περιεχόμενα

ΠΕΡΙΛΗΨΗ .....	11
ABSTRACT .....	12
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΧΗΜΑΤΩΝ .....	13
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ .....	20
ΣΥΝΤΟΜΕΥΣΕΙΣ & ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ (NOMENCLATURE) .....	21
1. Εισαγωγή .....	25
1.1 Ιστορική Αναδρομή στην Ψύξη .....	25
2. Ψυκτικοί κύκλοι .....	27
2.1 Απλοί ψυκτικοί κύκλοι .....	27
2.2 Ψυκτικός κύκλος με ακροφύσιο .....	37
2.2.1 Περιγραφή και μοντελοποίηση εγχυτήρων .....	37
2.2.1.1 Μοντέλο μονοφασικής ροής .....	38
2.2.1.1.1 Μοντέλο ανάμιξης σταθερής πίεσης .....	38
2.2.1.1.2 Μοντέλο ανάμειξης σταθερής περιοχής .....	50
2.2.1.1.3 Μοντέλο διφασικής ροής .....	55
2.2.2 Απλή διάταξη ψυκτικού κύκλου με ακροφύσιο .....	64
2.2.3 Ψυκτικός κύκλος με ακροφύσιο και λέβητα (boiler) .....	68
3. Ανασκόπηση αποτελεσμάτων άλλων ερευνητών (Literature review) .....	92
4. Ψυκτικά μέσα .....	96
4.1 Εισαγωγή στα Ψυκτικά .....	96
4.2 Επιλογή Ψυκτικών .....	97
4.2.1 Υγεία και ασφάλεια .....	98
4.2.2 Τοξικότητα .....	101
4.3 Η Σύμβαση της Βιέννης και το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ .....	101
4.4. Διαφορετικές Εφαρμογές Βιομηχανικών Συστημάτων Ψύξης σε Ποικίλες Βιομηχανίες .....	106
4.4.1 Περιφερειακή Ψύξη (District Cooling) .....	106
4.4.2. Παραγωγή Ηλεκτρικής Ενέργειας .....	106
4.4.3. Χημική & Πετροχημική Βιομηχανία .....	107
4.4.4. Φαρμακευτική βιομηχανία .....	107
4.4.5. Βιομηχανία Τροφίμων & Ποτών .....	108
4.5. Φυσικά Ψυκτικά Ρευστά .....	108
4.5.1. Το διοξείδιο του άνθρακα .....	108
4.5.2. Η αμμωνία ως ψυκτικό ρευστό .....	112
4.5.3. Οι υδρογονάνθρακες ως ψυκτικά .....	113



4.6.1. R-134a.....	115
4.6.2 Το R600A ως ψυκτικό ρευστό .....	119
4.6.3. Το ψυκτικό νέας γενιάς R1234yf.....	121
4.7 Εξέλιξη ψυκτικών μέσων.....	<b>Σφάλμα! Δεν έχει οριστεί σελιδοδείκτης.</b>
4.7.1 Πρώτη γενιά – ό,τι λειτούργησε ....	<b>Σφάλμα! Δεν έχει οριστεί σελιδοδείκτης.</b>
4.7.2 Δεύτερη γενιά – ασφάλεια και ανθεκτικότητα	<b>Σφάλμα! Δεν έχει οριστεί σελιδοδείκτης.</b>
4.7.3 Τρίτη γενιά – προστασία του όζοντος	<b>Σφάλμα! Δεν έχει οριστεί σελιδοδείκτης.</b>
4.7.4 Τέταρτη γενιά - υπερθέρμανση του πλανήτη	<b>Σφάλμα! Δεν έχει οριστεί σελιδοδείκτης.</b>
4.7.5 Επόμενη γενιά ψυκτικών .....	<b>Σφάλμα! Δεν έχει οριστεί σελιδοδείκτης.</b>
4.8 Ισορροπία μεταξύ διαφορετικών περιβαλλοντικών στόχων	<b>Σφάλμα! Δεν έχει οριστεί σελιδοδείκτης.</b>
4.9 Πρόσφατες εξελίξεις και προοπτικές για ευρύτερη αποδοχή των «φυσικών ψυκτικών» .....	<b>Σφάλμα! Δεν έχει οριστεί σελιδοδείκτης.</b>
4.10 Επίδραση των ιδιοτήτων του υγρού στη συμπεριφορά του εγχυτήρα	<b>Σφάλμα! Δεν έχει οριστεί σελιδοδείκτης.</b>
4.11 Δυναμικό Καταστροφής του Όζοντος (ODP)	<b>Σφάλμα! Δεν έχει οριστεί σελιδοδείκτης.</b>
4.12 Δυναμικό Πλανητικής Υπερθέρμανσης (GWP)	<b>Σφάλμα! Δεν έχει οριστεί σελιδοδείκτης.</b>
5. Έρευνα & Συζήτηση Αποτελεσμάτων.....	154
5.1 Μονοδιάστατο μοντέλο εγχυτήρα με ατμοποιητή και συμπυκνωτή.....	154
5.1.1 Μοντέλο Kornhauser.....	154
5.1.1.1 Ανάλυση .....	154
5.1.1.2 Διαδικασία Υπολογισμού .....	155
5.1.1.3 Επιλογή Πίεσης Ανάμιξης.....	156
5.1.1.4 Περιορισμοί-Μειονεκτήματα Ανάλυσης .....	159
5.1.2 Βελτιωμένο μοντέλο Kornhauser κατά Sumeru.....	160
5.1.2.1 Αρχές λειτουργίας του εγχυτήρα ως συσκευή εκτόνωσης.....	160
5.1.2.2 Θερμοδυναμική μοντελοποίηση .....	166
5.1.2.4 Αλγόριθμος υπολογισμού .....	167
5.1.3 Αποτελέσματα μοντέλοποίησης ψυκτικού κύκλου με εγχυτήρα κατά Kornhauser – Sumeru με χρήση του EES και ψυκτικά νέας γενιάς.....	170
5.2 Ανάλυση ψυκτικού κύκλου με προσθήκη λέβητα (boiler) και χρήση εγχυτήρα.....	195
5.2.1 Μονοδιάστατο μοντέλο κατά Huang.....	195
5.2.1.1 Ανάλυση απόδοσης εγχυτήρα .....	195
5.2.1.2 Εξισώσεις που διέπουν το μοντέλο κατά Huang .....	197
5.2.1.3 Διαδικασία ανάλυσης απόδοσης εγχυτήρα .....	200
5.2.1.4 Πειραματική επαλήθευση.....	202
5.2.1.5 Αποτελέσματα μοντέλοποίησης ψυκτικού κύκλου με εγχυτήρα κατά Huang με χρήση του EES και R141b ως εργαζόμενο μέσο .....	210

5.2.2 Μοντέλο με χρήση της θεωρίας σύνθετου στραγγαλισμού (compound-choking) (144).....	215
5.2.2.1 Μοντέλο εγχυτήρα και αλγόριθμος επίλυσης.....	215
5.2.2.2 Υποθέσεις που έγιναν στο μοντέλο .....	215
5.2.2.3 Μοντελοποίηση της λειτουργίας κατά τον σχεδιασμό με χρήση του κριτηρίου σύνθετου στραγγαλισμού ..... <b>Σφάλμα! Δεν έχει οριστεί σελιδοδείκτης.</b>	
5.2.2.4 Μοντελοποίηση λειτουργίας εκτός συνθηκών σχεδιασμού (off-design) .....	222
5.2.2.5 Επικύρωση του θερμοδυναμικού μοντέλου για μονοφασικούς εκτοξευτές .....	227
5.2.2.5.1 Σχέση μεταξύ Fabri-choking και compound-choking.....	227
5.2.2.5.2 Επίδραση των ισεντροπικών αποδόσεων στις χαρακτηριστικές καμπύλες .....	229
5.2.2.5.3 Προσαρμογή σε πειραματικά δεδομένα εγχυτήρα R134a.....	231
5.2.2.5.4 Πειραματικά δεδομένα προσαρμογής σε εγχυτήρα αέρα.....	234
5.2.2.6 Αποτελέσματα ψυκτικού κύκλου με εγχυτήρα στο EES σύμφωνα με το μοντέλο compound-choking και με εργαζόμενο μέσο R134a .....	236
6. Συμπεράσματα .....	243
7. Μελλοντική έρευνα.....	245
8. Βιβλιογραφία.....	246
Παραρτήματα.....	260
<i>A. Αναλυτικά αποτελέσματα COPr και πίεσης ανάμειξης σε συνάρτηση με το βαθμό απόδοσης του κυρίως και δευτερεύοντος ακροφυσίου και του διαχύτη για τα τρία επιλεχθέντα ψυκτικά ρευστά για υπερθέρμανση, υπόψυξη και συνδυασμό αυτών.....</i>	260
<i>B1. Κώδικας EES μοντέλου ψυκτικού κύκλου με εγχυτήρα βασισμένου στους Kornhauser-Sumeru .....</i>	270
<i>B2. Κώδικας EES μοντέλου ψυκτικού κύκλου με εγχυτήρα βασισμένου στους Huang et al. ....</i>	273
<i>B3. Κώδικας EES μοντέλου ψυκτικού κύκλου με εγχυτήρα βασισμένου στους Metsue et al. ....</i>	275

## ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Τα συστήματα ψύξης αναγνωρίζονται ως απαραίτητες μηχανές στη ζωή του ανθρώπου και χρησιμοποιούνται ευρέως στην αποθήκευση τροφίμων, στην παροχή θερμικής άνεσης και σε πληθώρα άλλων εφαρμογών. Τα συστήματα αυτά είναι υπεύθυνα για ένα μεγάλο ποσοστό της παγκόσμιας παραγωγής ενέργειας αλλά και εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα (CO<sub>2</sub>). Η ψύξη με χρήση ακροφυσίου θεωρείται ένα πρωτοποριακό σύστημα που μπορεί να υποστηριχτεί και από ανανεώσιμες πηγές ενέργειας, όπως η ηλιακή, με αποτέλεσμα τη μείωση χρήσης της ηλεκτρικής ενέργειας. Τα συστήματα με ακροφύσιο είναι σχετικά απλά, αξιόπιστα, με χαμηλό λειτουργικό κόστος, μεγάλη διάρκεια ζωής, καθώς και με δυνατότητες χρήσης ψυκτικών ρευστών φιλικών προς το περιβάλλον (με χαμηλό Δυναμικό Καταστροφής Όζοντος (ODP) και Δυναμικό Παγκόσμιας Θέρμανσης (GWP)).

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η ανάπτυξη και η διερεύνηση τέτοιων συστημάτων, καθώς και ο προσδιορισμός του βαθμού απόδοσής τους, χρησιμοποιώντας φιλικά προς το περιβάλλον ψυκτικά. Η μοντελοποίηση των συστημάτων αυτών έγινε με ανάπτυξη αλγορίθμων στο εμπορικό λογισμικό EES (Engineering Equation Solver). Πιο συγκεκριμένα, μελετήθηκαν τρία διαφορετικά συστήματα διατάξεων με εγχυτήρες ακροφυσίων. Σε κάποια από αυτά έγινε χρήση κλασικών ψυκτικών ρευστών (R134a και R141b) με στόχο την εξακρίβωση της σωστής λειτουργίας του κάθε υπολογιστικού κώδικα σε σύγκριση με ήδη δημοσιευμένα αποτελέσματα (benchmark). Στη συνέχεια χρησιμοποιήθηκαν ψυκτικά νέας γενιάς με πολύ χαμηλό περιβαλλοντικό αποτύπωμα.

Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι 1) το ψυκτικό R1234yf είχε τον καλύτερο λόγο βελτίωσης του βαθμού συμπεριφοράς ως προς τον ιδανικό κλασικό ψυκτικό κύκλο που λειτουργεί μεταξύ ίδιων πίεσεων (COP<sub>r</sub>) για όλους τους βαθμούς απόδοσης (κύριου ακροφυσίου, δευτερεύοντος ακροφυσίου και διαχύτη), 2) το ψυκτικό R600a είχε τον καλύτερο βαθμό συμπεριφοράς (COP) ανεξαρτήτως του βαθμού απόδοσης, 3) όσο αυξάνεται ο βαθμός απόδοσης, η διαφορά του COP μεταξύ των τριών ψυκτικών μειώνεται, 4) η υπόψηξη επιδρά θετικά στο COP και αρνητικά στο COP<sub>r</sub>, ενώ η υπερθέρμανση δεν επιδρά ουσιαστικά και 5) ο βαθμός απόδοσης του διαχύτη επηρεάζει περισσότερο το βαθμό συμπεριφοράς από τους υπόλοιπους, ενώ αυτός του δευτερεύοντος ακροφυσίου τον επηρεάζει λιγότερο.

## ABSTRACT

Refrigeration systems are recognized as essential machines in human life and are widely used in food storage, thermal comfort and a variety of other applications. These systems are responsible for a large percentage of global energy production and carbon dioxide (CO<sub>2</sub>) emissions. Refrigeration with the use of an ejector is considered an innovative system that can be supported by renewable energy sources, such as solar, thus reducing the use of electricity. Ejector systems are relatively simple, reliable, with low operating costs, long life, and can be used with environmentally friendly refrigerants with low Ozone Depleting Potential (ODP) and Global Warming Potential (GWP).

The purpose of this thesis is the development and investigation of such systems, as well as the determination of their efficiency, using environmentally friendly refrigerants. The modeling of these systems has been done by developing algorithms using the commercial software EES (Engineering Equation Solver). More specifically, three different refrigeration systems using ejectors were studied. In some of them, classic refrigerants (R134a and R141b) were used in order to verify the correct operation of each algorithm in comparison with already published results (benchmark). Next generation refrigerants with a relatively very low environmental footprint were used afterwards.

The results showed 1) that the R1234yf refrigerant had the best Coefficient Of Performance ratio (COPr) relative to the standard refrigeration cycle working at the same pressure for each efficiency (primary nozzle, secondary nozzle and diffuser), 2) that the refrigerant R600a had the best Coefficient Of Performance (COP) regardless of aforementioned efficiencies, 3) as the efficiency increases, the difference in COP between the three refrigerants decreases, 4) subcooling has a positive effect on COP and a negative effect on COPr, while superheating has no substantial effect and 5) the efficiency of the diffuser affects the COP the most, while the efficiency of the secondary nozzle the least.

## ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΧΗΜΑΤΩΝ

<b>Σχήμα 2.1:</b> a) Σχηματική διάταξη απλού ψυκτικού κύκλου, b) Διάγραμμα T-s, c) Διάγραμμα P-h. (1) .....	27
<b>Σχήμα 2.2:</b> a) Σχηματική παράταξη ιδανικού ψυκτικού κύκλου, b) Διάγραμμα T-s αυτού του κύκλου (1) .....	32
<b>Σχήμα 2.3:</b> a) Διάταξη ψυκτικού κύκλου με ενδιάμεσο εναλλάκτη για υπερθέρμανση και υπόψυξη, b) Διάγραμμα T-s και c) Διάγραμμα P-h του κύκλου. (1) .....	34
<b>Σχήμα 2.4:</b> Ένας υποψύκτης (Standard Refrigeration Company) (1) .....	35
<b>Σχήμα 2.5:</b> a) Ένα διβάθμιο σύστημα ψύξης συμπίεσης ατμού, b) το διάγραμμα T-s και c) το διάγραμμα P-h του συστήματος. (1) .....	36
<b>Σχήμα 2.6:</b> Βασική δομή του εγχυτήρα (2) .....	39
<b>Σχήμα 2.7:</b> Μοντέλο εγχυτήρα των Eames et al. (3) (2) .....	40
<b>Σχήμα 2.8:</b> Εγχυτήρας και διάγραμμα Mollier εγχυτήρα αμμωνίας (2).....	45
<b>Σχήμα 2.9:</b> Μοντέλο εγχυτήρα των Selvaraju και Mani (4) (2).....	47
<b>Σχήμα 2.10:</b> Όγκος ελέγχου του μοντέλου των Ouzzane και Aidoun (5) (2).....	49
<b>Σχήμα 2.11:</b> Μοντέλο εγχυτήρα των Yarıci και Ersoy (6) (2) .....	52
<b>Σχήμα 2.12:</b> Όγκος ελέγχου που επιλέχθηκε για την ανάλυση της ροής στο θάλαμο μίξης (2).....	53
<b>Σχήμα 2.13:</b> Όγκος ελέγχου που επιλέχθηκε για την ανάλυση ροής στη ζώνη αρχικής αλληλεπίδρασης (2) .....	54
<b>Σχήμα 2.14:</b> Μοντέλο εγχυτήρα των Sherif et al. (7) (2) .....	56
<b>Σχήμα 2.15:</b> Όγκος ελέγχου για το μοντέλο του θαλάμου μίξης (2).....	62
<b>Σχήμα 2.16:</b> Στρώμα ανάμειξης εντός του εγχυτήρα. (8) .....	68
<b>Σχήμα 2.17:</b> Ένα σύστημα ψύξης με εγχυτήρα ατμού. (1) .....	70
<b>Σχήμα 2.18:</b> Σχηματική απεικόνιση a) ενός εγχυτήρα jet και b) ενός απλού συστήματος ψύξης με εγχυτήρα jet. (1).....	71
<b>Σχήμα 2.19:</b> a) Σχηματική απεικόνιση της πειραματικής ψυκτικής διάταξης με εγχυτήρα. b) Φωτογραφία της πειραματικής εγκατάστασης. c) Ο εγχυτήρας που χρησιμοποιείται στην πειραματική διάταξη. (9) .....	72
<b>Σχήμα 2.20:</b> Σχηματική απεικόνιση του εγχυτήρα μίξης υπό σταθερή πίεση (10).....	74
<b>Σχήμα 2.21:</b> Σχηματικό διάγραμμα ενός συστήματος ψύξης με εγχυτήρα. (11).....	79
<b>Σχήμα 2.22:</b> Διάγραμμα θερμοδυναμικού κύκλου (11) .....	79
<b>Σχήμα 2.23:</b> Στραγγαλισμός εγχυτήρα (11) .....	84
<b>Σχήμα 2.24:</b> Στραγγαλισμός της δευτερεύουσας ροής (11).....	85
<b>Σχήμα 2.25:</b> Σύγκριση των διατάξεων σταθερής πίεσης και σταθερού εμβαδού (11) .....	86
<b>Σχήμα 2.26:</b> Σχηματικό διάγραμμα και χαρακτηριστικά ροής στον εγχυτήρα (12).....	88

<b>Σχήμα 2.27:</b> Αλληλουχία υπολογισμών που χρησιμοποιήθηκε από τον Chen για το 0-D μοντέλο του (13) (14).....	90
<b>Σχήμα 4.1:</b> Μελλοντική % κατανάλωση HFCs σε ισοδύναμους τόνους CO <sub>2</sub> βασιζόμενη στη μέση κατανάλωση τους κατά τα έτη 2009-2012 (15).....	97
<b>Σχήμα 4.2:</b> Σύστημα ψύξης CO <sub>2</sub> με R134a σε κλιμακωτό καταρράκτη (Cascade) που χρησιμοποιείται σε σούπερ μάρκετ (16).....	111
<b>Σχήμα 4.3:</b> Διάγραμμα P-h συστήματος ψύξης CO <sub>2</sub> με R134a σε κλιμακωτό καταρράκτη (Cascade) που χρησιμοποιείται σε σούπερ μάρκετ (17).....	111
<b>Σχήμα 4.4:</b> Πρόοδος ψυκτικών (67).....	124
<b>Σχήμα 4.5:</b> Μέγεθος τρύπας του όζοντος με βάση δεδομένα της NASA (100) (67).....	135
<b>Σχήμα 4.6:</b> Παγκόσμια αύξηση θερμοκρασίας (79) (80) (67).....	135
<b>Σχήμα 4.7:</b> Διάγραμμα T-h για επιλεγμένα ρευστά (123).....	144
<b>Σχήμα 4.8:</b> Παράδειγμα κύκλου με εγχυτήρα με τις θερμοκρασίες των πηγών θερμότητας (123).....	145
<b>Σχήμα 4.9:</b> Τιμές COP για διάφορα ρευστά. Θερμοκρασία περιβάλλοντος a) 25°C b) 40°C (123).....	147
<b>Σχήμα 5.1:</b> COP εγχυτήρα/COP κλασικού κύκλου προς τη θερμοκρασία μίξης για R-12. Θερμοκρασία ατμοποίησης -15°C, θερμοκρασία συμπύκνωσης 30 °C, βαθμός απόδοσης συμπίεστη 1. (35).....	158
<b>Σχήμα 5.2:</b> Εγχυτήρας μίξης σταθερού εμβαδού (133).....	160
<b>Σχήμα 5.3:</b> Εγχυτήρας μίξης σταθερής πίεσης (133).....	161
<b>Σχήμα 5.4:</b> Διάγραμμα P-h του κύκλου με ακροφύσιο και του κλασικού (133).....	162
<b>Σχήμα 5.5:</b> Κατανομή ροής, πίεσης και ταχύτητας ψυκτικού ρευστου εντός του εγχυτήρα (133).....	162
<b>Σχήμα 5.6:</b> Σχηματικό διάγραμμα ψυκτικών κύκλων με συμπίεση ατμού. a) κλασικός κύκλος, b) κύκλος με ακροφύσιο (133).....	164
<b>Σχήμα 5.7:</b> Αποτόνωση και συμπίεση της κύριας και δευτερεύουσας ροής εντός του διφασικού εγχυτήρα. (133).....	165
<b>Σχήμα 5.8:</b> Αλγόριθμος υπολογισμού απόδοσης του κύκλου με ακροφύσιο σύμφωνα με τον Kornhauser (35) (133).....	168
<b>Σχήμα 5.9:</b> COPr σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα (μέρος 1).....	171
<b>Σχήμα 5.10:</b> COPr σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα (μέρος 2).....	172
<b>Σχήμα 5.11:</b> COP σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα (μέρος 1).....	173
<b>Σχήμα 5.12:</b> COP σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα (μέρος 2).....	173

<b>Σχήμα 5.13:</b> COPr σε συνάρτηση με την θερμοκρασία ανάμειξης χρησιμοποιώντας ως ψυκτικό το R134a με παραμέτρους τους βαθμούς απόδοσης ακροφυσίων και διαχύτη.	174
<b>Σχήμα 5.14:</b> COPr σε συνάρτηση με την θερμοκρασία ανάμειξης χρησιμοποιώντας ως ψυκτικό το R1234yf με παραμέτρους τους βαθμούς απόδοσης ακροφυσίων και διαχύτη	175
<b>Σχήμα 5.15:</b> COPr σε συνάρτηση με την θερμοκρασία ανάμειξης χρησιμοποιώντας ως ψυκτικό το R600a με παραμέτρους τους βαθμούς απόδοσης ακροφυσίων και διαχύτη.	175
<b>Σχήμα 5.16:</b> COPr σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για R134a, R1234yf και R600a	176
<b>Σχήμα 5.17:</b> COP σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για R134a, R1234yf και R600a	176
<b>Σχήμα 5.18:</b> P <sub>10</sub> σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για R134a, R1234yf και R600a	177
<b>Σχήμα 5.19:</b> COPr σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R134a	178
<b>Σχήμα 5.20:</b> COPr σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R1234yf	178
<b>Σχήμα 5.21:</b> COPr σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R600a	179
<b>Σχήμα 5.22:</b> P <sub>10</sub> σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R134a	179
<b>Σχήμα 5.23:</b> P <sub>10</sub> σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R1234yf	180
<b>Σχήμα 5.24:</b> P <sub>10</sub> σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R600a	180
<b>Σχήμα 5.25:</b> COPr προς τη θερμοκρασία υπερθέρμανσης	181
<b>Σχήμα 5.26:</b> COP προς τη θερμοκρασία υπερθέρμανσης	181
<b>Σχήμα 5.27:</b> P <sub>10</sub> προς τη θερμοκρασία υπερθέρμανσης	182
<b>Σχήμα 5.28:</b> COPr προς τη θερμοκρασία υπόψυξης	182
<b>Σχήμα 5.29:</b> COP προς τη θερμοκρασία υπόψυξης	183
<b>Σχήμα 5.30:</b> P <sub>10</sub> προς τη θερμοκρασία υπόψυξης	184
<b>Σχήμα 5.31:</b> COPr προς τις θερμοκρασίες υπερθέρμανσης και υπόψυξης	184
<b>Σχήμα 5.32:</b> COP προς τις θερμοκρασίες υπερθέρμανσης και υπόψυξης	185
<b>Σχήμα 5.33:</b> P <sub>10</sub> προς τις θερμοκρασίες υπερθέρμανσης και υπόψυξης	186
<b>Σχήμα 5.34:</b> COPr σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για R134a	186
<b>Σχήμα 5.35:</b> COPr σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για R1234yf	187
<b>Σχήμα 5.36:</b> COPr σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για R600a	187
<b>Σχήμα 5.37:</b> COP σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για R134a	188
<b>Σχήμα 5.38:</b> COP σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για R1234yf	188
<b>Σχήμα 5.39:</b> COP σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για R600a	189
<b>Σχήμα 5.40:</b> P <sub>10</sub> σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για R134a	189
<b>Σχήμα 5.41:</b> P <sub>10</sub> σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για R1234yf	190
<b>Σχήμα 5.42:</b> P <sub>10</sub> σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για R600a	190

<b>Σχήμα 5.43:</b> COP <sub>r</sub> σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για υπερθέρμανση 10°C .....	191
<b>Σχήμα 5.44:</b> COP <sub>r</sub> σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για υπόψυξη 10°C .....	191
<b>Σχήμα 5.45:</b> COP <sub>r</sub> σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για υπερθέρμανση & υπόψυξη 10°C.....	192
<b>Σχήμα 5.46:</b> COP σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για υπερθέρμανση 10°C .....	192
<b>Σχήμα 5.47:</b> COP σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για υπόψυξη 10°C .....	193
<b>Σχήμα 5.48:</b> COP σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για υπερθέρμανση & υπόψυξη 10°C.....	193
<b>Σχήμα 5.49:</b> P <sub>10</sub> σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για υπερθέρμανση 10°C .....	194
<b>Σχήμα 5.50:</b> P <sub>10</sub> σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για υπόψυξη 10°C .....	194
<b>Σχήμα 5.51:</b> P <sub>10</sub> σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για υπερθέρμανση & υπόψυξη 10°C .....	195
<b>Σχήμα 5.52:</b> Σχηματικό διάγραμμα της λειτουργίας του εγχυτήρα (11).....	196
<b>Σχήμα 5.53:</b> Αλγόριθμος της ανάλυσης απόδοσης του εγχυτήρα. (11).....	201
<b>Σχήμα 5.54:</b> Σχηματικό διάγραμμα της πειραματικής εγκατάστασης εγχυτήρα (11) .....	202
<b>Σχήμα 5.55:</b> Σύγκριση μεταξύ των θεωρητικών και πειραματικών αποτελεσμάτων του λόγου εμβადού του εγχυτήρα για P <sub>e</sub> =0.04 MPa (T <sub>e</sub> =8°C) (11).....	206
<b>Σχήμα 5.56:</b> Σύγκριση μεταξύ των θεωρητικών και πειραματικών αποτελεσμάτων του λόγου εμβადού του εγχυτήρα για P <sub>e</sub> =0.047 MPa (T <sub>e</sub> =12°C) (11).....	206
<b>Σχήμα 5.57:</b> Σύγκριση μεταξύ των θεωρητικών και πειραματικών αποτελεσμάτων του λόγου entrainment του εγχυτήρα για P <sub>e</sub> =0.04 MPa (T <sub>e</sub> =8°C) (11) .....	207
<b>Σχήμα 5.58:</b> Σύγκριση μεταξύ των θεωρητικών και πειραματικών αποτελεσμάτων του λόγου entrainment του εγχυτήρα για P <sub>e</sub> =0.047 MPa (T <sub>e</sub> =12°C) (11) .....	207
<b>Σχήμα 5.59:</b> Διακύμανση του λόγου εμβადού του εγχυτήρα προς την πίεση ατμού στην είσοδο του ακροφυσίου (11) .....	208
<b>Σχήμα 5.60:</b> Διακύμανση του λόγου entrainment του εγχυτήρα προς την πίεση ατμού στην είσοδο του ακροφυσίου (11) .....	209
<b>Σχήμα 5.61:</b> Λόγος entrainment προς λόγο διατομών για διάφορες πιέσεις του λέβητα και πίεση ατμοποιητή P <sub>e</sub> =0,04 MPa.....	210
<b>Σχήμα 5.62:</b> Λόγος entrainment προς λόγο διατομών για διάφορες πιέσεις του λέβητα και πίεση ατμοποιητή P <sub>e</sub> =0,047 MPa.....	211
<b>Σχήμα 5.63:</b> Λόγος entrainment προς πίεση λέβητα για διάφορους λόγους εμβαδών διατομών και πίεση ατμοποιητή P <sub>e</sub> =0,04 MPa.....	211
<b>Σχήμα 5.64:</b> Λόγος entrainment προς πίεση λέβητα για διάφορους λόγους εμβαδών διατομών και πίεση ατμοποιητή P <sub>e</sub> =0,047 MPa.....	212
<b>Σχήμα 5.65:</b> COP προς λόγο εμβαδών διατομών για διάφορες πιέσεις λέβητα και πίεση ατμοποιητή P <sub>e</sub> =0,04 MPa .....	213



<b>Σχήμα 5.66:</b> COP προς λόγο εμβαδών διατομών για διάφορες πιέσεις λέβητα και πίεση ατμοποιητή $P_e=0,047$ MPa.....	213
<b>Σχήμα 5.67:</b> COP προς πίεση λέβητα για διάφορους λόγους εμβαδών διατομών και πίεση ατμοποιητή $P_e=0,04$ MPa.....	214
<b>Σχήμα 5.68:</b> COP προς πίεση λέβητα για διάφορους λόγους εμβαδών διατομών και πίεση ατμοποιητή $P_e=0,047$ MPa.....	214
<b>Σχήμα 5.69:</b> Σχηματικό διάγραμμα του μοντέλου εγχυτήρα (άνω μισό) (144).....	215
<b>Σχήμα 5.70:</b> Διακυμάνσεις της παροχής μάζας ανά μονάδα εμβαδού προς την πίεση κύριας ροής $p_p$ για τρεις θερμοκρασίες σταθερότητας . Ψυκτικό R-134a, $p_{p,0}=1,934$ MPa, $\eta_p=0,97$ (144).....	219
<b>Σχήμα 5.71:</b> Αλγόριθμος του μοντέλου για λειτουργία εντός σχεδιασμού χρησιμοποιώντας το κριτήριο compound-choking. (144).....	221
<b>Σχήμα 5.72:</b> Αλγόριθμος του μοντέλου για λειτουργία εκτός σχεδιασμού (144).....	226
<b>Σχήμα 5.73:</b> Σύγκριση μεταξύ Fabri-choking και compound-choking για $p_{p,0}/p_{s,0}=4,5$ , αέρα ως εργαζόμενο ρευστό και $\eta_m=0,92$ . Οι κρίσιμες συνθήκες έχουν τονιστεί στην καμπύλη του $\omega$ . (144).....	227
<b>Σχήμα 5.74:</b> Επιρροή των διάφορων ισεντροπικών βαθμών απόδοσης στις χαρακτηριστικές καμπύλες χρησιμοποιώντας το μοντέλο compound-choking. Εμφανίζεται και το μοντέλο Fabri-choking για λόγους σύγκρισης. (144).....	229
<b>Σχήμα 5.75:</b> Χαρακτηριστική καμπύλη για εγχυτήρα που δουλεύει με R-134a με $(T_{sat})_{p,0}=84,38^\circ\text{C}$ , $(T_{sat})_{s,0}=10^\circ\text{C}$ , $\eta_p=0,977$ , $\eta_s=0,89$ και $\eta_m=0,813$ . Σύγκριση μεταξύ του παρόντος αριθμητικού μοντέλου, του μοντέλου CFD των Croquer κ. α. (146) και των πειραματικών δεδομένων των Garcia del Valle κ. α. (122) (144).....	232
<b>Σχήμα 5.76:</b> Χαρακτηριστικές καμπύλες για τρεις εγχυτήρες με R-134a, $\eta_p=0,977$ , $\eta_s=0,89$ και $\eta_m=0,813$ . Σύγκριση μεταξύ του παρόντος αριθμητικού μοντέλου, και των πειραματικών δεδομένων των Hakkaki-Fard κ. α. (150) (144).....	234
<b>Σχήμα 5.77:</b> Χαρακτηριστικές καμπύλες για τη δοκιμαστική διάταξη εγχυτήρα αέρος στο Université catholique de Louvain με $\eta_p=0,977$ , $\eta_s=0,75$ και $\eta_m=0,95$ . Σύγκριση μεταξύ του παρόντος θερμοδυναμικού μοντέλου και των νέων πειραματικών δεδομένων. (144)....	235
<b>Σχήμα 5.78:</b> Βέλτιστος λόγος entrainment σε σχέση με την κρίσιμη back pressure για διάφορους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης του κυρίως ακροφυσίου.....	236
<b>Σχήμα 5.79:</b> Βέλτιστος λόγος entrainment σε σχέση με την κρίσιμη back pressure για διάφορους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης του δευτερεύοντος ακροφυσίου.....	237
<b>Σχήμα 5.80:</b> Βέλτιστος λόγος entrainment σε σχέση με την κρίσιμη back pressure για διάφορους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης εισόδου της κύριας ροής στο θάλαμο ανάμειξης.....	238
<b>Σχήμα 5.81:</b> Βέλτιστος λόγος entrainment σε σχέση με την κρίσιμη back pressure για διάφορους βαθμούς απόδοσης ανάμειξης.....	238
<b>Σχήμα 5.82:</b> Βέλτιστος λόγος entrainment σε σχέση με την κρίσιμη back pressure για διάφορους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης του διαχύτη.....	239
<b>Σχήμα 5.83:</b> Λόγος entrainment σε συνάρτηση το λόγο $P_v/P_{s0}$ .....	240
<b>Σχήμα 5.84:</b> Ανηγμένη πίεση στη θέση $\gamma$ προς ανηγμένη κρίσιμη back pressure.....	240

**Σχήμα 5.85:** Μέγιστος λόγος entrainment σε συνάρτηση με την κρίσιμη back pressure για διάφορους λόγους πιέσεων και διατομών ..... 241

**Σχήμα A.1:** COP<sub>r</sub> σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R134a και υπερθέρμανση 10°C ..... 260

**Σχήμα A.2:** P<sub>10</sub> σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R134a και υπερθέρμανση 10°C ..... 261

**Σχήμα A.3:** COP<sub>r</sub> σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R134a και υπόψυξη 10°C ..... 261

**Σχήμα A.4:** P<sub>10</sub> σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R134a και υπόψυξη 10°C ..... 262

**Σχήμα A.5:** COP<sub>r</sub> σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R134a και υπερθέρμανση & υπόψυξη 10°C ..... 262

**Σχήμα A.6:** P<sub>10</sub> σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R134a και υπερθέρμανση & υπόψυξη 10°C ..... 263

**Σχήμα A.7:** COP<sub>r</sub> σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R1234yf και υπερθέρμανση 10°C ..... 263

**Σχήμα A.8:** P<sub>10</sub> σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R1234yf και υπερθέρμανση 10°C ..... 264

**Σχήμα A.9:** COP<sub>r</sub> σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R1234yf και υπόψυξη 10°C ..... 264

**Σχήμα A.10:** P<sub>10</sub> σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R1234yf και υπόψυξη 10°C ..... 265

**Σχήμα A.11:** COP<sub>r</sub> σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R1234yf και υπερθέρμανση & υπόψυξη 10°C ..... 265

**Σχήμα A.12:** P<sub>10</sub> σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R1234yf και υπερθέρμανση & υπόψυξη 10°C ..... 266

**Σχήμα A.13:** COP<sub>r</sub> σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R600a και υπερθέρμανση 10°C ..... 266

**Σχήμα A.14:** P<sub>10</sub> σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R600a και υπερθέρμανση 10°C ..... 267

**Σχήμα A.15:** COP<sub>r</sub> σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R600a και υπόψυξη 10°C ..... 267

**Σχήμα A.16:** P<sub>10</sub> σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R600a και υπόψυξη 10°C ..... 268

**Σχήμα A.17:** COP<sub>r</sub> σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R600a και υπερθέρμανση & υπόψυξη 10°C ..... 268

**Σχήμα A.18:** P<sub>10</sub> σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R600a και υπερθέρμανση & υπόψυξη 10°C ..... 269



## ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ

<b>Πίνακας 2.1:</b> Χαρακτηριστικά του θερμοδυναμικού μοντέλου που μελετάται εδώ (2) .....	64
<b>Πίνακας 2.2:</b> Αποτελέσματα από το μοντέλο EES βασισμένο στο μονοδιάστατο μοντέλο των Huang et al. (10) (14).....	89
<b>Πίνακας 2.3:</b> Σύγκριση των αποτελεσμάτων του μοντέλου EES και των αποτελεσμάτων των Huang et al. (10) και Chen (13) (14) .....	90
<b>Πίνακας 2.4:</b> Αποτελέσματα από το μοντέλο EES βασισμένο στο 0-D μοντέλο του Chen (13) (14) .....	91
<b>Πίνακας 4.1:</b> Κριτήρια επιλογής ψυκτικών .....	98
<b>Πίνακας 4.2:</b> Ταξινόμηση βάση ασφάλειας κατά ISO817:2014.....	100
<b>Πίνακας 4.3:</b> GWP και κλάση ασφάλειας ψυκτικών .....	100
<b>Πίνακας 4.4:</b> Περίληψη των μέτρων ελέγχου του Πρωτοκόλλου του Μόντρεαλ .....	104
<b>Πίνακας 4.5:</b> Υποψήφια ψυκτικά με χαμηλό GWP (67).....	131
<b>Πίνακας 4.6:</b> Στοιχεία για κάποια ψυκτικά με μηδενικό ODP (8).....	143
<b>Πίνακας 4.7:</b> Δεδομένα που καθορίζονται (8) .....	146
<b>Πίνακας 4.8:</b> ODP, GWP και αριθμοί CAS των ODS τάξης I και II. (63) (1) .....	150
<b>Πίνακας 5.1:</b> Χαρακτηριστικά ακροφυσίου (11) .....	203
<b>Πίνακας 5.2:</b> Χαρακτηριστικά περιχής σταθερού εμβადού και εγχυτήρα (11).....	203
<b>Πίνακας 5.3:</b> Σύγκριση πειραματικών και υπολογιστικών αποτελεσμάτων για $P_e=0.04$ MPa ( $T_e=8^\circ\text{C}$ ) (11) .....	204
<b>Πίνακας 5.4:</b> Σύγκριση πειραματικών και υπολογιστικών αποτελεσμάτων για $P_e=0.047$ MPa ( $T_e=12^\circ\text{C}$ ) (11).....	205
<b>Πίνακας 5.5:</b> Γεωμετρία και συνθήκες λειτουργίας για τα τρία πειράματα των Hakkaki-Fard κ. α. (150) .....	233

## ΣΥΝΤΟΜΕΥΣΕΙΣ & ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ (NOMENCLATURE)

### Λατινικά Σύμβολα

$\dot{m}$  ή  $m$ : Παροχή Μάζας

$P$  ή  $p$ : Πίεση

$T$ : Θερμοκρασία

$h$ : Ειδική Ενθαλπία

$s$ : Ειδική Εντροπία

$P_c$  ή  $P_{out}$ : Back Pressure

$P_c^*$  ή  $P_{out}^*$ : κρίσιμη Back Pressure

$P_b$ : Breakdown Pressure

### Ελληνικά Σύμβολα

$\omega$  ή  $\mu$ : Λόγος Παγίδευσης (Entrainment Ratio)

### Δείκτες

$i_s$ : Ισεντροπική Κατάσταση

$d$ : Διαχύτης

$s$ : Δευτερεύον Ακροφύσιο

$n$ : Κύριο Ακροφύσιο

$m$ : Θάλαμος Ανάμειξης

$L$  ή  $e$ : Ατμοποιητής

$H$ : Συμπυκνωτής

$B$  ή  $g$ : Λέβητας (boiler)

$t$ : Λαιμός Εγχυτήρα

rev: Αντίστροφη Ροή

### Ακρωνύμια

COP: Συντελεστής Ψυκτικής Λειτουργίας (Coefficient of Performance)

COPratio ή COPr: Λόγος συντελεστή ψυκτικής λειτουργίας κύκλου με ακροφύσιο προς συντελεστή ψυκτικής λειτουργίας ιδανικού κλασσικού κύκλου

GWP: Δυναμικό Υπερθέρμανσης του Πλανήτη (Global Warming Potential)

ODP: Δυναμικό Καταστροφής του Όζοντος (Ozone Depletion Potential)

ODS: Ουσία που καταστρέφει το όζον (Ozone Depleting Substance)

CFC: Χλωροφθοράνθρακας

HFC: Υδροφθοράνθρακας

HCFC: Υδροχλωροφθοράνθρακας

VCRC: Κύκλος ψύξης με συμπίεση ατμού (Vapor Compression Refrigeration Cycle)

EERC: Κύκλος ψύξης με εκτόνωση εγχυτήρα (Ejector Expansion Refrigeration Cycle)

CFD: Υπολογιστική Ρευστομηχανική (Computational Fluid Dynamics)







## 1. Εισαγωγή

### 1.1 Ιστορική Αναδρομή στην Ψύξη

Η ψύξη είναι η διαδικασία αφαίρεσης θερμότητας από έναν κλειστό χώρο ή από μια ουσία με σκοπό τη μείωση της θερμοκρασίας. Στα βιομηχανικά έθνη και στις πλούσιες περιοχές του αναπτυσσόμενου κόσμου, η ψύξη χρησιμοποιείται κυρίως για την αποθήκευση τροφίμων σε χαμηλές θερμοκρασίες, αναστέλλοντας έτσι την καταστροφική δράση των βακτηρίων, της ζύμης και της μούχλας. Πολλά ευπαθή προϊόντα μπορούν να καταψυχθούν, επιτρέποντάς τους να διατηρηθούν για μήνες ή ακόμη και χρόνια με μικρή απώλεια στα θρεπτικά συστατικά, τη γεύση και χωρίς αλλαγή στην εμφάνιση. Ο κλιματισμός, δηλαδή η χρήση ψύξης για άνεση, έχει γίνει επίσης ευρέως διαδεδομένος στις αναπτυγμένες χώρες.

Πριν εισαχθούν τα μηχανικά συστήματα ψύξης, οι αρχαίοι λαοί, συμπεριλαμβανομένων των αρχαίων Ελλήνων και των Ρωμαίων, κρύωναν τα τρόφιμα τους με πάγο που μεταφέρονταν από τα βουνά. Οι πλούσιες οικογένειες χρησιμοποιούσαν κελάρια χιονιού, λάκκους που έσκαβαν στο έδαφος και μονώθηκαν με ξύλο και άχυρο, για να αποθηκεύσουν τον πάγο. Με αυτόν τον τρόπο, το συσσωρευμένο χιόνι και ο πάγος θα μπορούσαν να διατηρηθούν για μήνες. Ο αποθηκευμένος πάγος ήταν το κύριο μέσο ψύξης μέχρι τις αρχές του 20ου αιώνα και χρησιμοποιείται ακόμα και σήμερα σε ορισμένες περιοχές του κόσμου.

Στην Ινδία και την Αίγυπτο χρησιμοποιήθηκε ψύξη με εξάτμιση. Εάν ένα υγρό εξατμίζεται γρήγορα, διαστέλλεται γρήγορα. Τα ανερχόμενα μόρια του ατμού αυξάνουν απότομα την κινητική τους ενέργεια, με μεγάλο μέρος αυτής της αύξησης να προέρχεται από το άμεσο περιβάλλον των ατμών, οι οποίοι επομένως και ψύχονται. Έτσι, εάν το νερό τοποθετηθεί σε ρηχά δοχεία κατά τις δροσερές τροπικές νύχτες, η γρήγορη εξάτμισή του μπορεί να προκαλέσει τη δημιουργία πάγου, ακόμα κι αν ο αέρας δεν πέσει σε θερμοκρασία υπό το μηδέν. Με τον έλεγχο των συνθηκών εξάτμισης, είναι δυνατό να σχηματιστούν ακόμη και μεγάλα κομμάτια πάγου με αυτόν τον τρόπο.

Η ψύξη που προκαλείται από την ταχεία διαστολή των αερίων είναι το κύριο μέσο ψύξης σήμερα. Η τεχνική της ψύξης με εξάτμιση, όπως περιγράφηκε μέχρι τώρα, είναι γνωστή εδώ και αιώνες, αλλά οι θεμελιώδεις μέθοδοι μηχανικής ψύξης ανακαλύφθηκαν μόλις στα μέσα του 19ου αιώνα. Η πρώτη γνωστή τεχνητή ψύξη επιδείχθηκε από τον William Cullen στο Πανεπιστήμιο της Γλασκώβης το 1748. Ο Cullen άφησε τον αιθυλαιθέρα να βράσει σε μερικό κενό. Ωστόσο, δεν χρησιμοποίησε το αποτέλεσμα για κανένα πρακτικό σκοπό. Το 1805 ένας Αμερικανός εφευρέτης, ο Oliver Evans, σχεδίασε την πρώτη μηχανή ψύξης που χρησιμοποιούσε ατμό αντί για υγρό. Ο Evans δεν κατασκεύασε ποτέ το

μηχάνημά του, αλλά ένα παρόμοιο με αυτό κατασκευάστηκε από έναν Αμερικανό γιατρό, τον John Gorrie, το 1844.

Η εμπορική ψύξη πιστεύεται ότι ξεκίνησε από έναν Αμερικανό επιχειρηματία, τον Alexander C. Twinning, το 1856. Λίγο αργότερα, ένας Αυστραλός, ο James Harrison, εξέτασε τα ψυγεία που χρησιμοποιούσαν οι Gorrie και Twinning και εισήγαγε την ψύξη με συμπύεση ατμού στη ζυθοποιία και τη βιομηχανία συσκευασίας κρέατος. Ένα κάπως πιο περίπλοκο σύστημα αναπτύχθηκε από το Γάλλο Ferdinand Carré το 1859. Σε αντίθεση με προηγούμενες μηχανές συμπύεσης ατμών, που χρησιμοποιούσαν αέρα ως ψυκτικό, ο εξοπλισμός του Carré περιείχε ταχέως διαστελλόμενη αμμωνία. (Η αμμωνία υγροποιείται σε πολύ χαμηλότερη θερμοκρασία από το νερό και έτσι μπορεί να απορροφήσει περισσότερη θερμότητα.) Τα ψυγεία του Carré χρησιμοποιήθηκαν ευρέως και η ψύξη με συμπύεση ατμού έγινε, και εξακολουθεί να είναι, η πιο ευρέως χρησιμοποιούμενη μέθοδος ψύξης.

Παρά την επιτυχή χρήση της αμμωνίας, αυτή η ουσία είχε ένα σοβαρό μειονέκτημα: εάν διέρρηε, ήταν δυσάρεστη όσο και τοξική. Οι μηχανικοί ψύξης έψαχναν για αποδεκτά υποκατάστατα μέχρι τη δεκαετία του 1920, όταν αναπτύχθηκε ένας αριθμός συνθετικών ψυκτικών. Η πιο γνωστή από αυτές τις ουσίες κατοχυρώθηκε με δίπλωμα ευρεσιτεχνίας με την επωνυμία φρέον (freon). Χημικά, το φρέον δημιουργήθηκε με την αντικατάσταση δύο ατόμων χλωρίου και δύο ατόμων φθορίου για τα τέσσερα άτομα υδρογόνου στο μεθάνιο ( $\text{CH}_4$ ). Το αποτέλεσμα, το διχλωροφθορομεθάνιο ( $\text{CCl}_2\text{F}_2$ ), είναι άοσμο και εμφανίζει τοξικότητα μόνο σε εξαιρετικά μεγάλες δόσεις.

Στη δεκαετία του 1960 ορισμένα χαρακτηριστικά των ημιαγωγών άρχισαν να χρησιμοποιούνται για εμπορική ψύξη. Το κυριότερο μεταξύ αυτών ήταν το φαινόμενο Peltier, που πήρε το όνομά του από τον Γάλλο χημικό Jean Peltier, ο οποίος παρατήρησε το 1834 ότι τα ηλεκτρικά ρεύματα που περνούσαν από τη σύνδεση δύο διαφορετικών μετάλλων προκαλούσαν μερικές φορές ψύξη στους κόμβους (junctions). Όταν οι κόμβοι κατασκευάζονται από ημιαγωγούς όπως το τελλουρίδιο του βισμούθιου, το φαινόμενο Peltier είναι ικανό να επιτρέψει την εμπορική του χρήση.

## 2. ΨΥΚΤΙΚΟΙ ΚΥΚΛΟΙ

### 2.1 Απλοί ψυκτικοί κύκλοι.

#### Συστήματα ψύξης με συμπίεση ατμού

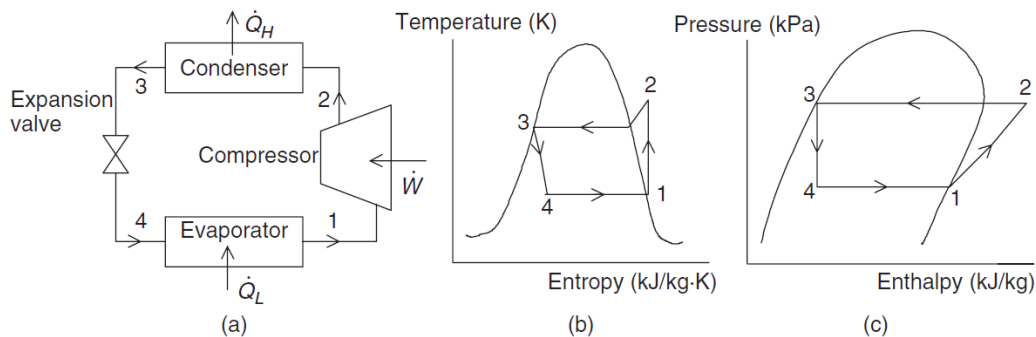
Σε πρακτικές εφαρμογές, τα συστήματα ψύξης με συμπίεση ατμού είναι τα πιο ευρέως χρησιμοποιούμενα συστήματα ψύξης και κάθε σύστημα χρησιμοποιεί ένα συμπιεστή. Σε ένα βασικό κύκλο ψύξης με συμπίεση ατμού (**Σχήμα 2.1**), λαμβάνουν χώρα τέσσερις κύριες θερμικές διαδικασίες:

4-1: ατμοποίηση

1-2: συμπίεση

2-3: συμπύκνωση

3-4: ισενθαλπικός στραγγαλισμός



**Σχήμα 2.1:** α) Σχηματική διάταξη απλού ψυκτικού κύκλου, β) Διάγραμμα T-s, γ) Διάγραμμα P-h. **(1)**

#### Διεργασία 4-1: Ατμοποίηση

Σε αντίθεση με την πήξη και την τήξη, η ατμοποίηση και η συμπύκνωση μπορούν να συμβούν σε κάθε συνδυασμό θερμοκρασίας και πίεσης. Η ατμοποίηση είναι η αέρια διαφυγή μορίων από την επιφάνεια ενός υγρού και επιτυγχάνεται μέσω της απορρόφησης μιας σημαντικής ποσότητας θερμότητας χωρίς κάποια αλλαγή στη θερμοκρασία. Τα υγρά (π.χ. ψυκτικά μέσα) ατμοποιούνται σε όλες τις θερμοκρασίες με μεγαλύτερο βαθμό ατμοποίησης να παρατηρείται στις υψηλές θερμοκρασίες. Η πίεση ατμοποίησης ενός αερίου ονομάζεται τάση ατμών. Με την αύξηση της θερμοκρασίας του

υγρού υπάρχει αύξηση της απώλειας υγρού από την επιφάνεια, η οποία αυξάνει την τάση ατμών. Στην ατμοποίηση ενός συστήματος ψύξης, ένας ψυχρός ατμός ψυκτικού χαμηλής πίεσης έρχεται σε επαφή με το μέσο ή το στοιχείο προς ψύξη (π.χ. ψύκτρα) απορροφά θερμότητα και επομένως ατμοποιείται, παράγοντας έναν κορεσμένο ατμό χαμηλής πίεσης.

#### *Διεργασία 1-2: Συμπίεση*

Η χρήση του συμπιεστή είναι να αυξάνει την πίεση του ψυκτικού ατμού που προήλθε από τον ατμοποιητή. Η προσθήκη θερμότητας αυξάνει γενικά την πίεση. Με την αύξηση της πίεσης του αερίου οι θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπύκνωσης του ψυκτικού (που είναι ίδιες) αυξάνονται. Όταν το αέριο ψυκτικό συμπιεστεί αρκετά, η θερμοκρασία ατμοποίησης του αυξάνεται και εισέρχεται στην περιοχή του υπέρθερμου ατμού.

#### *Διεργασία 2-3: Συμπύκνωση*

Η συμπύκνωση είναι η διαδικασία μεταβολής του ατμού σε υγρό αφαιρώντας θερμότητα. Το αέριο ψυκτικό υψηλής πίεσης, το οποίο μεταφέρει τη θερμική ενέργεια που απορροφήθηκε από τον ατμοποιητή και το έργο του συμπιεστή, εισέρχεται στο συμπυκνωτή. Η θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψυκτικού είναι υψηλότερη από αυτή της ψύκτρας, επομένως η μεταφορά θερμότητας συμπυκνώνει τον ψυκτικό ατμό υψηλής πίεσης σε κορεσμένο υγρό υψηλής πίεσης. Αντί να χρησιμοποιηθεί συμπυκνωτής για την απόρριψη θερμότητας, ο ψυκτικός ατμός μπορεί να απορριφθεί στην ατμόσφαιρα, αλλά αυτή η τεχνική δεν είναι πρακτική. Η συμπύκνωση του ψυκτικού αερίου επιτρέπει την επαναχρησιμοποίηση του στην αρχή του επόμενου κύκλου. Σε κάποιες πρακτικές εφαρμογές είναι επιθυμητό ο συμπυκνωτής να ψύξει το ψυκτικό μέσο κάτω και από τη θερμοκρασία συμπύκνωσης. Αυτό λέγεται υπόψυξη και παρατηρείται συνήθως στο συμπυκνωτή για να μειωθεί η ακαριαία εξάτμιση (flashing) όταν η πίεση του ψυκτικού ελλατώνεται απότομα στη βαλβίδα στραγγαλισμού. Αυτή η μέθοδος προκαλεί μείωση στην ποσότητα του αερίου που εισέρχεται στον ατμοποιητή και συνεπώς βελτιώνει την απόδοση του συστήματος.

#### *Διεργασία 3-4: Ισενθαλπικός στραγγαλισμός*

Το συμπυκνωμένο ψυκτικό υγρό επιστρέφει στην αρχή του επόμενου κύκλου. Μια συσκευή στραγγαλισμού, όπως π.χ. μια βαλβίδα, πλάκα στομίου ή ένας τριχοειδής σωλήνας για τη διαδικασία στραγγαλισμού χρησιμοποιείται για να μειώσουμε την πίεση του ψυκτικού υγρού στο επίπεδο της χαμηλής πίεσης και τη θερμοκρασία ατμοποίησης

του ψυκτικού σε σημείο κάτω από τη θερμοκρασία της πηγής θερμότητας. Οι απώλειες ενέργειας λόγω αυτής της μείωσης πίεσης πρέπει να εξισορροπείται με πρόσθεση επιπλέον ενέργειας στη φάση συμπίεσης.

Στο **Σχήμα 2.1** φαίνεται ένα σχηματικό διάγραμμα ενός βασικού συστήματος ψύξης με συμπίεση ατμού. Για καλύτερη κατανόηση, ο ψυκτικός κύκλος παρουσιάζεται μέσω διαγραμμάτων θερμοκρασίας-εντροπίας (T-s) και πίεσης-ενθαλπίας (P-h). Σύμφωνα με τα βήματα που περιγράφηκαν παραπάνω, η λειτουργία του συστήματος είναι ως εξής:

(1-2) Αντιστρεπτή αδιαβατική συμπίεση. Κορεσμένος ψυκτικός ατμός χαμηλής πίεσης εισέρχεται από τον ατμοποιητή στο συμπιεστή και συμπιέζεται προς τον συμπυκνωτή μέσω μείωσης του όγκου και αύξησης της πίεσης και της θερμοκρασίας.

(2-3) Αντιστρεπτή αποβολή θερμότητας σε σταθερή πίεση. Από το συμπιεστή, ψυκτικός ατμός υψηλής πίεσης εισέρχεται στο συμπυκνωτή και συμπυκνώνεται με τη χρήση νερού ή αέρος.

(3-4) Μη-αντιστρεπτός ισενθαλπικός στραγγαλισμός. Από το συμπυκνωτή, κορεσμένο ψυκτικό υγρό περνάει μέσα από μια βαλβίδα στραγγαλισμού με αποτέλεσμα η πίεση και θερμοκρασία του μειώνονται.

(4-1) Αντιστρεπτή προσθήκη θερμότητας σε σταθερή πίεση. Από τη βαλβίδα στραγγαλισμού, ψυκτικό υγρό χαμηλής πίεσης φτάνει στον ατμοποιητή. Εκεί ατμοποιείται και κατά τη διαδικασία αυτή απορροφά θερμότητα από το περιβάλλον μέσο, παρέχοντας ψυκτική ικανότητα.

Όπως αναφέρθηκε, τα απαραίτητα εξαρτήματα ενός απλού συστήματος ψύξης είναι τα παρακάτω:

*Ατμοποιητής:* Είναι η συσκευή όπου γίνεται η εναλλαγή θερμότητας για την παροχή ψυκτικής ικανότητας, όπου το ψυκτικό υγρό ατμοποιείται σε χαμηλή θερμοκρασία, και απορροφάει θερμότητα.

*Σωλήνας αναρρόφησης:* Είναι ο σωλήνας μεταξύ του ατμοποιητή και του συμπιεστή. Αφ' ότου το υγρό απορρόφησε τη θερμότητα, ο σωλήνας αναρρόφησης μεταφέρει το ψυκτικό στο συμπιεστή. Εντός του σωλήνα το ψυκτικό είναι υπέρθερμος ατμός.

*Συμπιεστής:* Η συσκευή αυτή χωρίζει την πλευρά χαμηλής πίεσης του συστήματος από την υψηλής πίεσης και έχει δύο κύριους στόχους: να απορροφήσει ατμό από τον ατμοποιητή για να παραμείνει το σημείο ατμοποίησης του χαμηλά και να συμπιέσει τον ψυκτικό ατμό χαμηλής θερμοκρασίας σε μικρό όγκο, δημιουργώντας υπέρθερμο ατμό υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας.

*Σωλήνας αποβολής ζεστού αέρα:* Είναι ο σωλήνας που συνδέει το συμπιεστή με το συμπυκνωτή. Μετά την αποβολή του υπέρθερμου ψυκτικού ατμού υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας από το συμπιεστή, ο σωλήνας αποβολής ζεστού αέρα τον μεταφέρει στο συμπυκνωτή.

*Συμπυκνωτής:* Είναι η συσκευή που χρησιμοποιείται για εναλλαγή θερμότητας, όπως και ο ατμοποιητής, μόνο που ο συμπυκνωτής αποβάλλει τη θερμότητα και δεν την απορροφάει. Ο συμπυκνωτής αλλάζει την κατάσταση του υπέρθερμου ψυκτικού ατμού ξανά σε υγρή. Αυτό γίνεται με τη δημιουργία υψηλής πίεσης η οποία ανεβάζει το σημείο ατμοποίησης του ψυκτικού και αφαιρεί τόση θερμότητα, ώστε το ψυκτικό να συμπυκνωθεί και να ξαναγίνει υγρό.

*Σωλήνας υγρού:* Είναι ο σωλήνας που συνδέει το συμπυκνωτή με τη συσκευή ελέγχου ψυκτικού, συμπεριλαμβανομένης και της βαλβίδας στραγγαλισμού. Μόνο το υγρό ψυκτικό πρέπει να περνά από αυτό το σωλήνα. Επίσης, ο σωλήνας είναι σχετικά θερμός, γιατί το ψυκτικό παραμένει σε υψηλή πίεση.

*Έλεγχος ψυκτικού:* Ο τελευταίος έλεγχος λειτουργεί ως μετρητική συσκευή. Ελέγχει το υγρό ψυκτικό το οποίο εισέρχεται στον ατμοποιητή και επαληθεύει ότι όλο το υγρό έχει ατμοποιηθεί πριν την είσοδο του ψυκτικού στο σωλήνα αναρρόφησης. Εάν υγρό ψυκτικό εισέλθει στο σωλήνα αναρρόφησης, στη συνέχεια θα εισέλθει στο συμπιεστή και θα του δημιουργήσει πρόβλημα στη λειτουργία.

Επίσης υπάρχουν και αρκετές βοηθητικές βαλβίδες (π.χ. απορρόφησης, εκτόνωσης κ.α.) οι οποίες μπορούν να βελτιώσουν τη λειτουργία του ψυκτικού συστήματος.

### **Ενεργειακή ανάλυση του ψυκτικού κύκλου με συμπίεση ατμού**

Ένας ψυκτικός κύκλος με συμπίεση ατμού, όπως αναφέρθηκε παραπάνω, αποτελείται από τέσσερις επιμέρους διεργασίες, στις οποίες εφαρμόζεται ο πρώτος θερμοδυναμικός νόμος σε κάθε μία ξεχωριστά (**Σχήμα 2.2a**), αφού η ενέργεια πρέπει να διατηρείται από κάθε στοιχείο αλλά και από όλο το σύστημα. Επομένως, η εξίσωση διατήρησης ενέργειας για κάθε στοιχείο του συστήματος είναι η εξής (υποθέτοντας ότι οι αλλαγές στην κινητική και την δυναμική ενέργεια είναι αμελητέες).

Για το συμπιεστή ισχύουν

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out} \quad (2.1)$$

$$\dot{m}h_1 + \dot{W} = \dot{m}h_2 \quad (2.2)$$

$$\dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.3)$$

όπου  $\dot{m}$  ο λόγος παροχής μάζας ψυκτικού σε kg/s,  $h$  η ειδική ενθαλπία σε kJ/kg και  $\dot{W}$  το ισχύς του συμπιεστή σε kW.

Για το συμπυκνωτή ισχύουν

$$\dot{m}h_2 = \dot{m}h_3 + \dot{Q}_H \quad (2.4)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (2.5)$$

όπου  $\dot{Q}_H$  η αποβολή θερμότητας από το συμπυκνωτή στο περιβάλλον.

Για τη βαλβίδα στραγγαλισμού ισχύουν

$$\dot{m}h_3 = \dot{m}h_4 \quad (2.6)$$

$$h_3 = h_4 \quad (2.7)$$

Για τον ατμοποιητή ισχύουν

$$\dot{m}h_4 + \dot{Q}_L = \dot{m}h_1 \quad (2.8)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (2.9)$$

όπου  $\dot{Q}_L$  η θερμότητα που απορροφάται από τον ατμοποιητή.

Το ενεργειακό ισοζύγιο για όλο το σύστημα γράφεται ως

$$\dot{W} + \dot{Q}_L = \dot{Q}_H \quad (2.10)$$

Ο συντελεστής ψυκτικής λειτουργίας-απόδοσης (COP) του συστήματος ψύξης ισούται με

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}} \quad (2.11)$$

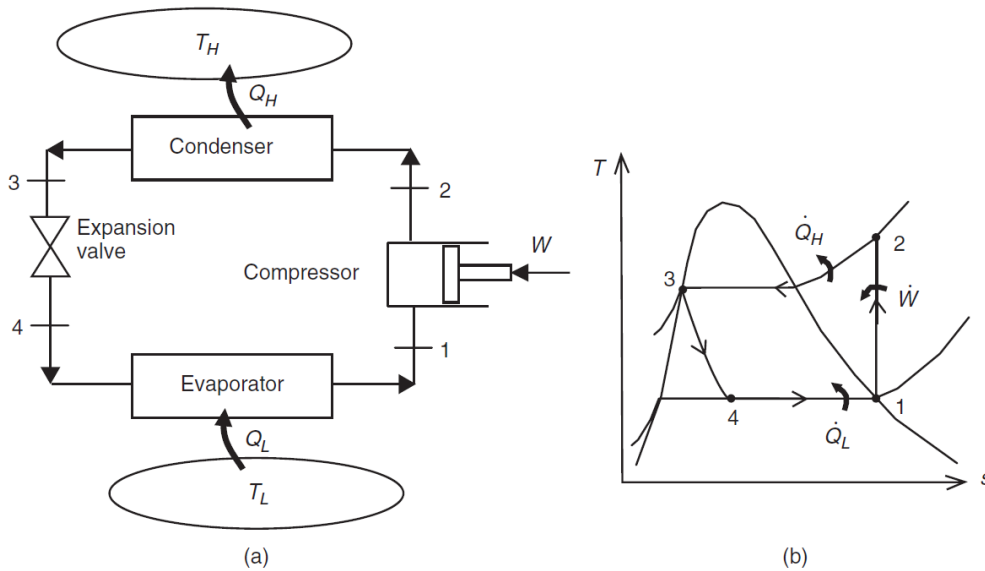
Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του αδιαβατικού συμπιεστή υπολογίζεται

$$\eta_{is} = \frac{\dot{W}_{is}}{\dot{W}} = \frac{h_{2_{is}} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2.12)$$

όπου  $h_{2_{is}}$  η ειδική ενθαλπία του ψυκτικού στην έξοδο του συμπιεστή, αν η διαδικασία συμπίεσης ήταν ισεντροπική (δηλ. αντιστρεπτή και αδιαβατική).

Το διάγραμμα θερμοκρασίας-ειδικής εντροπίας (T-s) ενός ιδανικού κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμού δίνεται στο **Σχήμα 2.2b**. Σε αυτό τον κύκλο, το ψυκτικό εισέρχεται στο συμπιεστή ως κορεσμένος ατμός. Εκεί συμπιέζεται ισεντροπικά. Στο συμπυκνωτή ψύχεται και συμπυκνώνεται αποβάλλοντας θερμότητα έως ότου εξέλθει σε κατάσταση κορεσμένου υγρού. Το ψυκτικό αποτονώνεται στη βαλβίδα στραγγαλισμού, όπου η

ενθαλπία παραμένει σταθερή, και ατμοποιείται στον ατμοποιητή σε σταθερή πίεση απορροφώντας θερμότητα από το περιβάλλον, εγκαταλείποντας τον ατμοποιητή ως κορεσμένος ατμός.



**Σχήμα 2.2:** a) Σχηματική παράταξη ιδανικού ψυκτικού κύκλου, b) Διάγραμμα T-s αυτού του κύκλου (1)

Στην ενεργειακή ανάλυση τέτοιου είδους συστημάτων με συμπίεση ατμού χρειάζεται να υπολογίζονται οι τιμές των ειδικών ενθαλπιών. Υπάρχουν τρεις πρακτικές μέθοδοι για αυτό:

- η χρήση λογαριθμικών διαγραμμάτων πίεσης-ειδικής ενθαλπίας, τα οποία δίνουν τις θερμοδυναμικές ιδιότητες των ψυκτικών,
- η χρήση των πινακοποιημένων αριθμητικών τιμών των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων των ψυκτικών και
- η χρήση γνωστών τιμών των λανθανουσών και ειδικών θερμοτήτων των ψυκτικών, χρησιμοποιώντας το ότι οι περιοχές στα διαγράμματα θερμοκρασίας-ειδικής εντροπίας αντιπροσωπεύουν ποσότητες ειδικής θερμότητας.

### Υπερθέρμανση και υπόψυξη

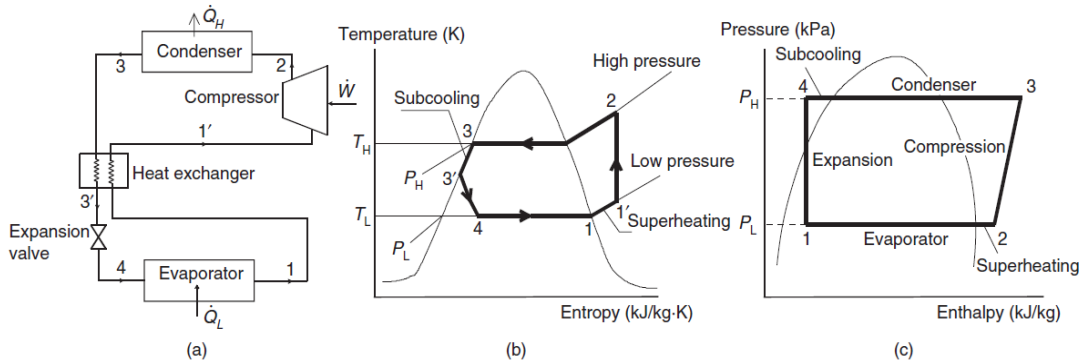
Η υπερθέρμανση (του ψυκτικού ατμού που εξέρχεται από τον ατμοποιητή) και η υπόψυξη (του ψυκτικού υγρού που αφήνει το συμπυκνωτή) είναι δύο σημαντικές



διαδικασίες στα συστήματα ψύξης με συμπίεση ατμού και χρησιμοποιούνται για καλύτερη απόδοση (COP) και την αποφυγή κάποιων τεχνικών προβλημάτων, όπως επεξηγείται παρακάτω.

### Υπερθέρμανση

Κατά τη διαδικασία ατμοποίησης, το ψυκτικό ατμοποιείται πλήρως σε ενδιάμεσο σημείο του ατμοποιητή. Ενώ ο ψυχρός ψυκτικός ατμός συνεχίζει να μεταφέρεται εντός του ατμοποιητή, επιπλέον ενέργεια απορροφάται για να υπερθερμανθεί ο ατμός. Υπό κάποιες συνθήκες, απώλειες πίεσης προερχόμενες από τριβές αυξάνουν τη θερμοκρασία υπερθέρμανσης. Εάν η υπερθέρμανση γίνεται στον ατμοποιητή, η ενθαλπία του ψυκτικού αυξάνεται, αντλώντας επιπλέον θερμότητα και αυξάνοντας την ψυκτική ισχύ στον ατμοποιητή. Σε κάποια ψυκτικά συστήματα, εναλλάκτες θερμότητας υγρού-ατμού μπορούν να χρησιμοποιηθούν για να υπερθερμάνουν τον κορεσμένο ψυκτικό ατμό από τον ατμοποιητή με τη βοήθεια του ψυκτικού υγρού από το συμπυκνωτή (Σχήμα 2.3). Όπως φαίνεται από το σχήμα, ο εναλλάκτης θερμότητας μπορεί να αυξήσει το COP του συστήματος. Η υπερθέρμανση του ψυκτικού μπορεί να συμβεί και στο συμπιεστή. Σε αυτή την περίπτωση, ο κορεσμένος ψυκτικός ατμός εισέρχεται στο συμπιεστή και υπερθερμένεται με αύξηση της πίεσης, προκαλώντας αύξηση της θερμοκρασίας. Η υπερθέρμανση από τη συμπίεση δεν βελτιώνει την απόδοση του κύκλου, όμως οδηγεί σε μεγαλύτερο εξοπλισμό συμπύκνωσης και μεγαλύτερη σωλήνωση στην κατάθλιψη του συμπιεστή. Η αύξηση του ψυκτικού φορτίου που προήλθε από την υπερθέρμανση στον ατμοποιητή εξισορροπείται συνήθως από πτώση πίεσής του στο συμπιεστή. Επειδή η παροχή όγκου στο συμπιεστή είναι σταθερή, η παροχή μάζας και το ψυκτικό φορτίο μειώνονται όταν μειώνεται η πυκνότητα του ψυκτικού λόγω υπερθέρμανσης. Στην πράξη, είναι ευρέως γνωστό ότι υπάρχει απώλεια 1% στην ψυκτική ικανότητα για κάθε 2,5°C υπερθέρμανσης στο σωλήνα αναρρόφησης. Η μόνωση των σωλήνων αναρρόφησης είναι μια λύση για την ελαχιστοποίηση της ανεπιθύμητης προσθήκης ενέργειας. Η μείωση της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης θεωρείται δύσκολη, λόγω των χαμηλών θερμοκρασιών (κάτω από 10°C) και της μικρής ποσότητας διαθέσιμης ενέργειας αλλά, αν επιτευχθεί χρησιμοποιώντας ένα εξωτερικό φαινόμενο, είναι πιο χρήσιμη για το COP.



**Σχήμα 2.3:** α) Διάταξη ψυκτικού κύκλου με ενδιάμεσο εναλλάκτη για υπερθέρμανση και υπόψυξη, β) Διάγραμμα T-s και γ) Διάγραμμα P-h του κύκλου. (1)

## Υπόψυξη

Η υπόψυξη είναι η διαδικασία ψύξης του ψυκτικού υγρού κάτω από τη θερμοκρασία συμπύκνωσης για μια συγκεκριμένη πίεση (Σχήμα 2.3). Η υπόψυξη παρέχει 100% ψυκτικό υγρής μορφής στην είσοδο της βαλβίδας στραγγαλισμού, εμποδίζοντας τις φυσαλίδες ατμού να μπλοκάρουν τη ροή του ψυκτικού μέσα από τη βαλβίδα στραγγαλισμού. Εάν η υπόψυξη προκαλείται από μέθοδο μεταφοράς θερμότητας εκτός του ψυκτικού κύκλου, το ψυκτικό φορτίο του συστήματος αυξάνεται, αφού το υπόψυκτο υγρό έχει λιγότερη ενθαλπία από το αντίστοιχο κορεσμένο. Η υπόψυξη επιτυγχάνεται ψύχοντας το σωλήνα υγρού του συστήματος χρησιμοποιώντας ένα σύστημα υψηλότερης θερμοκρασίας. Απλοϊκά μπορούμε να πούμε ότι η υπόψυξη ψύχει το ψυκτικό περισσότερο και ταυτόχρονα προσφέρει τα παρακάτω:

- αύξηση του ψυκτικού φορτίου,
- μείωση της χρήσης ηλεκτρικής ενέργειας,
- μείωση του απαιτούμενου χρόνου ώστε το ψυκτικό να αποκτήσει την τελική θερμοκρασία ψύξης από την κατάσταση περιβάλλοντος (pulldown time),
- περισσότερο ενιαίες θερμοκρασίες ψυκτικού και
- μείωση του αρχικού κόστους.

Σημειώνουμε ότι η απόδοση ενός απλού συστήματος ψύξης με συμπύεση ατμού μπορεί να βελτιωθεί σημαντικά ψύχοντας το ψυκτικό παραπάνω μέχρι να εξέλθει από το

συμπυκνωτή (2). Η υπόψυξη του ψυκτικού υγρού μπορεί να επιτευχθεί προσθέτοντας ένα μηχανικό κύκλωμα υπόψυξης σε ένα συνηθισμένο κύκλο με συμπίεση ατμού. Το κύκλωμα υπόψυξης μπορεί να είναι είτε ξεχωριστό είτε ενσωματωμένο (2). Σε ένα ξεχωριστό κύκλωμα μηχανικής υπόψυξης υπάρχουν δύο συμπυκνωτές, ένας για τον κύριο κύκλο και ένας για τον κύκλο υπόψυξης, ενώ σε ένα ενσωματωμένο κύκλωμα υπάρχει μόνο ένας συμπυκνωτής που εξυπηρετεί και τους δύο κύκλους.

Για παράδειγμα, υπόψυξη κατά 13°C του R-22 αυξάνει το ψυκτικό φορτίο περίπου κατά 11%. Εάν η υπόψυξη προέρχεται από ξεχωριστό κύκλωμα, κάθε βαθμός ανόδου της υπόψυξης θα βελτιώσει την ικανότητα του συστήματος (COP) περίπου κατά 1%. Υπόψυξη προερχόμενη από το ίδιο κύκλωμα ίσως δεν είναι τόσο αποτελεσματική λόγω φαινομένων εξισορρόπησης σε άλλα μέρη του κύκλου. Η μηχανική υπόψυξη μπορεί να προστεθεί σε υπάρχοντα συστήματα ή να σχεδιαστεί για νέα. Είναι ιδανική για κάθε διαδικασία ψύξης στην οποία είναι απαραίτητη μεγαλύτερη απόδοση ή απαιτείται να μειωθούν τα λειτουργικά κόστη. Έχει αποδειχθεί ότι είναι οικονομικά αποδοτική σε ποικιλία εφαρμογών και προτείνεται για μεγάλα super market, αποθήκες, εργοστάσια κ.λπ. Στο **Σχήμα 2.4** φαίνεται ένας συνηθισμένος υποψύκτης για εμπορικές εφαρμογές ψύξης.

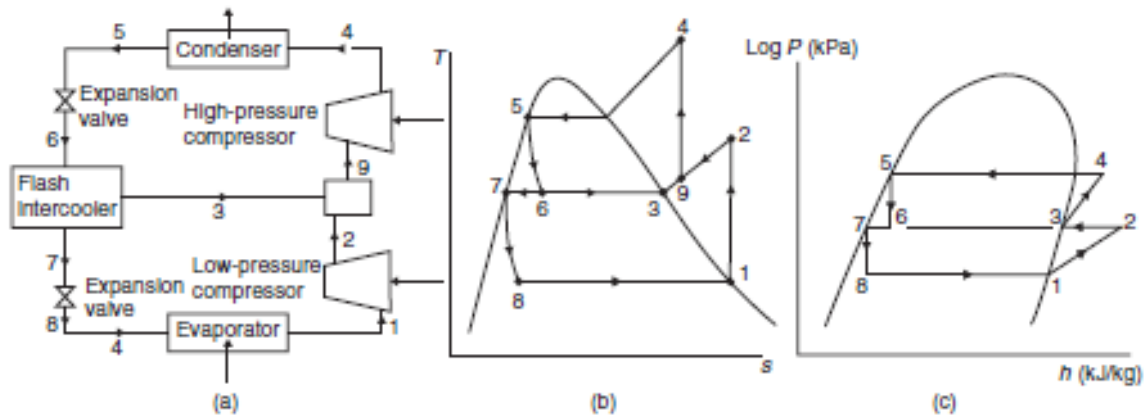


**Σχήμα 2.4:** Ένας υποψύκτης (Standard Refrigeration Company) (1)

### Πολυβάθμιοι ψυκτικοί κύκλοι

Οι πολυβάθμιοι ψυκτικοί κύκλοι χρησιμοποιούνται ευρέως όπου χρειάζονται υπερβολικά χαμηλές θερμοκρασίες, αλλά δεν μπορούν να επιτευχθούν με τη χρήση ενός μονοβάθμιου κύκλου. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι οι λόγοι συμπίεσης είναι πολύ μεγάλοι για να πετύχουμε τις αναγκαίες θερμοκρασίες για την ατμοποίηση και συμπύκνωση του ατμού. Υπάρχουν δύο τύποι τέτοιων ψυκτικών κύκλων: οι κύκλοι με «κλιμακωτό καταρράκτη» (Cascade) και οι πολλαπλών σταδίων πίεσης (multistage). Ένας πολυβάθμιος ψυκτικός κύκλος χρησιμοποιεί δύο ή περισσότερους συμπιεστές συνδεδεμένους σε σειρά στο ίδιο ψυκτικό σύστημα. Το ψυκτικό μετατρέπεται σε πυκνό

ατμό καθώς διέρχεται διαμέσου των συμπιεστών. Σημειώνουμε ότι ένα διβάθμιο σύστημα (Σχήμα 2.5) μπορεί να αποκτήσει θερμοκρασία περίπου  $-65^{\circ}\text{C}$ , ενώ ένα τριβάθμιο  $-100^{\circ}\text{C}$ .



**Σχήμα 2.5:** α) Ένα διβάθμιο σύστημα ψύξης συμπίεσης ατμού, β) το διάγραμμα T-s και γ) το διάγραμμα P-h του συστήματος. (1)

Σε περιπτώσεις με μεγάλες διαφορές θερμοκρασίας και πίεσης μεταξύ του ατμοποιητή και του συμπυκνωτή, χρησιμοποιούνται πολυβάθμιοι ψυκτικοί κύκλοι. Για παράδειγμα, εάν η επιθυμητή θερμοκρασία ενός καταψύκτη είναι κάτω από τους  $-30^{\circ}\text{C}$ , ένα πολυβάθμιο σύστημα είναι αναγκαίο για να αποφευχθούν υψηλοί λόγοι συμπίεσης που θα παρατηρούνταν σε σύστημα μονής πίεσης. Κάποια μειονεκτήματα των υψηλών λόγων συμπίεσης είναι τα παρακάτω:

- μείωση στην απόδοση του συμπιεστή,
- αύξηση της θερμοκρασίας του ψυκτικού ατμού από το συμπιεστή και
- αύξηση στην κατανάλωση ενέργειας ανά μονάδα ψυκτικής ικανότητας.

Στο Σχήμα 2.5 (3) απεικονίζεται ένα σχηματικό διάγραμμα μιας διβάθμιας μονάδας ψύξης με συμπίεση ατμού, η οποία μπορεί να παρέχει θερμοκρασίες κάτω των  $-30^{\circ}\text{C}$ , καθώς και το διάγραμμα θερμοκρασίας-ειδικής εντροπίας της. Αυτό το σύστημα χρησιμοποιεί επίσης ενδιάμεσο ψύκτη αέρος.

Αναφορικά ως παράδειγμα, σε τριβάθμια συστήματα ψύξης, η θερμοκρασία στον ατμοποιητή μπορεί να φτάσει τους  $-100^{\circ}\text{C}$ . Στη διβάθμια μονάδα που απεικονίζεται, το ψυκτικό συμπιέζεται στην πρώτη βαθμίδα και, αφού μειωθεί η θερμοκρασία του (παραμένοντας στην περιοχή του υπέρθερμου ατμού) από τον ενδιάμεσο ψύκτη,

συμπιέζεται περαιτέρω στη δεύτερη βαθμίδα. Ο ενδιάμεσος ψύκτης χρησιμοποιείται μεταξύ των δύο βαθμίδων συμπίεσης για τη μείωση του έργου συμπίεσης. Με άλλα λόγια, ένας συμπιεστής ενίσχυσης (στην πρώτη βαθμίδα) και ένας ενδιάμεσος ψύκτης αέρος-υγρού προσαρμόζονται στο μονοβάθμιο κύκλο. Ο ενδιάμεσος ψύκτης υποψύχει το ψυκτικό υγρό που παρέχεται στον ατμοποιητή ατμοποιώντας ένα μέρος του ψυκτικού μετά την πρώτη στραγγαλιστική βαθμίδα. Το ψυκτικό επιστρέφει σε ένα ενδιάμεσο σημείο της διαδικασίας συμπίεσης έτσι ώστε να βελτιωθεί η απόδοση συμπίεσης ψύχοντας το υπέρθερμο αέριο. Σε κάθε βαθμίδα χρειάζεται ένα σετ συμπιεστών, ανάλογα με την χωρητικότητα και τη θερμοκρασία, και όχι ένας μόνο. Σε μεγάλα συστήματα με πολλούς ατμοποιητές και μεγάλους λόγους (θερμοκρασιών) συμπίεσης, ο αριθμός των ενδιάμεσων ψυκτών και των βαθμίδων συμπίεσης προκαλεί αυξημένο συντελεστή λειτουργίας (COP).

## 2.2 Ψυκτικός κύκλος με ακροφύσιο

### 2.2.1 Περιγραφή και μοντελοποίηση εγχυτήρων

Μεταξύ των διαφορετικών μοντέλων, το μοντέλο που βασίζεται στη θερμοδυναμική ανάλυση (4) είναι το απλούστερο, το οποίο λύνει τις εξισώσεις σε μία διάσταση (μονοδιάστατος υπολογισμός). Σε αυτό το μοντέλο, οι ισεντροπικές σχέσεις και ορισμένες εξισώσεις δυναμικής των αερίων χρησιμοποιούνται για να βοηθήσουν τη συσχέτιση της θερμοκρασίας, της πίεσης, της ενθαλπίας και του αριθμού και/ή της ταχύτητας Mach. Ως εκ τούτου, τα περισσότερα από αυτά είναι ξεκάθαρα μοντέλα μόνιμης ροής (steady-state) και λειτουργούν σε συνθήκες σχεδιασμού.

Επιπλέον, προκειμένου να απλοποιηθεί η μοντελοποίηση, τα περισσότερα μοντέλα υποθέτουν ότι το ρευστό στην είσοδο του εγχυτήρα είναι σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού και δεν συντελείται αλλαγή φάσης εντός του εγχυτήρα. Αυτά τα μοντέλα αναπτύσσονται με βάση τη μονοφασική ροή. Ωστόσο, τα πειραματικά αποτελέσματα υποδεικνύουν ότι το ρευστό στον εγχυτήρα υφίσταται εύκολα απότομη συμπύκνωση (condensation shock). Επίσης, για κάποιες πρακτικές εφαρμογές, ο εγχυτήρας είναι δυνατόν να λειτουργήσει και ως αντλία χρησιμοποιώντας νερό υψηλής πίεσης για να παρασύρει αέριο ή ατμό υψηλής πίεσης για να παρασύρει νερό. Σε αυτές τις περιπτώσεις, η ροή στον εγχυτήρα είναι διφασική. Επομένως, στην επόμενη ενότητα, τα μοντέλα υποδιαιρέθηκαν σε μοντέλα μονοφασικής και μοντέλα διφασικής ροής.

### 2.2.1.1 Μοντέλο μονοφασικής ροής

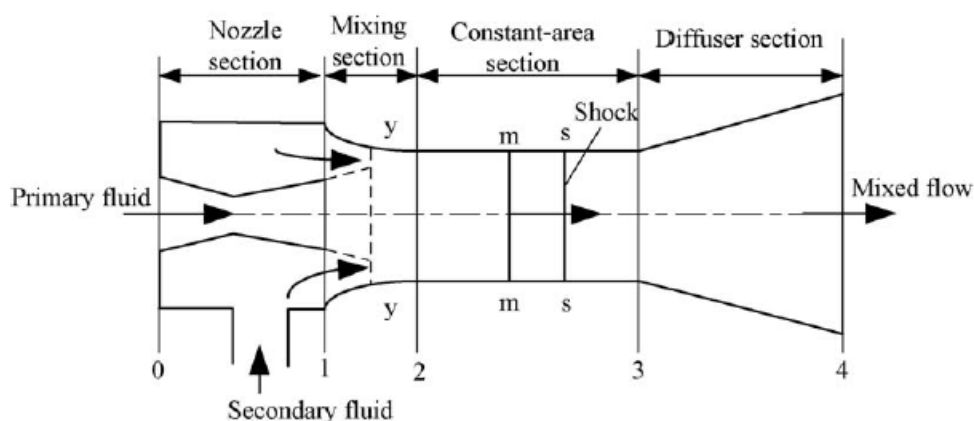
#### 2.2.1.1.1 Μοντέλο ανάμιξης σταθερής πίεσης

Από την ανακάλυψη του πρώτου συστήματος ψύξης με μεγάλη ταχύτητα έγχυσης ατμού (jet), τα πλεονεκτήματά του το έκαναν πολύ δημοφιλές. Το 1942, η θεωρητική μελέτη του εγχυτήρα προχώρησε περαιτέρω, όταν οι Keenan και Neumann (5) καθιέρωσαν μονοδιάστατες εξισώσεις συνέχειας, ορμής και ενέργειας για να προβλέψουν την απόδοση του εγχυτήρα. Ωστόσο, η δυσκολία στην εύρεση μιας αναλυτικής λύσης για την εξίσωση διατήρησης της ορμής (Εξ. (2.13)) κατά την ανάμειξη, έκανε απαραίτητη τη χρήση στο μοντέλο ενός πειραματικού συντελεστή.

$$\Sigma F = \phi AdP = m_p(1 + \omega)u_m - m_p u_{2p} - m_s u_{2s} \quad (2.13)$$

Επομένως, οι Keenan et al. (6), εισήγαγαν δύο εφικτές θεωρητικές μεθόδους για την επίλυση του προβλήματος, το μοντέλο ανάμιξης σταθερής πίεσης και το μοντέλο ανάμιξης σταθερού εμβαδού διατομής. Το πρώτο θεωρεί ότι δεν υπάρχει διαφορά πίεσης ( $dP = 0$ ) κατά την ανάμειξη ενώ το δεύτερο θεωρεί ότι δεν υπάρχει διαφορά στο εμβαδόν διατομής ( $dA = 0$ ). Η εργασία τους θέτει τα θεμέλια για τη μονοδιάστατη θεωρία σχεδιασμού εγχυτήρων και κατέληξαν ότι το μοντέλο εγχυτήρα ανάμιξης υπό σταθερή πίεση έχει καλύτερη απόδοση από το μοντέλο εγχυτήρα ανάμιξης υπό σταθερό εμβαδόν διατομής. Επομένως, τα περισσότερα από τα μαθηματικά μοντέλα που ακολούθησαν βασίζονται στον εγχυτήρα ανάμιξης σταθερής πίεσης. Ωστόσο, το αρχικό μοντέλο των Keenan et al. δεν μπορούσε να δώσει λεπτομερείς πληροφορίες για τα φαινόμενα στραγγαλισμού που συμβαίνουν συχνά στον εγχυτήρα υπερηχητικής ταχύτητας (supersonic ejector) όταν η back pressure είναι χαμηλή.

Οι Munday και Bagster (7) ανέπτυξαν περαιτέρω το μοντέλο ανάμιξης σταθερής πίεσης υποθέτοντας ότι το πρωτεύον ρευστό ρέει χωρίς να αναμιγνύεται με το δευτερεύον ρευστό αμέσως μετά την έξοδο του ακροφυσίου. Υπέθεσαν ότι και τα δύο ρευστά αναμιγνύονται κάπου κατάντι της εξόδου του ακροφυσίου (**Σχήμα 2.6**, τμήμα γ-γ) στον θάλαμο αναρρόφησης, όπου σχηματίζεται ένας «υποθετικός λαιμός» για το παρασυρόμενο (entrained) ρευστό.

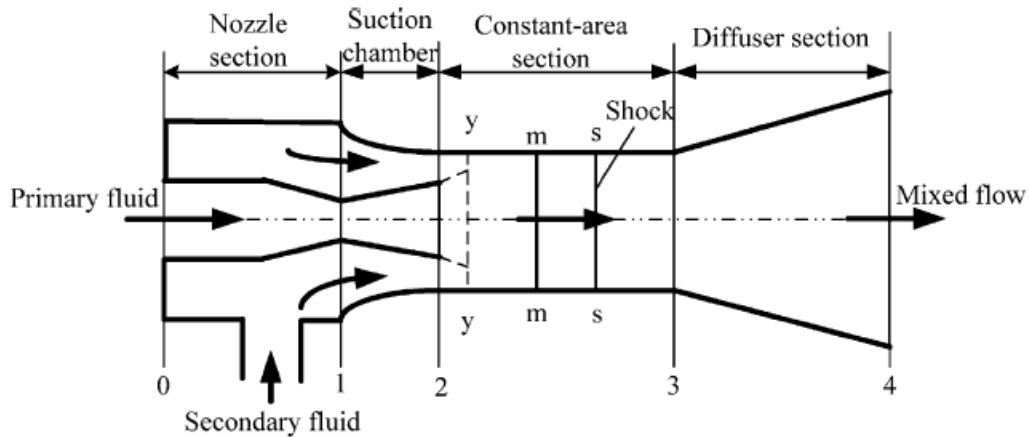


**Σχήμα 2.6:** Βασική δομή του εγχυτήρα (4)

Ωστόσο, ούτε το μοντέλο του Keenan ούτε του Munday έχει λάβει υπόψη τη μη αντιστρεπτότητα εξαιτίας των τριβών. Οι Eames et al. (8) τροποποίησαν το μοντέλο των Keenan et al. για να συμπεριληφθεί η μη αντιστρεπτότητα που σχετίζεται με το πρωτεύον ακροφύσιο (primary nozzle), τον θάλαμο ανάμιξης και τον διαχύτη με βάση τη θεωρία ανάμιξης σταθερής πίεσης, αλλά χωρίς να λαμβάνει υπόψη το στραγγαλισμό της δευτερεύουσας ροής. Για απλοποίηση, έκαναν τις παρακάτω υποθέσεις:

- 1) Το εσωτερικό τοίχωμα του εγχυτήρα είναι αδιαβατικό.
- 2) Η ροή μέσα στον εγχυτήρα είναι σταθερή και ισοεντροπική.
- 3) Τόσο η κύρια όσο και η δευτερεύουσα ροή εισέρχονται στον εγχυτήρα με μηδενική ταχύτητα.
- 4) Η ταχύτητα στην έξοδο του εγχυτήρα αμελείται.
- 5) Τα δύο ρευστά αναμειγνύονται με ίση πίεση στο τμήμα ανάμιξης.
- 6) Οι απώλειες τριβών εισήχθησαν λαμβάνοντας ισοεντροπικούς βαθμούς απόδοσης στο κύριο ακροφύσιο, στο διαχύτη και στο θάλαμο ανάμιξης.
- 7) Τα δύο ρεύματα αναμίχθηκαν στην έξοδο του πρωτεύοντος ακροφυσίου.
- 8) Η ανάμιξη των δύο ρευμάτων έχει ολοκληρωθεί πριν να εμφανιστεί Κάθετο Κρουστικό Κύμα (ΚΚΚ) στο τέλος του θαλάμου ανάμιξης.
- 9) Το εργαζόμενο ρευστό θεωρείται ιδανικό αέριο.
- 10) Η ροή είναι μονοδιάστατη.

11) Η ανάμιξη λαμβάνει χώρα υπό σταθερή πίεση στην είσοδο του τμήματος σταθερής διατομής (Σχήμα 2.7).



Σχήμα 2.7: Μοντέλο εγχυτήρα των Eames et al. (8) (4)

Με βάση αυτές τις υποθέσεις, το μοντέλο γράφτηκε ως εξής:

Κύριο ακροφύσιο:

$$\text{Εξίσωση ενέργειας: } \frac{u_{p1}^2}{2} = \eta_n (h_{p,t} - h_{p1}) \quad (2.14)$$

$$M_{p1} = \sqrt{\eta_n \frac{2}{\gamma-1} \left[ \left( \frac{P_{p,t}}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]} \quad (2.15)$$

$$M_{s1} = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[ \left( \frac{P_{s,t}}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]} \quad (2.16)$$

όπου  $h_{p1}$  είναι η ειδική ενθαλπία ροής στην έξοδο του ακροφυσίου για ισεντροπική εκτόνωση.

Περιοχή ανάμιξης: Με βάση την υπόθεση (6),  $P_1 = P_m$ ,  $A_1 = A_m$  και την υπόθεση (5), η εξίσωση ορμής (2.17)

$$P_i A_i + \sum m_i u_i = P_e A_e + \sum m_e u_e \quad (2.17)$$

μεταξύ του τμήματος 1-1 και του τμήματος m-m μπορεί να απλοποιηθεί στην Εξ. (2.18)

όπου  $\eta_m$  ο βαθμός απόδοσης του θάλαμου ανάμιξης.

$$\eta_m (m_p u_{p1} + m_s u_{s1}) = (m_p + m_s) u_m \quad (2.18)$$



Χρησιμοποιώντας την Εξ. (2.19),

$$(Ορισμός της ταχύτητας του ήχου) c = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_{is}} \text{ ή για ιδανικό αέριο } c = \sqrt{\gamma R_g T} \quad (2.19)$$

Εξ. (2.18) τότε μπορεί να γραφτεί με βάση τον αριθμό Mach:

$$M_m^* = \frac{M_{p1}^* + \omega M_{s1}^* \sqrt{T_s/T_p}}{(\omega+1)(1 + \frac{\omega T_s}{T_p})} \quad (2.20)$$

όπου  $\omega$  είναι ο λόγος entrainment:  $\omega = m_s/m_p$ , και  $M^* = \sqrt{(\frac{\gamma+1}{2} M^2) / (1 + \frac{\gamma+1}{2} M^2)}$ , είναι ο λόγος της πραγματικής ταχύτητας μείγματος διαιρούμενης με την ηχητική ταχύτητα του μείγματος σε κρίσιμες συνθήκες.

Κρουστικό κύμα: Οι σχέσεις μεταξύ του αριθμού Mach και της αύξησης πίεσης ανάντι και κατάντι του κρουστικού κύματος είναι

$$M_3 = \sqrt{\left(\frac{2}{\gamma-1} + M_m^2\right) / \left(\frac{2\gamma}{\gamma-1} M_m^2 - 1\right)} \quad (2.21)$$

$$\frac{P_3}{P_m} = \frac{1 + \gamma M_m^2}{1 + \gamma M_m^2} \quad (2.22)$$

Τμήμα διαχύτη: Η αύξηση πίεσης στον διαχύτη που περιγράφεται σε αριθμό Mach συμπεριλαμβανομένου του βαθμού απόδοσης του  $\eta_d$  είναι

$$\frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{(\gamma-1)\eta_d}{2} M_3^2 + 1\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.23)$$

Χρησιμοποιώντας τις Εξ. (2.15), (2.16), (2.20–2.23), δοσμένων των θερμοκρασιών, των πιέσεων και των παροχών μάζας της κυρίας και δευτερεύουσας ροής και υποθέτοντας μια τιμή  $P_1/P_{s,t}$ , μπορεί να εξαχθεί η πίεση ατμοποίησης  $P_4$ . Οι υπολογισμοί επαναλαμβάνονται με μια νέα τιμή  $P_1/P_{s,t}$  μέχρι να επιτευχθεί η μέγιστη πίεση  $P_4$ . Στην ανάλυση ελήφθησαν οι βαθμοί απόδοσης του πρωτεύοντος ακροφυσίου, του διαχύτη και του θαλάμου ανάμιξης 0,85, 0,85 και 0,95 αντίστοιχα. Οι συγγραφείς επαλήθευσαν τα θεωρητικά αποτελέσματα με πειραματικά αποτελέσματα και διαπίστωσαν ότι ο στραγγαλισμός της δευτερεύουσας ροής στον θάλαμο ανάμιξης του εγχυτήρα παίζει σημαντικό ρόλο στην απόδοση του συστήματος. Ο μέγιστος COP μπορεί να επιτευχθεί όταν ο εγχυτήρας λειτουργεί σε κατάσταση κρίσιμης ροής.

Με βάση τη θεωρία που προτάθηκε από τους Munday και Bagster (7) και χρησιμοποιώντας το μοντέλο που αναπτύχθηκε από τους Eames et al. (8), οι Aly et al. (9) παρουσίασαν δύο μοντέλα. Το ένα αναπτύχθηκε εφαρμόζοντας τις εξισώσεις μόνιμης ροής ενέργειας, ορμής και συνέχειας στο ακροφύσιο, στο διαχύτη και στο τμήμα ανάμιξης για τον προσδιορισμό της πίεσης και της ταχύτητας σε κάθε τμήμα από το οποίο μπορεί να ληφθεί ο βαθμός απόδοσης του συστήματος. Με βάση τις παραδοχές (1–

5) που αναφέρονται στη Σελίδα 31 και λαμβάνοντας υπόψη τις απώλειες λόγω τριβών τοιχωμάτων στο ακροφύσιο και αυτές στα τμήματα ανάμειξης και διαχύτη, η μαθηματική περιγραφή του μοντέλου έχει ως εξής:

Κύριο ακροφύσιο:

$$\frac{u_{p1}^2}{2} = \eta_n (h_{p,t} - h_{p1}) \quad (2.14)$$

Τμήμα ανάμειξης: Στο τμήμα ανάμειξης χρησιμοποιήθηκαν τόσο οι εξισώσεις ορμής όσο και ισοζυγίου ενέργειας. Συγκρίνοντας με την Εξ. (2.18), ο όρος ορμής της δευτερεύουσας ροής στην αριστερή πλευρά παραλείπεται (Εξ. (2.24)) με βάση την υπόθεση (3) στη Σελίδα 31. Το ενεργειακό ισοζύγιο παρουσιάζεται στην Εξ. (2.25).

$$\eta_m m_p u_1 = (m_p + m_s) u_2 \quad (2.24)$$

$$(m_p + m_s) \left( h_2 + \frac{u_2^2}{2} \right) = m_s h_s + m_p \left( h_1 + \frac{u_1^2}{2} \right) \quad (2.25)$$

Κρουστικό κύμα: Η Εξ. (2.26) παρόμοια με την Εξ. (2.21) προέκυψε για τον υπολογισμό της ταχύτητας του μίγματος μετά το κρουστικό κύμα

$$u_3 = \sqrt{\left( \frac{2}{\gamma-1} + M_2^2 \right) / \left( \frac{2}{\gamma-1} M_2^2 + 1 \right)} \times c_3 \quad (2.26)$$

Εφαρμόζοντας το ισοζύγιο ενέργειας και την εξίσωση συνέχειας πριν και μετά το κρουστικό κύμα, η ειδική ενθαλπία και η πυκνότητα μετά το κρουστικό κύμα είναι

$$h_3 = h_2 + \frac{u_2^2}{2} - \frac{u_3^2}{2} \quad (2.27)$$

$$\rho_3 = \rho_2 \frac{u_2}{u_3} \quad (2.28)$$

Περιοχή διαχύτη: Η εξίσωση ενέργειας λαμβάνοντας υπόψη τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης για το τμήμα διαχύτη είναι

$$h_{4,is} = h_3 + \frac{u_3^2}{2\eta_d} \quad (2.29)$$

όπου  $h_{4,is}$  είναι η ειδική ενθαλπία για την ισεντροπική διεργασία. (μέχρι εδώ)

Υποθέτοντας μια ορισμένη τιμή για το λόγο entrainment και λαμβάνοντας υπόψη τη διαδικασία ισεντροπικής εκτόνωσης στο κύριο ακροφύσιο, υπολογίζονται η πίεση  $P_1$  και η ειδική ενθαλπία  $h_1$  στην έξοδο του ακροφυσίου. Στη συνέχεια, οι Εξ. (2.14), (2.24–2.29) μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την εύρεση της ειδικής ενθαλπίας εξόδου από το διαχύτη  $h_4$ . Ο υπολογισμός επαναλαμβάνεται με νέο λόγο entrainment μέχρι να γίνει σύγκλιση στην απαιτούμενη πίεση εξόδου.

Το δεύτερο μοντέλο, εκτός από τις παραδοχές του πρώτου μοντέλου θεωρεί ότι το ρευστό μέσα στον εγχυτήρα είναι ιδανικό αέριο με σταθερό λόγο ειδικής θερμότητας

τόσο για την περιοχή του υπέρθερμου ατμού όσο και για την περιοχή του υγρού ξεχωριστά. Ακολουθώντας το μοντέλο των Eames et al. για έναν εγχυτήρα ατμού-ατμού (8), υπολογίζουν τον λόγο πίεσης και τον αριθμό Mach της ροής στον εγχυτήρα για να μελετήσουν τα χαρακτηριστικά του συστήματος.

Για τη διαπίστωση της ορθότητας, τα αποτελέσματα των δύο μοντέλων συγκρίθηκαν με την εμπειρική συσχέτιση του Power (10) και βρέθηκε ότι έχουν μικρές αποκλίσεις μεταξύ τους. Στη συνέχεια και τα δύο μοντέλα χρησιμοποιήθηκαν για την ανάλυση της επίδρασης των βαθμών απόδοσης όπως αυτοί του ακροφυσίου και του διαχύτη, καθώς και των παραμέτρων σχεδιασμού στην απόδοση του εγχυτήρα. Διαπιστώθηκε ότι οι βαθμοί απόδοσης του ακροφυσίου και του διαχύτη έχουν σημαντική επίδραση στην απόδοση του συστήματος.

Προκειμένου να ληφθεί υπόψη ο στραγγαλισμός της δευτερεύουσας ροής που δεν εξέτασαν ούτε οι Eames et al. ούτε οι Aly et al., οι Huang et al. (11) παρουσίασαν ένα μοντέλο κρίσιμου τρόπου λειτουργίας (διπλού στραγγαλισμού της ροής) βασισμένο στη θεωρία των Munday και Bagster (7) υποθέτοντας ότι το κύριο ρευστό αναμείχθηκε σε κάποια διατομή (Σχήμα 2.7, τμήμα γ-γ) κατάντι της εξόδου του ακροφυσίου. Ως εκ τούτου, το μοντέλο τους είναι πιο σύνθετο, αφού, εκτός από όλες τις εξισώσεις που προέρχονται από τον Eames et al., οι σχέσεις αεροδυναμικής δίνουν (2.19, 2.30-2.33)

$$\frac{m}{A_i} = \frac{P_t \sqrt{\gamma_i}}{\sqrt{R_g T}} M_i \sqrt{\left(\frac{1}{1 + \frac{\gamma_i - 1}{2} M_i^2}\right)^{(\gamma_i + 1)/(\gamma_i - 1)}} \quad (2.30)$$

$$\frac{A_{i+1}}{A_i} = \frac{M_i}{M_{i+1}} \left(\frac{1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_{i+1}^2}{1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_i^2}\right)^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}} \quad (2.31)$$

$$\frac{P_i}{P_{i+1}} = \left(\frac{1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_{i+1}^2}{1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_i^2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (2.32)$$

$$\frac{T_t}{T_{nt}} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_{nt}^2 \quad (2.33)$$

και η εξίσωση κατάστασης Εξ. (2.34)

$$h = C_p T \text{ (για μίξη σταθερής πίεσης)} \quad (2.34)$$

χρησιμοποιήθηκαν στον υπολογισμό. Επιπλέον, χρησιμοποιήθηκε η σχέση των διατομών (Εξ. (2.35)) καθώς και το ισοζύγιο ενέργειας στο τμήμα ανάμειξης (Εξ. (2.36)).

$$A_{py} + A_{sy} = A_3 \quad (2.35)$$

$$m_p \left( C_p T_{py} + \frac{u_{py}^2}{2} \right) + m_s \left( C_p T_{sy} + \frac{u_{sy}^2}{2} \right) = (m_p + m_s) \left( C_p T_m + \frac{u_m^2}{2} \right) \quad (2.36)$$

Έντεκα διαφορετικοί εγχυτήρες δοκιμάστηκαν για τον προσδιορισμό των συντελεστών που χρησιμοποιούνται στο μοντέλο καθώς και για την επαλήθευση της θεωρητικής ανάλυσης. Στη συνέχεια πραγματοποιήθηκε παραμετρική ανάλυση απόδοσης για να προσδιοριστεί ο λόγος παγίδευσης (entrainment) και η απαιτούμενη επιφάνεια (cross-section area) του σωλήνα σταθερής διατομής. Σε αυτό το μοντέλο, δεδομένα θεωρήθηκαν τα εξής: το εμβαδό διατομής του λαιμού (ελάχιστη διατομή) και της εξόδου του κύριου ακροφυσίου, η στατική θερμοκρασία και πίεση της κύριας και δευτερεύουσας ροής και η κρίσιμη back pressure.

Πρέπει να σημειωθεί ότι τα μοντέλα που αναφέρθηκαν προηγουμένως βασίζονται στην υπόθεση ιδανικού αερίου που δεν αντικατοπτρίζει την πραγματική διαδικασία που συμβαίνει στον εγχυτήρα. Για να λύσουν αυτό το πρόβλημα, οι Ρογδάκης και Αλέξης (12) βελτίωσαν το μοντέλο που πρότειναν οι Munday και Bagster (7) χρησιμοποιώντας τις θερμοδυναμικές και μεταφορικές ιδιότητες του πραγματικού αερίου. Το μοντέλο βασίστηκε στο διάγραμμα Molier ενός εγχυτήρα αμμωνίας (**Σχήμα 2.8b**). Η διατήρηση της ορμής κατά την ανάμιξη χρησιμοποιήθηκε στο μοντέλο. Αναλυτικά οι εξισώσεις που χρησιμοποιήθηκαν είναι οι εξής:

Κύριο ακροφύσιο:

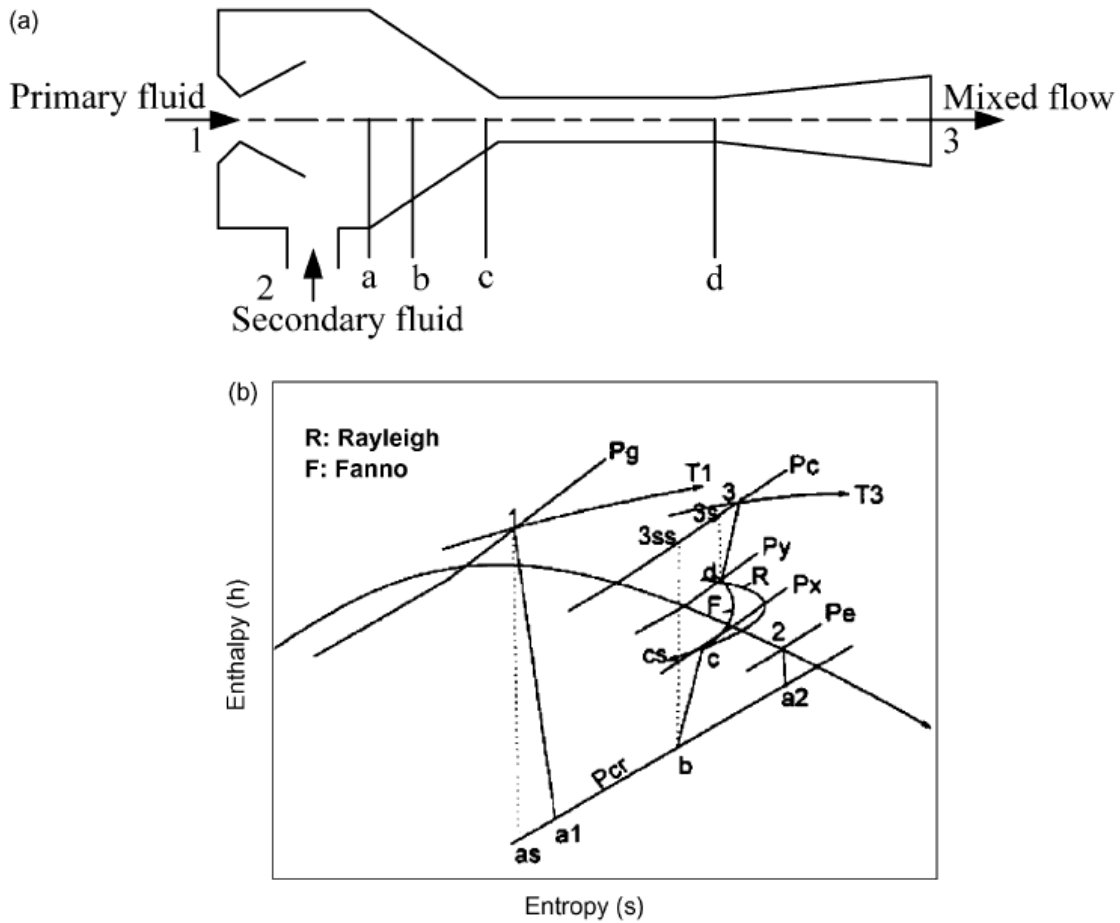
$$\text{Το ενεργειακό ισοζύγιο: } \frac{u_{a1}^2}{2} = h_1 - h_{a1} \quad (2.37)$$

$$\text{Ειδικά θερμοδυναμικά μεγέθη : } s_1 = s(T_1, P_1) = s_{as} = x_{as}s_{gas} + (1 - x_{as})s_{fas} \quad (2.38)$$

$$\text{και } h_{as} = x_{as}h_{gas} + (1 - x_{as})h_{fas} \quad (2.39)$$

$$\text{Η ισεντροπική απόδοση είναι } \eta_{1a1} = (h_1 - h_{a1}) / (h_1 - h_{as}) \quad (2.40)$$

Παρόμοιες εξισώσεις αναπτύχθηκαν για τη δευτερεύουσα ροή.



Σχήμα 2.8: Εγχυτήρας και διάγραμμα Mollier εγχυτήρα αμμωνίας (4)

Τμήμα ανάμειξης:

$$\text{Ισοζύγιο ορμής: } u_{a1} + \omega u_{a2} = (1 + \omega) u_b \quad (2.41)$$

Ομοίως, χρησιμοποιώντας το ενεργειακό ισοζύγιο και τα ειδικά θερμοδυναμικά μεγέθη της εντροπίας και ενθαλπίας (2.37) και (2.38), μπορούν να ληφθούν οι ειδικές ενθαλπίες  $h_c$ ,  $h_d$  και οι ειδικοί όγκοι  $v_c$ ,  $v_d$ .

Τμήμα διαχύτη:

$$s_d = s(T_d, P_d) \quad (2.42)$$

$$s_{3s} = s_d = s(T_{3s}, P_d) \quad (2.43)$$

$$h_{3s} = h(T_{3s}, P_d) \quad (2.44)$$

$$\eta_{d3} = (h_d - h_{3s}) / (h_d - h_3) \quad (2.45)$$

Δεδομένης της πίεσης για την κατάσταση (1–3) (**Σχήμα 2.8b**) και χρησιμοποιώντας επαναληπτικό υπολογισμό, ο μέγιστος λόγος entrainment  $\omega$  μπορεί να βρεθεί με σταθερή θερμοκρασία υπερθέρμανσης  $T_1$ .

Η απόδοση του εγχυτήρα της συμπύεσης είναι:

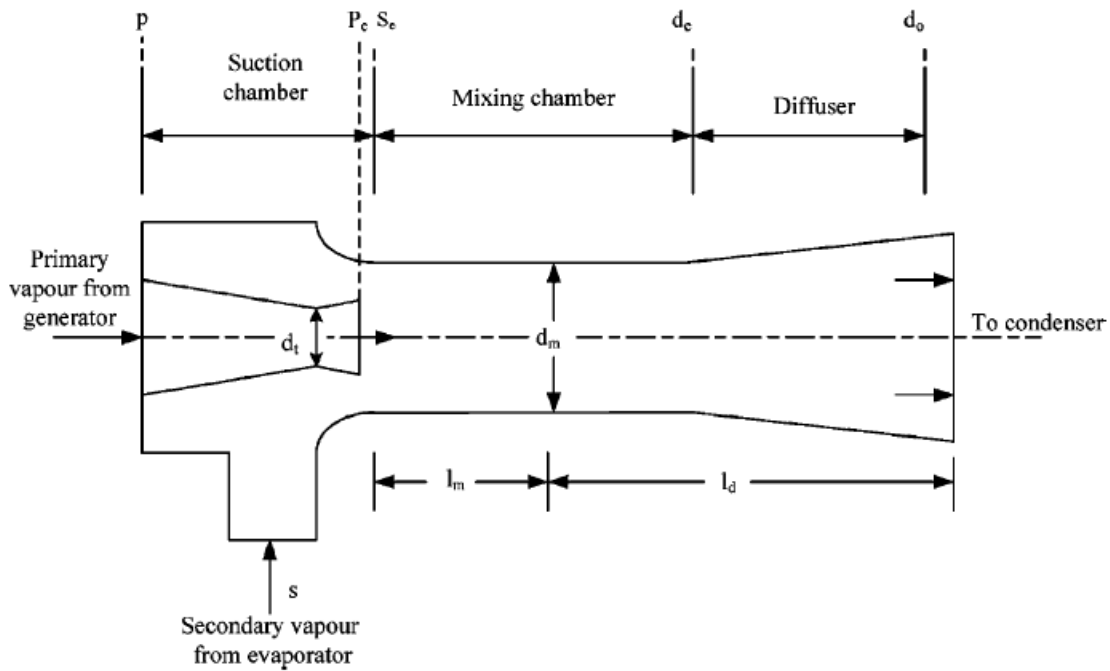
$$\eta = \frac{(m_g + m_e)(h_3 - h_2)}{[m_g(h_1 - h_{as})]} = \frac{(1 + \omega)(h_3 - h_2)}{(h_1 - h_{as})} \quad (2.46)$$

Οι δείκτες 1, 2, 3, b, c, d, a1, a2, as και 3s είναι οι θέσεις του κύκλου όπως απεικονίζονται στο **Σχήμα 2.8**.

Το μοντέλο μπορεί να χρησιμοποιηθεί για εγχυτήρα ενός ή δύο εξαρτημάτων. Χρησιμοποίησαν το μοντέλο για να αναλύσουν την απόδοση ενός συστήματος ψύξης εγχυτήρα που παρέχει κλιματισμό και διαπιστώθηκε ότι τα φαινόμενα κραδασμών στον παρασυρόμενο ατμό παίζουν σημαντικό ρόλο στην απόδοση του εγχυτήρα και στο COP του συστήματος. Επίσης, από την εργασία τους, παρατήρησαν ότι η υψηλότερη απόδοση λειτουργίας μπορεί να επιτευχθεί εάν η πίεση της γεννήτριας αυξηθεί με τη μείωση της θερμοκρασίας του συμπυκνωτή, όταν η θερμοκρασία του ατμοποιητή είναι σταθερή. Επιπλέον, έδειξαν ότι ο μέγιστος συντελεστής απόδοσης είναι μια γραμμική συνάρτηση της θερμοκρασίας της γεννήτριας, μια τετραγωνική συνάρτηση της θερμοκρασίας του συμπυκνωτή και μιας κυβική συνάρτηση της θερμοκρασίας του ατμοποιητή.

Η απώλεια τριβής σχετίζεται στενά με την ταχύτητα και η ταχύτητα ποικίλλει σε μεγάλο εύρος κατά μήκος του εγχυτήρα. Επομένως, η χρήση ενός σταθερού συντελεστή για την αναπαράσταση της απώλειας τριβών όπως στα προαναφερθέντα μοντέλα θεωρείται μια απλοποιημένη αντιμετώπιση. Επίσης, οι Aly et al. (9) διαπίστωσαν ότι οι αποδόσεις έχουν σημαντική επίδραση στην απόδοση του συστήματος. Λαμβάνοντας αυτό υπόψη, οι Selvaraju και Mani (13) ανέπτυξαν ένα μοντέλο βασισμένο στη θεωρία των Munday και Bagster (7) για την κρίσιμη ανάλυση απόδοσης του συστήματος εγχυτήρα (**Σχήμα 2.9**) εφαρμόζοντας μια έκφραση για την περιγραφή της απώλειας τριβής στο τμήμα σταθερής διατομής:

$$\frac{1}{\sqrt{f_m}} = 2.0 \log(\text{Re}_m \sqrt{f_m}) - 0.8 \quad (2.47)$$



Σχήμα 2.9: Μοντέλο εγχυτήρα των Selvaraju και Mani (13) (4)

Στη συνέχεια εξήγαγαν την ελάχιστη επιφάνεια ανά παροχή μάζας και την ταχύτητα τόσο για την κύρια όσο και για τη δευτερεύουσα ροή στην έξοδο του κύριου ακροφυσίου και στο λαιμό, αντίστοιχα.

$$\frac{A_t}{m_p} = \frac{v_p}{\sqrt{2\eta_p(h_g - h_{t})_{is}}} \quad (2.48)$$

$$u_{pe} = \sqrt{2\eta_p(h_g - h_{pe})_{is}} \quad (2.49)$$

Η ταχύτητα ανάμειξης εκφράζεται ως:

$$u_m = \frac{(m_p u_{pe} + m_s v_{me}) + (P_{se} + P_m) A_m}{m_m \left(1 + \frac{f_m l_m}{2 d_m}\right)} \quad (2.50)$$

Ο λόγος entrainment και ο χαρακτηριστικός λόγος εμβαδών για τον εγχυτήρα είναι,

$$\omega = \frac{u_{pe} - u_{d1} - \frac{1}{2} u_{d1} f_m \frac{l_m}{d_m}}{u_{d1} - u_{se} + \frac{1}{2} u_{d1} f_m \frac{l_m}{d_m}} \quad (2.51)$$

$$\frac{A_m}{A_{nt}} = (1 + \omega) \frac{u_m u_t}{u_p u_m} \quad (2.52)$$

Το μοντέλο χρησιμοποιήθηκε για την ανάλυση της επίδρασης του λόγου συμπίεσης και του λόγου πίεσης στον κρίσιμο λόγο entrainment καθώς και για την πρόβλεψη του βαθμού απόδοσης ενός κύκλου ψύξης με εγχυτήρα χρησιμοποιώντας διάφορα ψυκτικά μέσα. Διαπίστωσαν ότι ο λόγος entrainment είναι αντιστρόφως ανάλογος με τον λόγο συμπίεσης, ανάλογος με τον λόγο πίεσης και ότι το σύστημα με ψυκτικό το R134a δίνει το καλύτερο βαθμό απόδοσης.

Χρησιμοποιώντας ένα μοντέλο παρόμοιο με αυτό των Ρογδάκη και Αλέξη (12), οι Yu et al. (14) ανέπτυξαν ένα θερμοδυναμικό μοντέλο που βασίζεται σε ισεντροπική διεργασία για την εκτίμηση του λόγου παγίδευσης (entrainment) του εγχυτήρα τόσο για ένα ψυγείο όσο και για μια αντλία:

$$\omega = \sqrt{\eta_n \eta_m \eta_d \left[ \frac{h_{p,t} - h_{p1}}{h_{md,s} - h_{mm}} \right]} - 1 \quad (2.53)$$

όπου  $\eta_n$ ,  $\eta_m$  και  $\eta_d$  είναι οι βαθμοί αποδόσης του κύριου ακροφυσίου, του θαλάμου ανάμειξης και του διαχύτη. Μπορούν να ληφθούν από τις ακόλουθες εκφράσεις:

$$\eta_n = \frac{h_{p,t} - h_{p1}}{h_{p,t} - h_{p1, is}} \quad (2.54)$$

$$\eta_m = \frac{u_m^2}{u_{mp}^2} \quad (2.55)$$

$$\eta_d = \frac{h_{md,s} - h_{mm}}{h_{md} - h_{mm}} \quad (2.56)$$

Αυτό το μοντέλο χρησιμοποιήθηκε για την πρόβλεψη του συστήματος ψύξης του εγχυτήρα με μηχανική υποψύξη που χρησιμοποιεί έναν βοηθητικό εγχυτήρα υγρού-αερίου για την ενίσχυση της υποψύξης για το ψυκτικό από τον συμπυκνωτή. Διαπιστώθηκε ότι ο βαθμός απόδοσης αυτού του κύκλου βελτιώθηκε περισσότερο από το παραδοσιακό σύστημα ψύξης με εγχυτήρα και υπάρχει βέλτιστος βαθμός μηχανικής υποψύξης για διαφορετικές συνθήκες ψυκτικού μέσου και λειτουργίας.

Προκειμένου να λάβουν πιο λεπτομερείς πληροφορίες σχετικά με τον εγχυτήρα, οι Ouzzane και Aidoun (15) ανέπτυξαν μαθηματικά μοντέλα και αλγόριθμους με σκοπό το βέλτιστο σχεδιασμό εγχυτήρων για συστήματα ψύξης. Το μοντέλο τους βασίζεται στη θεωρία των Munday και Bagster (7) και στην ισεντροπική ροή στα ακροφύσια και στο διαχύτη. Ο όγκος ελέγχου κατά μήκος του άξονα του εγχυτήρα φαίνεται στο **Σχήμα 2.10**. Οι εξισώσεις διατήρησης στον όγκο ελέγχου είναι:



Διατήρηση ενέργειας:  $h_i + \frac{1}{2}u_i^2 = h_{i-1} + \frac{1}{2}u_{i-1}^2$  (2.57)

Διατήρηση μάζας (εξίσωση συνέχειας) :  $\rho_i u_i A_i = \rho_{i-1} u_{i-1} A_{i-1}$  (2.58)

Ισεντροπική κατάσταση:  $s_i = s_{i-1}$  (2.59)

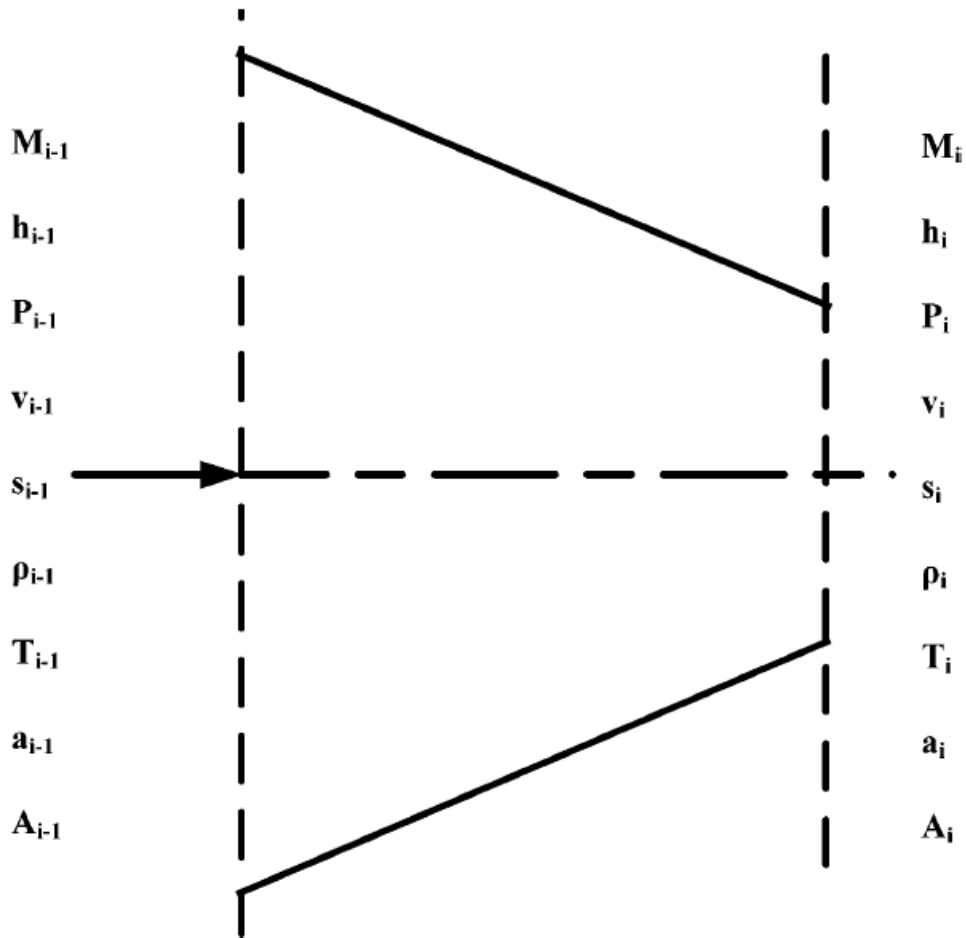
Διατήρηση ορμής:  $\rho_i u_i^2 + P_i = \rho_{i-1} u_{i-1}^2 + P_{i-1}$  (2.60)

Το μέγεθος που εκτιμάται και επαναυπολογίζεται μέχρι σύγκλισης είναι ο αριθμός Mach, έτσι ώστε

$M_i = M_{i-1} + \Delta M$  (2.61)

Η τιμή ειδικής ενθαλπίας που λαμβάνεται από την εξ. (2.57) διορθώνεται ως:

$h_i = h_{i-1} + \eta(h_{i,js} - h_{i-1})$  (2.62)



Σχήμα 2.10: Όγκος ελέγχου του μοντέλου των Ouzzane και Aidoun (15) (4)

Τα μοντέλα αναπτύχθηκαν με σκοπό τη βέλτιστη απόδοση σε κανονική αλλά και εκτός σχεδιασμού λειτουργία. Το μοντέλο μπορεί επίσης να χρησιμοποιηθεί για να εξηγήσει τα γενικά χαρακτηριστικά και τις λεπτομερείς εξελίξεις όλων των σχετικών παραμέτρων. Επιπλέον, μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τη μελέτη της επίδρασης ανεξάρτητων παραμέτρων στη γενική λειτουργία του εγχυτήρα. Το μοντέλο αναπτύχθηκε για την ανάλυση των επιδράσεων διαφόρων γεωμετρικών διαμορφώσεων στη λειτουργία του εγχυτήρα κάτω από διαφορετικές συνθήκες και έδειξε ότι η αύξηση της διαμέτρου του εγχυτήρα βελτίωσε τη χωρητικότητα (capacities) και τους λόγους entrainment (παγίδευσης), αλλά οι πιέσεις εξόδου μειώθηκαν ανάλογα. Το μήκος του ακροφυσίου επηρεάζει όχι μόνο το συνολικό μέγεθος του εγχυτήρα αλλά και τη χωρητικότητα και τη διαδικασία ανάμιξης των ρευστών. Το μήκος του θαλάμου ανάμειξης ήταν ιδιαίτερα σημαντικό για τον έλεγχο της έντασης του κρουστικού κύματος. Λιγότερες αναντιστρεπτότητες και περιορισμένη υπερθέρμανση παρουσιάστηκε στον εγχυτήρα όταν το μήκος του ακροφυσίου ρυθμίστηκε για να φέρει την υπερηχητική ροή ανάμιξης σε συνθήκες σχεδόν ηχητικές για μέγιστη πίεση εξόδου. Συμπερασματικά, μέγιστη ισεντροπική συμπίεση επιτεύχθηκε στο υπερηχητικό σύγκλιον τμήμα, μειώνοντας σημαντικά τη συμβολή του κρουστικού κύματος, έτσι ώστε όταν συνδυάζεται με αύξηση της πίεσης στον διαχύτη, η πίεση στην έξοδο του εγχυτήρα να είναι παντού (globally) υψηλότερη.

#### **2.2.1.1.2 Μοντέλο ανάμειξης σταθερής περιοχής**

Οι Keenan et al μελέτησαν εγχυτήρες με σταθερή διατομή ανάμειξης όταν εξέταζαν το μοντέλο ανάμειξης υπό σταθερή πίεση και βρήκαν ότι το μοντέλο με σταθερή διατομή ανάμειξης είναι πιο κοντά με τα πειραματικά αποτελέσματα σε σχέση με το μοντέλο ανάμειξης υπό σταθερή πίεση. Επίσης, το μοντέλο ανάμειξης υπό σταθερή διατομή δίνει περισσότερες πληροφορίες για τη ροή μέσα στον εγχυτήρα από αυτό της ανάμειξης υπό σταθερή πίεση. Στο μοντέλο, εκτός από το τρόπο και τη διατομή ανάμειξης, οι υποθέσεις που γίνονται για την ανάλυση της ροής εντός του εγχυτήρα είναι οι ίδιες με εκείνες που γίνονται στην περίπτωση του μονοδιάστατου μοντέλου ροής εγχυτήρα σταθερής πίεσης.

Τα μοντέλα που προτείνονται από τους Eames et al. (8) και Huang et al. (11) που αναφέρεται στην ενότητα "μοντέλο μονφασικής ροής" θεώρησε ότι η ανάμειξη σταθερής πίεσης έγινε και στο τμήμα σταθερής διατομής. Επομένως, και τα δύο μοντέλα βασίζονται τόσο σε ανάμιξη υπό σταθερή πίεση όσο και σε ανάμιξη σε σταθερή διατομή.

Οι Grazzini και Mariani (16) έβγαλαν ένα θεωρητικό μοντέλο βασισμένο στη θεωρία ανάμειξης σε σταθερή διατομή. Στο μοντέλο τους ελήφθησαν οι ακόλουθες υποθέσεις:

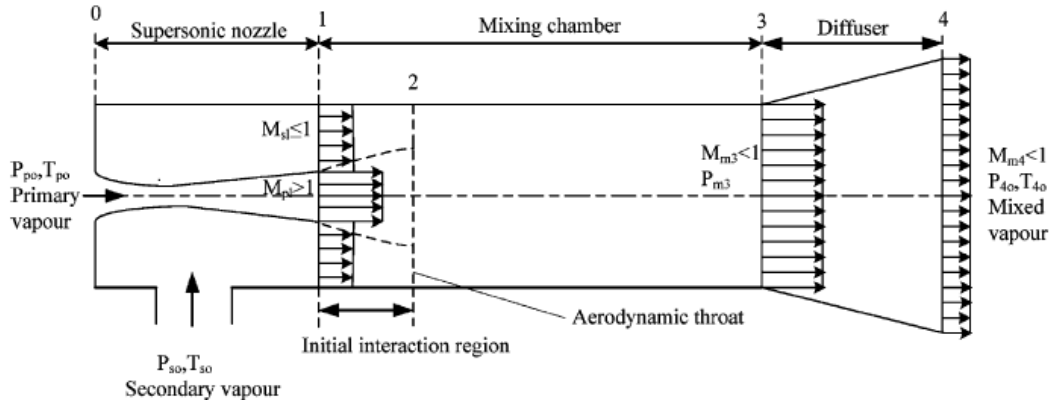
- (1) Συμπεριφορά του υπέρθερμου ατμού ως ιδανικού αερίου
- (2) Ίδια στατική πίεση για την κύρια και δευτερεύουσα ροή στην διατομή εξόδου του ακροφυσίου.
- (3) Διεργασία αδιαβατικής ανάμειξης σε σταθερή διατομή.
- (4) Ισεντροπική, μονοδιάστατη και μόνιμη ροή για το κάθε μία από τις ροές που εισέρχονται στον εγχυτήρα (κύρια και δευτερεύουσα) αλλά και για το ρεύμα ανάμειξης.
- (5) Οι απώλειες εισάγονται μέσω της ισεντροπικής απόδοσης του κυρίου ακροφυσίου και τον διαχύτη.

Χρησιμοποιώντας την Εξ. (2.15), ο λόγος των διατομών που βασίζεται στη αεροδυναμική είναι:

$$\frac{A_1}{A_m} = \sqrt{\frac{1}{M_{p1}^2} \left[ \frac{2}{\gamma+1} \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2 \right) \right]^{\gamma+1/\gamma-1}} \quad (2.63)$$

Με μια επαναληπτική μέθοδο για τον υπολογισμό των εξισώσεων διατήρησης μάζας, ορμής και ενέργειας χρησιμοποιώντας τον αριθμό Mach στο τελευταίο τμήμα της διατομής, οι τελικές τιμές των θερμοδυναμικών μεταβλητών στην έξοδο του εγχυτήρα μπορούν να υπολογιστούν χρησιμοποιώντας την Εξ. (2.30).

Αυτό το μοντέλο αναπτύχθηκε για το σχεδιασμό μιας αντλίας δυνατής ροής (jet pump) για έναν κύκλο ψύξης νερού. Προκειμένου να βελτιώσουν τη συνολική απόδοση και τη φορητότητα του συστήματος, χρησιμοποίησαν το μοντέλο για να αναλύσουν έναν εγχυτήρα δύο σταδίων πίεσης, ο οποίος έδειξε ότι παρέχει μεγαλύτερο λόγο συμπίεσης ενώ χρησιμοποιεί τον ίδιο λόγο entrainment (παγίδευσης) μιας αντλίας μονής πίεσης (single stage). Ανέλυσαν επίσης μια αντλία με τρία στάδια πίεσης και διαπίστωσαν ότι το μοντέλο ιδανικού αερίου που υιοθετήθηκε για τον υπέρθερμο ατμό αρχίζει να στερείται της φυσικής παραδοχής.



**Σχήμα 2.11:** Μοντέλο εγχυτήρα των Yarıcı και Ersoy (17) (4)

Προκειμένου να δώσουν μια πιο ακριβή πρόβλεψη της απόδοσης, οι Yarıcı και Ersoy (17) ανέπτυξαν ένα μοντέλο βασισμένο σε εγχυτήρα ανάμειξης σε σταθερή διατομή που αποτελείται από ένα κύριο ακροφύσιο, έναν θάλαμο ανάμειξης, σε κυλινδρική δομή, και έναν διαχύτη (**Σχήμα 2.11**). Η μαθηματική περιγραφή του μοντέλου έχει ως εξής:

Πρωτεύον ακροφύσιο: Χρησιμοποιώντας εξισώσεις, όπως (2.33), (2.34), (2.14), (2.54) και τη παροχή μάζας στο λαιμό (Εξ. (2.64)),

$$\sum \rho_i u_i A_i = \sum \rho_e u_e A_e \quad (2.64)$$

εξήγαγαν τις ακόλουθες εκφράσεις για να περιγράψουν το λόγο πίεσης στο κύριο ακροφύσιο (Εξ. (2.66)) καθώς και το λόγο των διατομών του (Εξ. (2.67))

$$m = \rho A u = P A M \sqrt{\frac{\gamma}{R_g T}} \quad (2.65)$$

$$\frac{P_{p1}}{P_{p0}} = \left[ 1 - \frac{1}{\eta_n} + \frac{1}{\eta_n \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2 \right)} \right]^{\gamma/\gamma-1} \quad (2.66)$$

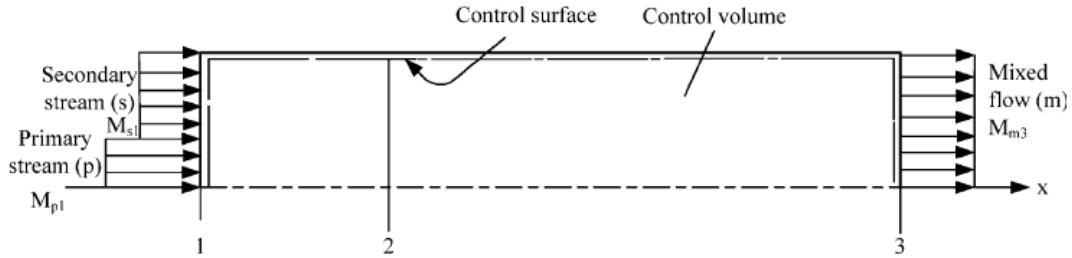
$$\frac{A_{p1}}{A_{p,nt}} = \frac{1}{M_{p1}} \left[ \frac{1 - \frac{\gamma-1}{2\eta_n + \eta_n(\gamma-1)}}{(\gamma-1)M_{p1}^2} \right]^{\gamma/\gamma-1} \left[ \frac{1 + \frac{\gamma-1}{2}}{1 + \frac{\gamma-1}{2}M_{p1}^2} \right]^{1/2} \quad (2.67)$$

Περιοχή ανάμειξης: Για λόγους σαφήνειας, ο όγκος ελέγχου που επιλέχθηκε για την ανάλυση της ροής στο θάλαμο ανάμειξης φαίνεται στο **Σχήμα 2.11**. Από την ισηντροπική μεταβολή, ο λόγος στατικής πίεσης  $P_{s1}/P_{p1}$  είναι:

$$\frac{P_{s1}}{P_{p1}} = \left( \frac{T_{s0}}{T_{p0}} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{A_{p1}}{A_{s1}} \right) \frac{f_2(\gamma, M_{p1})}{f_2(\gamma, M_{s1})} \omega \quad (2.68)$$

όπου  $f_2(\gamma, M)$  είναι η συνάρτηση της παροχής μάζας:

$$f_2(\gamma, M) = M \left[ \gamma \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.69)$$



**Σχήμα 2.12:** Όγκος ελέγχου που επιλέχθηκε για την ανάλυση της ροής στο θάλαμο μίξης  
(4)

Με βάση τις εξισώσεις συνέχειας και διατήρησης ενέργειας για τον επιλεγμένο όγκο ελέγχου που φαίνεται στο **Σχήμα 2.12**, προέκυψαν:

$$\frac{P_{m3}}{P_{p1}} = \left( \frac{T_{m0}}{T_{p0}} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{A_{p1}}{A_{m3}} \right) \frac{f_2(\gamma, M_{p1})}{f_2(\gamma, M_{m3})} (1 + \omega) \quad (2.70)$$

$$\frac{T_{m0}}{T_{p0}} = (1 + \omega \frac{T_{s0}}{T_{p0}}) / (1 + \omega) \quad (2.71)$$

$$\frac{P_{s0}}{P_{p0}} = \frac{P_{s1} f_1(\gamma, M_{p1}, \eta_n)}{P_{s0} f_3(\gamma, M_{s1})} \quad (2.72)$$

όπου

$$f_3(\gamma, M) = \frac{P_{s1}}{P_{s0}} = \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{s1}^2 \right)^{-\gamma/\gamma-1} \quad (2.73)$$

Λαμβάνοντας υπόψη ότι  $r=P/(RT)$  και  $u^2=M^2\gamma RT$ , εξήγαγαν την εξίσωση της ορμής στην κατεύθυνση  $x$  για τον όγκο ελέγχου (Εξ. (2.74)) και τον αριθμό Mach εξόδου από τη περιοχή ανάμειξης (Εξ. (2.75))

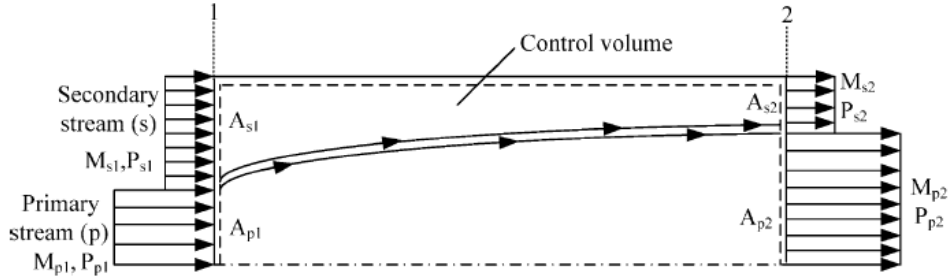
$$\frac{P_{s1}}{P_{p1}} \frac{A_{s1}}{A_{p1}} \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{s1}^2 \right) + \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2 \right) = \frac{P_{m3}}{P_{p1}} \frac{A_{m3}}{A_{p1}} \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{m3}^2 \right) \quad (2.74)$$

$$M_{m3} = \left\{ -(a^2 - 2) \pm \left[ (a^2 - 2)^2 + 2 \left( \frac{\gamma-1}{\gamma} \right) \left( a^2 - \frac{2\gamma}{\gamma-1} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{2}} [(\gamma - 1) \left( a^2 - \frac{2\gamma}{\gamma-1} \right)]^{-\frac{1}{2}} \quad (2.75)$$

όπου

$$a = \left[ f_4(\gamma, M_{p1}) + \omega f_4(\gamma, M_{s1}) \left( \frac{T_{s0}}{T_{p0}} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \left[ \left( \frac{T_{s0}}{T_{m0}} \right)^{\frac{1}{2}} (1 + \omega) \right]^{-1} \quad (2.76)$$

$$f_4(\gamma, M) = \frac{1 + \gamma M^2}{M} \left[ \gamma \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right) \right]^{-\frac{1}{2}} \quad (2.77)$$



**Σχήμα 2.13:** Όγκος ελέγχου που επιλέχθηκε για την ανάλυση ροής στη ζώνη αρχικής αλληλεπίδρασης (4)

Το **Σχήμα 2.13** δείχνει τον όγκο ελέγχου για την αρχική περιοχή αλληλεπίδρασης των δύο ροών στη περιοχή ανάμειξης. Αυτός ο όγκος ελέγχου χρησιμοποιήθηκε για την ανάλυση της ροής στην υπερηχητική περιοχή της ροής (supersonic regime). Προκειμένου να αναλυθεί η ροή σε αυτήν την περιοχή, έγιναν οι ακόλουθες επιπρόσθετες υποθέσεις:

- (1) Τα ρεύματα δεν αναμειγνύονται και είναι ισεντροπικά μεταξύ των τμημάτων 1-1 και 2-2.
- (2) Ο δευτερεύων αριθμός Mach ροής στο τμήμα 2-2 είναι ίσος με τη μονάδα ( $M_{s2}=1$ ).
- (3) Η στατική πίεση της κύριας ροής στην είσοδο είναι μεγαλύτερη από αυτή της δευτερεύουσας,  $P_{p1} > P_{s1}$

Λαμβάνοντας υπόψη ότι  $A_{p2} = A_{m3} - A_{p1}$  και  $A_{s1} = A_{m3} - A_{p1}$ , μαζί με την Εξ. (2.67), προέκυψαν

$$\frac{A_{p2}}{A_{p*}} = \frac{1 - \left( \frac{A_{p1}}{A_{m3}} \right)}{1 - \frac{A_{s1}}{A_{m3}}} \frac{1}{M_{p1}} \left( \frac{1 + \frac{\gamma - 1}{2}}{1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_{p1}^2} \right)^{\frac{1}{2}} \left[ 1 - \frac{\gamma - 1}{\eta_n(\gamma + 1)} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \left[ 1 - \frac{\eta_n - 1}{2\eta_n} (\gamma - 1) M_{p1}^2 \right]^{\frac{-\gamma}{\gamma - 1}} \quad (2.78)$$

Έτσι, το  $M_{p1}$  μπορεί να βρεθεί χρησιμοποιώντας τις παραπάνω δύο εξισώσεις.

Λαμβάνοντας υπόψη ότι  $M_{s2}=1$  και  $A_{s1} = A_{m3} - A_{p1}$ , έβγαλαν τον λόγο στατικής πίεσης των δύο ροών στη περιοχή της εισόδου:

$$\frac{P_{s1}}{P_{p1}} = \frac{\frac{P_{p2} A_{p2}}{P_{p0} A_{p*}} (1 + \gamma M_{p2}^2) - (1 + \gamma M_{p1}^2)}{\frac{P_{p1} A_{p1}}{P_{p0} A_{p*}}} \frac{1 - \left( \frac{A_{p1}}{A_{m3}} \right)}{A_{p1}/A_{m3}} \left[ (1 + \gamma M_{s1}^2) - \frac{P_{s2}}{P_{s0}} \frac{1 + \gamma}{P_{s1} A_{s1}} \right] \quad (2.79)$$

Τμήμα διαχύτη: Εφαρμόζοντας την Εξ. (5.89) για να υπολογίσουν την αναλογία πίεσης του διαχύτη, έβγαλαν την ακόλουθη έκφραση για την αναλογία πίεσης μέσω του εγχυτήρα

$$\frac{P_{40}}{P_{s0}} = \frac{P_{40}}{P_{m3}} \frac{P_{m3}}{P_{p1}} \frac{P_{p1}}{P_{p0}} \frac{P_{p0}}{P_{s0}} \quad (2.80)$$

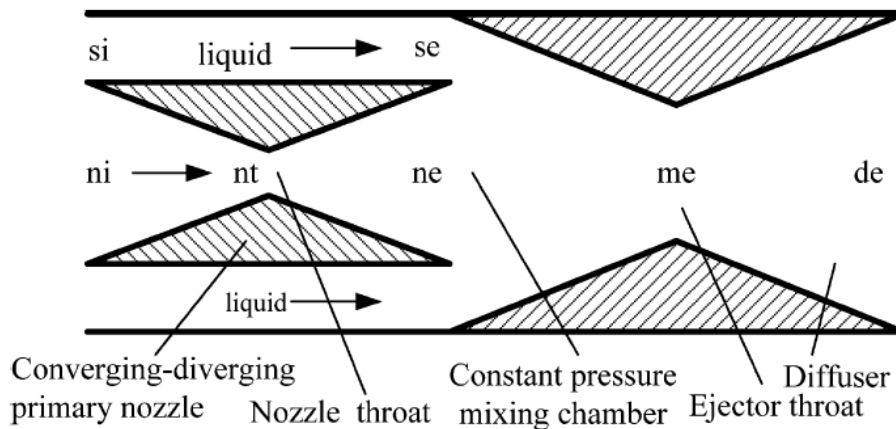
Το μοντέλο που συζητήθηκε παραπάνω αναπτύχθηκε με σκοπό τη βελτιστοποίηση του εγχυτήρα πραγματοποιώντας παραμετρική μελέτη από την οποία εξήχθησαν οι βέλτιστες καμπύλες σχεδιασμού εγχυτήρα με ανάμειξη σε σταθερή διατομή. Επίσης έγινε σύγκριση των αναλυτικών αποτελεσμάτων με αυτά του μοντέλου των Sun και Eames (18), το οποίο βασίστηκε στο μοντέλο ανάμειξης υπό σταθερή πίεση, για τις ίδιες θερμοκρασίες λειτουργίας του εγχυτήρα και βρήκαν τον βέλτιστο συντελεστή λειτουργίας (COP) καθώς και το λόγο των διατομών να είναι μεγαλύτερα.

### 2.2.1.1.3 Μοντέλο διφασικής ροής

Πρέπει να σημειωθεί ότι τα προαναφερθέντα μοντέλα βασίζονται στην υπόθεση ότι το πρωτογενές αέριο είναι υπερθερμασμένο και η ροή στον εγχυτήρα είναι συμπιεστή μονοφασική ροή και μπορεί να αναπτυχθεί ένα κανονικό κρουστικό κύμα μέσα στον διαχύτη. Ωστόσο, υπό πολλές συνθήκες εφαρμογής, το υγρό μίγμα υφίσταται εύκολα αλλαγή φάσης και μπορεί να αναπτυχθεί μια απότομη συμπύκνωση. Λόγω της συνολικής αύξησης της πίεσης στον διαχύτη καθώς και της πρόσθετης αύξησης της πίεσης που προκαλείται από το κρουστικό κύμα, το υγρό μίγμα συμπυκνώνεται εύκολα. Από την άλλη πλευρά, η δευτερεύουσα ροή θα επιταχυνθεί στην ηχητική ταχύτητα στον «υποθετικό λαιμό» που θα μειώσει την πίεση. Έτσι, η δευτερεύουσα ροή που έχει ψυχθεί ή είναι κορεσμένη θα εξατμιστεί απότομα και θα σχηματίσει είτε ένα μίγμα δύο φάσεων είτε καθαρό ατμό στην περιοχή που καταλαμβάνει το δευτερεύον ρευστό (19). Επιπλέον, όταν ο εγχυτήρας λειτουργεί ως αντλία που χρησιμοποιεί υγρό υψηλής πίεσης για να παρασύρει αέριο ή ατμούς υψηλότερης πίεσης για να παρασύρει υγρό, σε αυτές τις περιπτώσεις, η ροή είναι διφασική ροή. Λαμβάνοντας υπόψη αυτές τις περιπτώσεις, τα μοντέλα που εξετάζονται σε αυτό το μέρος είναι ικανά να προσομοιώνουν σωστά τους εκτοξευτές που περιέχουν ροή δύο φάσεων.

Οι Sherif et al. (19) ανέπτυξαν ένα ομοιογενές ισεντροπικό μοντέλο εκτόνωσης/συμπίεσης το οποίο να λαμβάνει υπόψη την αλλαγή φάσης λόγω εκτόνωσης, συμπίεσης και ανάμειξης, ενώ προσπαθούσε να δώσει μια πιο ακριβή περιγραφή της διαδικασίας ανάμειξης υπό σταθερή πίεση. Σε αυτό το μοντέλο, η κύρια ροή περιέχει ένα μίγμα δύο φάσεων και η δευτερεύουσα ροή είτε ένα υπόψυκτο είτε ένα κορεσμένο υγρό που έχει την ίδια χημική σύνθεση με το ρευστό της κύριας ροής. Επομένως, σε σύγκριση

με το μοντέλο μονοφασικής ροής, η μεγαλύτερη διαφορά στο μοντέλο έγκειται στην εισαγωγή της ξηρότητας (ποιότητα) του ρευστού στον υπολογισμό του ειδικού όγκου, της ειδικής ενθαλπίας και της ειδικής εντροπίας. Για λόγους σαφήνειας, το μοντέλο εγχυτήρα που χρησιμοποιείται από τους Sherif et al. φαίνεται στο **Σχήμα 2.14**.



**Σχήμα 2.14:** Μοντέλο εγχυτήρα των Sherif et al. (19) (4)

Κύριο ακροφύσιο: Σε αντίθεση με τα μοντέλα μονοφασικής ροής, στο μοντέλο αυτό, το κύριο ακροφύσιο χωρίζεται σε δύο μέρη, δηλαδή στο συγκλίνον και στο αποκλίνον τμήμα. Για δεδομένη πίεση εισόδου, θερμοκρασία και ποιότητα, ο ειδικός όγκος, η ειδική ενθαλπία και η ειδική εντροπία μπορούν να υπολογιστούν με τις Εξ. (2.81)–(2.83).

$$u_{ni} = u_{ni,f} + x_{ni}(u_{ni,g} - u_{ni,f}) \quad (2.81)$$

$$h_{ni} = h_{ni,f} + x_{ni}(h_{ni,g} - h_{ni,f}) \quad (2.82)$$

$$s_{ni} = s_{ni,f} + x_{ni}(s_{ni,g} - s_{ni,f}) \quad (2.83)$$

Λαμβάνοντας υπόψη την εξίσωση συνέχειας και ενέργειας στο συγκλίνον τμήμα μαζί με τους ορισμούς του αριθμού Mach και της ταχύτητας του ήχου, αλλά και την απαίτηση ισεντροπικής ροής, οι εξισώσεις κατάστασης, η ειδική ενθαλπία και η πυκνότητα υπολογίζονται:

$$\rho_{ni} A_{ni} u_{ni} = \rho_{nt} A_{nt} u_{nt} \quad (2.84)$$

$$h_{ni} + \frac{1}{2} u_{ni}^2 = h_{nt} + \frac{1}{2} u_{nt}^2 \quad (2.85)$$

$$s_{nt} = s_{ni} = s_{nt,f} + x_{nt}(s_{nt,g} - s_{nt,f}) \quad (2.86)$$



$$h_{nt} = h_{nt,f} + x_{nt}(h_{nt,g} - h_{nt,f}) \quad (2.87)$$

$$\frac{1}{\rho_{nt}} = \frac{1}{\rho_{nt,f}} + x_{nt}\left(\frac{1}{\rho_{nt,g}} - \frac{1}{\rho_{nt,f}}\right) \quad (2.88)$$

Υποθέτοντας την πίεση στο λαιμό του ακροφυσίου  $P_{nt}$  και χρησιμοποιώντας την Εξ. (2.86) μπορεί να υπολογιστεί η ποιότητα στο λαιμό  $x_{nt}$  η οποία στη συνέχεια χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της ειδικής ενθαλπίας και πυκνότητας στο ίδιο σημείο χρησιμοποιώντας τις Εξ. (2.87) και (2.88), αντίστοιχα. Οι Εξ. (2.84) και (2.85) επιλύονται ως προς τις ταχύτητες  $u_m$  και  $u_{nt}$ . Η ταχύτητα του ήχου στο λαιμό μπορεί να υπολογιστεί από την Εξ. (2.19) και να συγκριθεί με την ταχύτητα  $u_{nt}$ . Εάν οι δύο ποσότητες βρεθούν διαφορετικές σε τιμή, οι δοκιμές συνεχίζονται με άλλες τιμές της πίεσης μέχρι σύγκλισης. Στη συνέχεια, η παροχή μάζας της κύριας ροής μπορεί να υπολογιστεί από την Εξ. (2.65).

Χρησιμοποιώντας την ίδια μέθοδο, υποθέτοντας δηλαδή την πίεση στην έξοδο του ακροφυσίου, μπορούν να λυθούν οι παράμετροι κατάστασης στην έξοδο του ακροφυσίου.

Δευτερεύουσα ροή: Εάν η δευτερεύουσα ροή είναι εξ ολοκλήρου υγρή, η εξίσωση του Bernoulli μπορεί να εφαρμοστεί μεταξύ της εισόδου και της εξόδου του δευτερεύοντος σωλήνα ροής.

$$P_{so} = P_{se} + \frac{1}{2} \rho_{so} u_{se}^2 \quad (2.89)$$

Υποθέτοντας ότι η πυκνότητα του υγρού είναι σχεδόν σταθερή σε όλη τη «διαδρομή» της δευτερεύουσας ροής, δηλαδή  $\rho_{se} \approx \rho_{so}$ , η παροχή της δευτερεύουσας ροής μπορεί να υπολογιστεί χρησιμοποιώντας την Εξ. (2.65).

Για δεδομένη αναλογία entrainment (παγίδευσης) οι εξ. (2.89) και (2.65) μπορούν να επιλυθούν ώστε να υπολογιστούν η πίεση και η ταχύτητα της δευτερεύουσας ροής στην έξοδο.

Θάλαμος ανάμιξης: Με την υπόθεση της ανάμιξης υπό σταθερή πίεση, οι εξισώσεις συνέχειας, ορμής και ενέργειας στον θάλαμο ανάμιξης διατυπώνονται ως εξής:

$$m_p(1 + \omega) = \rho_{me} A_{me} u_{me} \quad (2.90)$$

$$(P_{ne} - P_{se}) A_{ne} = m_p(1 + \omega) u_{me} - m_p u_{ne} - m_p \omega u_{se} \quad (2.91)$$

$$\left(h_{ne} + \frac{1}{2} u_{ne}^2\right) + \left(h_{se} + \frac{1}{2} u_{se}^2\right) \omega = \left(h_{me} + \frac{1}{2} u_{me}^2\right) (1 + \omega) \quad (2.92)$$

Ομοίως, οι παράμετροι κατάστασης στην έξοδο του θαλάμου ανάμιξης μπορούν να ληφθούν χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις κατάστασης παρόμοια με τις Εξ.

(2.86–2.88) καθώς και τις εξισώσεις που ορίζουν τον αριθμό Mach και την ταχύτητα του ήχου.

Τμήμα διαχύτη: Οι συνθήκες στην έξοδο του θαλάμου ανάμειξης θεωρήθηκαν ίδιες με εκείνες στην είσοδο του διαχύτη. Επίσης έγινε και η υπόθεση εμφάνισης κρουστικό κύμα. Με αυτές τις παραδοχές τα ισοζύγια μάζας ορμής και ενέργειας στο διαχύτη διατυπώνονται ως εξής:

$$\rho_{me}u_{me} = \rho_{ss}u_{ss} \quad (2.93)$$

$$P_{me} + \rho_{me}u_{me}^2 = P_{ss} + \rho_{ss}u_{ss}^2 \quad (2.94)$$

$$h_{me} + \frac{1}{2}u_{me}^2 = h_{ss} + \frac{1}{2}u_{ss}^2 \quad (2.95)$$

$$\rho = \rho(P, h) \quad (2.96)$$

Ομοίως, υποθέτοντας την πίεση, οι παράμετροι κατάστασης μπορούν να υπολογιστούν χρησιμοποιώντας τις παραπάνω εξισώσεις.

Για δεδομένο λόγο entrainment και καταστάσεις ρευστού στην είσοδο, το μοντέλο αυτό μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τον προσδιορισμό της κατανομής των θερμοδυναμικών καταστάσεων καθώς επίσης και για την εύρεση της διατομής εξόδου της περιοχής ανάμειξης. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι η διακύμανση του λόγου συμπίεσης με τον λόγο entrainment ακολουθεί μια μονοτονικά φθίνουσα τάση. Όσο πιο δυναμική (energetic) είναι η κύρια ροή τόσο περισσότερο κατάλληλη θεωρείται για τη μελέτη υψηλών λόγων συμπίεσης παρά για τη μελέτη υψηλών λόγων entrainment (παγίδευσης). Οι Cizungu et al. (20) ανέπτυξαν ένα θερμοδυναμικό μοντέλο δύο φάσεων για τον υπολογισμό του λόγου entrainment που δίνεται από την Εξ. (2.97).

$$\omega = \frac{\sqrt{\frac{\Delta h_{exp}}{\Delta h_{com}} \eta_n \eta_d - (1 + \frac{f_m l_m}{2 \xi_m d_m})}}{(1 + \frac{f_m l_m}{2 \xi_m d_m}) - \sqrt{\frac{\Delta h_{exs}}{\Delta h_{com}} \eta_s \eta_d}} \quad (2.97)$$

όπου το  $f_m$  αντιπροσωπεύει το συντελεστή τριβής και το  $\xi_m$  είναι ο συντελεστής απώλειας ορμής. Οι διαφορές ενθαλπίας δίνονται από τις σχέσεις  $\Delta h_{exp} = h_{p0} - h_{p1, is}$  και  $\Delta h_{exs} = h_{s, t} - h_{s1, is}$ . Οι συγγραφείς απλοποίησαν τις εξισώσεις που αναφέρονται παραπάνω για γρηγορότερους υπολογισμούς:

$$\omega = \sqrt{\frac{\Delta h_{exp}}{\Delta h_{com}}} \gamma - 1 \quad (2.98)$$

όπου το  $\gamma = h_{exp}/h_{com}$  αντιπροσωπεύει το βαθμό ποιότητας του συμπιεστή και κυμαίνεται μεταξύ 0,689 και 0,81.

Αυτό το μοντέλο μπορεί να χρησιμοποιηθεί τόσο για εγχυτήρες μονοφασικής ροής όσο και για εγχυτήρες διφασικής ροής με ένα ή δύο συστατικό ως εργαζόμενο μέσο. Για δεδομένες οριακές συνθήκες μπορεί να υπολογιστεί η βέλτιστη γεωμετρία του εγχυτήρα. Για δεδομένη γεωμετρία του εγχυτήρα, μπορούν να προσδιοριστούν οι βέλτιστες θερμικές συνθήκες. Το μοντέλο αυτό χρησιμοποιήθηκε για να μελετηθεί η αλληλεπίδραση μεταξύ του λόγου entrainment και όλων των σχετικών παραμέτρων αλλά και για να συγκριθούν τα θεωρητικά αποτελέσματα με πειραματικά όπου βρέθηκε καλή συσχέτιση. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι οι διαστάσεις της διαμόρφωσης του εγχυτήρα έχουν κυρίαρχη επιρροή στον καθορισμό του εύρους λειτουργίας.

Ένα άλλο είδος ευρέως χρησιμοποιούμενου εγχυτήρα διφασικής ροής είναι αυτό που χρησιμοποιεί υγρό ως πρωτεύον ρευστό και αέριο ως δευτερεύον ρευστό ή αντίστροφα. Αυτό το είδος εγχυτήρα βρίσκει ευρεία εφαρμογή στη βιομηχανία, όπως σε αντλίες ατμού (steam jet pumps) που χρησιμοποιούνται σε σύγχρονους θερμοηλεκτρικούς σταθμούς για την αφαίρεση μη συμπυκνώσιμων ατμών από τον συμπυκνωτή. Οι εγχυτήρες χρησιμοποιούνται για την απομάκρυνση και άντληση αναθυμιάσεων και αερίων με σκόνη που διαφορετικά είναι δύσκολο απομακρυνθούν καθώς και σε πληθώρα άλλων εφαρμογών. Ως εκ τούτου, οι Beithou και Aybar (21) χρησιμοποίησαν ένα μονοδιάστατο όγκο ελέγχου για να αναπτύξουν ένα μαθηματικό μοντέλο για την πρόβλεψη της απόδοσης της αντλίας ατμού. Στο μοντέλο εφαρμόστηκε ισοζύγιο διατήρησης μάζας και ορμής καθώς και η εξίσωση της εντροπίας. Επειδή το ρευστό είναι ασυμπίεστο, έγινε και χρήση της εξίσωσης Bernoulli για τον υπολογισμό της παρασυρόμενης ταχύτητας (entrained velocity) του νερού στο ακροφύσιο. Όσον αφορά το τμήμα ανάμειξης, χρησιμοποιήθηκε η εξίσωση ενέργειας μόνιμης ροής για τον υπολογισμό της ταχύτητας του μείγματος με τις υποθέσεις της αδιαβατικής ανάμειξης και της μη μεταβολής της δυναμικής ενέργειας. Λαμβάνοντας υπόψη τις απώλειες πίεσης, η εξίσωση Bernoulli χρησιμοποιήθηκε στον διαχύτη για να υπολογιστούν τα προφίλ της πίεσης και ταχύτητας κατά μήκος του εγχυτήρα. Το μαθηματικό μοντέλο παρουσιάζεται ως εξής:

Ακροφύσιο ατμού:

$$\text{Διατήρηση μάζας: } \sum \rho_i A_i u_i = \sum \rho_e A_e u_e \quad (2.99)$$

$$\text{Διατήρηση ορμής: } \rho \frac{\theta u}{\theta t} + \rho u \frac{\theta u}{\theta x} + \frac{\theta P}{\theta x} = 0 \quad (2.100)$$

Οι εξισώσεις που διέπουν την υποηχητική ή υπερηχητική ισοεντροπική μόνιμη ροή δίνονται από τις σχέσεις:

$$\frac{d}{dx}(\rho u A) = 0 \quad (2.101)$$

$$u \frac{du}{dx} + \frac{1}{\rho} \frac{dP}{dx} = 0 \quad (2.102)$$

Επίσης η εξίσωση εντροπίας Εξ. (2.103) χρησιμοποιείται.

$$\frac{p}{\rho^\gamma} = \text{σταθερό} \quad (2.103)$$

Ακροφύσιο νερού:

Χρησιμοποιώντας την εξίσωση Bernoulli μεταξύ της δεξαμενής νερού και της εξόδου του ακροφυσίου νερού και την εξίσωση συνέχειας, η ταχύτητα του νερού και η παροχή του νερού μπορούν να υπολογιστούν με τις Εξ. (2.104) και (2.65):

$$u_{wc} = \sqrt{2 \left( \frac{P_T}{\rho_T} - \frac{P_C}{\rho_{wc}} \right)} \quad (2.104)$$

όπου, ο δείκτης "T" ορίζει τις ιδιότητες του νερού στη δεξαμενή νερού τροφοδοσίας και ο δείκτης "'wc" δείχνει τις ιδιότητες του νερού στην είσοδο του ακροφυσίου νερού.

Τμήμα ανάμειξης: Η εξίσωση ενέργειας μόνιμης ροής με την παραδοχή ότι δεν υπάρχει αλλαγή στην δυναμική ενέργειας είναι παρόμοια με την Εξ. (2.36).

Τμήμα διαχύτη: Εφαρμόζοντας την εξίσωση Bernoulli και λαμβάνοντας υπόψη τις απώλειες πίεσης, προέκυψαν:

$$\frac{u_d^2}{2} + \frac{P_d}{\rho_d} = \frac{u_e^2}{2} + \frac{P_e}{\rho_e} + h_L \quad (2.105)$$

όπου  $h_L$  είναι το ύψος απωλειών πίεσης μετρημένες σε mSY και δίνονται από τη σχέση

$$h_L = \frac{u_d^2}{2} \left[ 1 - 2 \left( \frac{A_d}{A_e} \right) \right] - \eta_p \quad (2.106)$$

όπου  $\eta_p$  είναι ο συντελεστής ανάκτησης πίεσης.

Στο ακροφύσιο ατμού, η επαναληπτική επίλυση γίνεται με πεπερασμένες διαφορές με υπο-χαλάρωση (under-relaxation) που χρησιμοποιείται για την προσέγγιση των παραγώγων στο ακροφύσιο ατμού που διέπουν τις εξισώσεις και εκφράζονται ως σημεία του πλέγματος.

Η αρχική συνθήκη είναι οι παράμετροι κατάστασης και η γεωμετρική παράμετρος του τμήματος εισόδου του υποηχητικού τμήματος του ακροφυσίου ατμού. Το σχήμα του ακροφυσίου είναι τέτοιο ώστε η διακύμανση της διατομής με την απόσταση κατά μήκος του ακροφυσίου να δίνεται από μια συνάρτηση δευτέρου βαθμού. Στο υποηχητικό τμήμα του ακροφυσίου, η επίδραση των μεταβολών της πυκνότητας είναι

αμελητέα. Υποθέτοντας  $\rho_i = \rho_1$  δίνει την αρχικοποίηση της πυκνότητας σε κάθε σημείο του πλέγματος και στη συνέχεια υπολογίζεται η ταχύτητα και η πίεση σε κάθε σημείο του πλέγματος για την πρώτη επανάληψη με το παρακάτω «σχήμα»,

$$u_i = \frac{\rho_1 u_1 A_1}{\rho_i A_i} \quad (2.107)$$

$$P_i = P_{i-1} - \rho_i u_i (u_i - u_{i-1}) \quad (2.108)$$

$$\rho_i^{n+1} = \rho_i^n + r[\rho_1 (\frac{P_i}{P_1})^{1/\gamma} - \rho_i^n] \quad (2.109)$$

όπου ο δείκτης 1 δείχνει την αρχική συνθήκη, και ο δείκτης n την πυκνότητα σε προηγούμενη επανάληψη, r είναι ο λόγος υπο-χαλάρωσης ο οποίος πρέπει να είναι μικρότερος του 1.

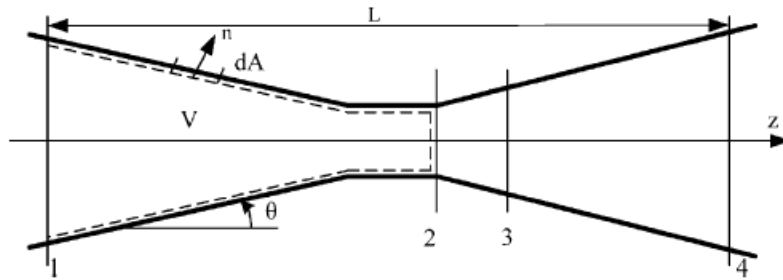
$$P_i = P_1 (\frac{\rho_i}{\rho_1})^\gamma \quad (2.110)$$

$$u_i = u_{i-1} - (\frac{P_i - P_{i-1}}{\rho_i u_i}) \quad (2.111)$$

$$\rho_i^{n+1} = \rho_i^n + r(\frac{\rho_1 u_1 A_1}{u_i A_i} - \rho_i^n)$$

Στόχος του μοντέλου είναι να υπολογίσει την πίεση, τη πυκνότητα και την ταχύτητα κατά μήκος του εγχυτήρα. Ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας από τον ατμό στο νερό λήφθηκε χρησιμοποιώντας τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας άμεσης επαφής (direct-contact heat transfer rate) ως συνάρτηση του μήκους μιας κωνικής δέσμης (jet) ατμού. Το προφίλ συμπύκνωσης, το ποσοστό μη συμπυκνωμένου ατμού στον όγκο σε σχέση με το αδιάστατο μήκος του τμήματος ανάμειξης εξήχθη από το προφίλ του ρυθμού μεταφοράς θερμότητας. Έγινε σύγκριση του υπολογιζόμενου προφίλ πίεσης του μοντέλου αυτού με το πειραματικό προφίλ πίεσης των Cattadori et al. (22) και βρήκαν καλή συσχέτιση μεταξύ τους στο ακροφύσιο ανάμειξης και στο διαχύτη αλλά κάποιες διαφορές στο ακρούσιο ατμού..

Το προαναφερθέν μοντέλο μοντελοποιεί τη ροή στον εγχυτήρα σε κάθε σημείο και λαμβάνοντας υπόψη σημαντικά φαινόμενα όπως η συμπύκνωση σταγονιδίων, η μεταφορά θερμότητας και ορμής, η διάχυση εξαιτίας του ιξώδους στο τοίχωμα (viscous dissipation), η μη αδιαβατική ροή. Ένα τέτοιο μοντέλο είναι πιο ρεαλιστικό, αλλά χρειάζεται τέλεια γνώση των φαινομένων που αναφέρθηκαν προηγουμένως καθώς και των αλληλεπιδράσεων τους, γεγονός που το καθιστά πολύ περίπλοκο. Οι Deberne et al. (23) αφού έλαβαν τα παραπάνω υπόψη ανέπτυξαν ένα μοντέλο (Σχήμα 2.15) για την απόδοση εγχυτήρων ατμού με παραμέτρους το λόγο όγκου της αερίου προς το συνολικό όγκο (void fraction), το λόγο διατομών συστολής καθώς και του ρυθμού συμπύκνωσης στο ισοζύγιο διατήρησης της μάζας, της ορμής και ενέργειας με την υπόθεση της μονοδιάστατης μόνιμης ροής.



**Σχήμα 2.15:** Όγκος ελέγχου για το μοντέλο του θαλάμου μίξης (4)

Ορίζοντας τις ακόλουθες παραμέτρους:

$$\text{Void fraction: } \varepsilon_1 = \frac{1}{(\omega \frac{\rho_{1s} u_{1s}}{\rho_{1l} u_{1l}} + 1)} \quad (2.113)$$

$$\text{Λόγος διατομών συστολής: } \Omega = \frac{A_2}{A_{1s} + A_{1l}} \quad (2.114)$$

$$\text{Ρυθμός συμπύκνωσης: } R = \left( \frac{x_1 L_v}{C_{pl} \Delta T \omega} \right) P_1 \quad (2.115)$$

Οι εξισώσεις διατήρησης που εφαρμόζονται στον όγκο ελέγχου είναι:

$$\text{Μάζα: } \rho_2 u_2 = (1 + \omega) \frac{1}{\Omega} \varepsilon_1 \rho_{1s} u_{1s} \quad (2.116)$$

$$\text{Ορμή: } (1 + \omega) u_2 + \frac{\Omega}{\varepsilon_1 \rho_{1s} u_{1s}} \left[ P_2 + \left( 1 - \frac{1}{\Omega} \right) P^* \right] = (u_{1s} + \omega u_{1s}) + \frac{P_{1s}}{\varepsilon_1 \rho_{1s} u_{1s}} \quad (2.117)$$

$$\text{Ενέργεια: } (1 + \omega) \left( h_2 + \frac{u_2^2}{2} \right) = \omega \left( h_{1l} + \frac{u_{1l}^2}{2} \right) + \left( h_{1s} + \frac{u_{1s}^2}{2} \right) \quad (2.118)$$

$$\text{Εξίσωση κατάστασης: } h_2 = h(P_2, \rho_2) \quad (2.119)$$

όπου η ισοδύναμη πίεση  $P^*$  λαμβάνεται από την εμπειρική διόρθωση που εισάγεται αριθμητικά από τα αποτελέσματα του πειράματος στο CETHIL:

$$P^* = 1,01 R^{2,572} \times P_{1s} \quad (2.120)$$

όπου, ο δείκτης του 1s αναφέρεται στην είσοδο του τμήματος ανάμειξης. Οι δείκτες 1l και 2, αναφέρονται στην είσοδο και την έξοδο του τμήματος ανάμειξης νερού,  $\Delta T = T_{sat} - T_{1l}$  ( $T_{sat}$  είναι η θερμοκρασία κορεσμού στην πίεση  $P$ ) είναι η υποψύξη του υγρού εισόδου, το  $L_v$  είναι η λανθάνουσα θερμότητα του νερού, το  $C_{pl}$  είναι η θερμοχωρητικότητα του υγρού και το  $x_1$  είναι η ποιότητα του ατμού στο τμήμα της εισόδου ανάμειξης.

Κρουστικό Κύμα:

Το κρουστικό κύμα μελετήθηκε κάτω από δύο συνθήκες: (i) πολύ υψηλό κλάσμα (void fraction), το ρευστό δεν θα συμπυκνωθεί αρκετά ώστε να φτάσει σε πλήρη συμπύκνωση κατά μήκος του κρουστικού κύματος και (ii) το κλάσμα (void fraction) είναι πολύ χαμηλό, η ταχύτητα του ρευστού θα είναι πολύ χαμηλή (χαμηλότερη από την ταχύτητα του ήχου) και δεν μπορεί να εμφανιστεί κρουστικό κύμα.

Στην πρώτη περίπτωση η ταχύτητα ήχου αντιστοιχεί στην περίπτωση όπου η απόκριση των σταγονιδίων είναι αμελητέα (τα σταγονίδια παγώνουν και δεν υπάρχει μεταφορά μάζας και ορμής) και είναι παρόμοια με την ταχύτητα του ήχου στα καθαρά αέρια:

$$c_f = \sqrt{\gamma R_g T_s} \quad (2.121)$$

Στη δεύτερη περίπτωση η ταχύτητα του ήχου, που παρουσιάζεται από τους Young και Guha (24) ονομάζεται ταχύτητα ήχου πλήρους ισορροπίας, όπου όλες οι διεργασίες βρίσκονται σε ισορροπία κατά τη διάρκεια του κρουστικού κύματος:

$$c_e = \sqrt{\frac{x\gamma R_g T_s}{\gamma \left[ 1 - \frac{R_g T_s}{L_v} \left( 2 - \frac{c T_s}{L_v} \right) \right]}} \quad (2.122)$$

όπου  $c = c_{ps} + ((1-\epsilon)/\epsilon)c_{pl}$ , στο μοντέλο Εκατέρωθεν του κάθετο κρουστικό κύμα τα μεγέθη της ροής παρουσιάζουν ασυνέχειες. Στο κρουστικό κύμα αμελώντας την επίδραση του στερεού τοιχώματος, οι διατομές των τμημάτων 2-2 και 3-3 θεωρούνται ίσες και, στη συνέχεια, οι εξισώσεις διατήρησης έχουν ως εξής:

$$\text{Μάζας: } \rho_3 u_3 = \rho_2 u_2 \text{ με } \rho_2 = \epsilon \rho_{2s} + (1 - \epsilon) \rho_{2l} \quad (2.123)$$

$$\text{Ορμής: } \rho_3 u_3^2 + P_3 = \rho_2 u_2^2 + P_2 \quad (2.124)$$

$$\text{Ενέργειας: } \rho_3 u_3 \left( h_3 + \frac{1}{2} u_3^2 \right) = \rho_2 \frac{u_2^2}{2} + u_2 [\epsilon_2 \rho_{2s} h_{2s} + (1 - \epsilon_2) \rho_{2l} h_{2l}] \quad (2.125)$$

$$\text{Εξίσωση κατάστασης: } h_3 = h(P_3, \rho_3) \quad (2.119)$$

Διαχύτης: Εισάγοντας τον όρο των απωλειών πίεσης στην εξίσωση Bernoulli, αυτή γράφεται:

$$P_4 + \frac{1}{2} \rho_3 u_4^2 = P_3 + \frac{1}{2} \rho_3 u_3^2 - \eta_d \rho_3 u_3^2 \quad (2.126)$$

Εάν οι συνθήκες εισόδου είναι γνωστές, καθώς και η γεωμετρία του εγχυτήρα ατμού, υπολογίζεται ο ρυθμός συμπύκνωσης R. Ο όρος P\* υπολογίζεται με τον ισοδύναμο λόγο πίεσης τ\* και μετά όλες οι άλλες σταθερές. Εάν δεν υπάρχει λύση για το σύστημα των Εξ. (2.121) + (2.116) + (2.122) + (2.123), ο υπολογισμός σταματάει εάν η ταχύτητα ροής u<sub>2</sub> είναι χαμηλότερη από την ταχύτητα του ήχου ανάντη του κρουστικού κύματος για να εξασφαλιστεί η υπόθεση (διφασική υπερηχητική ροή ανάντη του κύματος κρούσης και υγρό κατάντη αυτού). Οι φυσικές ποσότητες της ροής υπολογίζονται στη συνέχεια ανάντη και κατάντη του κρουστικού κύματος και η συνθήκη ελάχιστου κλάσματος επαληθεύεται

εκ των υστέρων (για να επιβεβαιωθεί η ύπαρξη κάθετο κρουστικό κύμα). Στην περίπτωση αυτή, οι ποσότητες εξόδου υπολογίζονται.

Επίσης έγιναν πειράματα για να επαληθευτούν τα αποτελέσματα του θεωρητικού μοντέλου που αναπτύχθηκε. Στη συνέχεια πραγματοποιήθηκε παραμετρική μελέτη με την εφαρμογή του μοντέλου για την πρόβλεψη της επίδρασης διαφορετικών γεωμετρικών παραμέτρων του εγχυτήρα (διάμετρος λαιμού στη διατομή ανάμιξης, θέση του σωλήνα υγρού κ.λπ.) και η επίδραση φυσικών παραμέτρων (θερμοκρασία, πίεση του ατμού, κ.λπ.) στην απόδοση του εγχυτήρα. Τα θερμοδυναμικά μοντέλα συνοψίζονται στον **Πίνακα 2.1**.

**Πίνακας 2.1:** Χαρακτηριστικά του συγκεκριμένου θερμοδυναμικού μοντέλου (4)

Ref.	Media	Gas property		Multiphase flow model	Mixing section	Mixing mechanism				B.C. <sup>d</sup>	I.C. <sup>e</sup>	Other relations
		Ideal gas	Real gas			NXP <sup>a</sup>	Section $\gamma$ - $\gamma$	CPM <sup>b</sup>	CAM <sup>c</sup>			
[9]	Steam	✓			Compressible single-phase	✓		✓	✓	$T_p, P_p, m_p, T_s, P_s, m_s$	$P_1/P_{s,t}$	Eqs. (15–21)
[10]	Steam	✓			Compressible single-phase			✓	✓	$T_p, P_p, T_s, P_s$	$\omega$	Eqs. (15), (23–28)
[12]	R141b	✓			Compressible single-phase		✓	✓	✓	$T_p, P_p, T_s, P_s, P_e, A_t$	$A_{nt}, A_1$	Eqs. (6–10), (13), (29), (30)
[13]	R717			✓	Compressible single-phase		✓	✓	✓	$T_1, T_2, T_3$		Eqs. (31–41)
[14]	R134a <sup>*</sup>		✓	✓	Compressible single-phase		✓	✓	✓	$T_p, P_p, T_s, P_s, P_e$		Eqs. (42–47)
[15]	R142b		✓	✓	Compressible single-phase		✓	✓	✓	Inlet conditions		Eqs. (48–51)
[16]	R142b		✓	✓	Compressible single-phase		✓	✓	✓	Inlet conditions	$P$	Eqs. (5), (6), (52–57)
[17]	Steam	✓			Compressible single-phase	✓		✓	✓	$T_p, P_p, T_s, P_s$		Eqs. (1)–(3), (7), (16), (58)
[18]	R123		✓	✓	Compressible single-phase	✓		✓	✓	$T_p, T_s, T_e$		Eqs. (10), (13), (15), (49), (59–75)
[20]	R134a		✓	✓	Homogeneous model			✓		$T_p, P_p, T_s, P_s$	$P_{nt}, P_{y1}$	Eqs. (6), (59), (76–91)
[21]	NH <sub>3</sub>		✓	✓	Two-phase					$T_p, T_s, T_e$		Eqs. (92), (93)
[22]	Steam–water				Condensation					Inlet conditions		Eqs. (1), (11), (30), (94–105)
[24]	Steam				Condensation			✓		Inlet conditions		Eqs. (12), (109–118)

<sup>a</sup> NXP: nozzle exit plane.

<sup>b</sup> CPM: constant-pressure mixing.

<sup>c</sup> CAM: constant-area mixing.

<sup>d</sup> B.C.: boundary conditions.

<sup>e</sup> I.C.: initial conditions.

\* Other media used are R152a, R290, R600a, R717.

## 2.2.2 Απλή διάταξη ψυκτικού κύκλου με ακροφύσιο

Οι βαλβίδες στραγγαλισμού δημιουργούν απώλειες κατά τη διαδικασία απότομης πτώσης πίεσης (στραγγαλισμού), οι οποίες οδηγούν στη μείωση του συντελεστή COP σε ένα πραγματικό κύκλο σε σχέση με τον ιδανικό. Με χρήση συσκευής παραγωγής έργου αντί της βαλβίδας στραγγαλισμού και μετατροπή της ισενθαλπικής μεταβολής σε ισεντροπική μπορούμε να τον βελτιώσουμε. Το ακροφύσιο είναι ιδανικό για αυτή τη χρήση, αφού είναι οικονομικό και μπορεί να διαχειριστεί μεγάλο εύρος πολυφασικών ροών χωρίς να υποστεί ζημιά.



Μια πίεση ανάμξης κάτω από την πίεση αναρρόφησης δίνει το μέγιστο βαθμό απόδοσης του ακροφυσίου και τον βέλτιστο συντελεστή ψυκτικής λειτουργίας (COP). Η εκτόνωση μέσω του ισεντροπικού ακροφυσίου με την ίδια διαφορά πίεσης δημιουργεί μεγαλύτερη διαφορά ενθαλπίας και, κατά συνέπεια, ταχύτητα σε ρευστά υψηλής περιεκτικότητας σε σχέση με τα χαμηλής. Στο διάγραμμα βελτίωσης COP (λόγος COP ακροφυσίου/COP κλασικού κύκλου)/θερμοκρασία μίξης, η μέγιστη τιμή για απόδοση ίση με 1.0 δείχνει τη θερμοκρασία στην οποία τα ρευστά αποκτούν ίση ταχύτητα. Ωστόσο, για ακροφύσιο με αναντιστρεπτότητες, αυτή η τιμή συνεπάγεται απώλειες στην εκτόνωση και την επανασυμπύεση των ροών.

Μετά από έρευνες διαπιστώθηκε ότι η χρήση ακροφυσίου αυξάνει σημαντικά το COP και μετατοπίζει τη διεργασία συμπίεσης στο διάγραμμα P-h παράλληλα προς τα αριστερά, με αποτέλεσμα τη μείωση του έργου ανά μονάδα μάζας στο συμπιεστή για οποιοδήποτε ψυκτικό μέσο, όμως υπάρχουν διαφορές από ψυκτικό σε ψυκτικό. Επίσης, η μείωση στη διαφορά θερμοκρασιών και στην κατάσταση των μερών του ακροφυσίου οδηγεί σε μείωση της βελτίωσης της απόδοσης. Ακόμη και αποδόσεις γύρω στο 0,7-0,8 παρατηρείται αισθητή βελτίωση στο COP του κυκλώματος με ακροφύσιο, ενώ το συγκεκριμένο κύκλωμα προσφέρει και λιγότερες διακυμάνσεις στο COP για διαφορετικά ψυκτικά μέσα. Μειώνοντας την απόδοση στο κύριο ακροφύσιο ή στο διαχύτη μειώνει τον COP πιο κοντά σε αυτόν του απλού κυκλώματος, ενώ η μείωση της απόδοσης στο δευτερεύον ακροφύσιο έχει μικρότερη επίδραση.

Η συγκεκριμένη τεχνολογία μας δίνει, λοιπόν, τη δυνατότητα χρήσης ψυκτικών μέσων που σε κανονικό κύκλωμα θα ήταν ακατάλληλα λόγω μεγάλων απωλειών στη βαλβίδα στραγγαλισμού. Ωστόσο, πρέπει να δοθεί προσοχή σε δύο βασικά προβλήματα: στην ανάγκη για έλεγχο της χωρητικότητας και της ροής υγρού στον κύκλο και στην κατανόηση και εξέλιξη μοντέλων για διφασικές ροές με πολύ γρήγορη εκτόνωση.

Η βελτίωση της απόδοσης συστημάτων για ψύξη και θέρμανση με αντλίες θερμότητας είναι ένα ανερχόμενο αντικείμενο έρευνας σήμερα, με στόχο τη μείωση της χρήσης ηλεκτρισμού και, κατά συνέπεια, της ρύπανσης του περιβάλλοντος. Η χρήση διφασικού ακροφυσίου είναι μια τέτοια λύση, με κυριότερα οφέλη την ανάκτηση του έργου εκτόνωσης, το οποίο θα χανόταν σε ένα σύστημα με βαλβίδα στραγγαλισμού καθώς και τη μείωση του έργου του συμπιεστή, με αποτέλεσμα την αύξηση του COP. Τα ακροφύσια αποτελούσαν εναλλακτική λύση για πολλές δεκαετίες, ωστόσο πρώτος ο Kornhauser τη δεκαετία του 1990 πρότεινε τη χρήση τους για βελτίωση της απόδοσης.

Τα κύρια μέρη του εγχυτήρα είναι το κύριο ακροφύσιο (με τη μεγαλύτερη παροχή), ο θάλαμος αναρρόφησης, ο θάλαμος μίξης και ο διαχύτης. Το κύριο ακροφύσιο

μπορεί να έχει συγκλίνουσα ή συγκλίνουσα-αποκλίνουσα μορφή. Τα ακροφύσια χωρίζονται, με βάση τη σχεδιάσή τους, σε ακροφύσια ανάμιξης υπό σταθερή πίεση και ανάμιξη σε σταθερή διατομή. Τα πρώτα έχουν καλύτερη απόδοση, αν και τα αυτά στα οποία η ανάμιξη γίνεται σε σταθερή διατομή είναι πιο κατανοητά στη λειτουργία τους και η απόδοσή τους προβλέπεται με μεγαλύτερη ακρίβεια. Για να έχουμε ένα ρεαλιστικό μοντέλο, πρέπει να λάβουμε υπ' όψη μας την ισεντροπική απόδοση. Επίσης, ένα μη-ομοιογενές μοντέλο διφασικού ρευστού θα ήταν μια πιο ρεαλιστική, αλλά αρκετά πολύπλοκη προσέγγιση, επομένως προτιμάται το ομογενές μοντέλο όποτε αυτό είναι εφικτό.

Για ψυκτικές εφαρμογές, οι πιο σημαντικοί παράμετροι για την απόδοση του ακροφυσίου είναι ο λόγος παγίδευσης (entrainment) και ο λόγος αύξησης της πίεσης (πίεση στην έξοδο του διαχύτη προς την πίεση στην είσοδο του δευτερεύοντος ακροφυσίου). Το επιθυμητό ακροφύσιο, λοιπόν, θα έχει όσο το δυνατόν μεγαλύτερες τιμές σε αυτά τα δύο μεγέθη. Μια ακόμα σημαντική παράμετρος είναι ο λόγος απόδοσης του ακροφυσίου, ο οποίος ισούται με το έργο που ανακτήθηκε προς το μέγιστο έργο που θα μπορούσε να ανακτηθεί. Οι κύριες διαστάσεις του ακροφυσίου είναι η διάμετρος στη θέση εισόδου, η διάμετρος του λαιμού, η διάμετρος εξόδου, η διάμετρος του θαλάμου ανάμιξης σταθερής διατομής, η διάμετρος εξόδου του διαχύτη, οι γωνίες απόκλισης και σύγκλισης του ακροφυσίου, η γωνία απόκλισης του διαχύτη και το μήκος του θαλάμου σταθερής διατομής.

Οι κυριότερες αλλαγές του συστήματος αυτού σε σύγκριση με ένα κλασικό είναι ένα ακροφύσιο διφασικής ροής και ένας διαχωριστής υγρού-ατμού. Η κύρια ροή (ατμού) περνάει από τον συμπυκνωτή και μετά εισέρχεται στο κύριο ακροφύσιο, ενώ η δευτερεύουσα (υγρού) διασχίζει τον ατμοποιητή και καταλήγει στο δευτερεύον ακροφύσιο. Από εκεί, τα δύο ρευστά μπαίνουν στο θάλαμο ανάμιξης σταθερής διατομής, περνούν από το διαχύτη και επαναλαμβάνουν την ίδια διαδικασία. Η βαλβίδα στραγγαλισμού πριν τον ατμοποιητή δημιουργεί μικρή μεταβολή στην πίεση και, επομένως, επιφέρει ανεπαίσθητες απώλειες.

Για ψυκτικό R12, το COP βελτιώνεται ως και 21% με τη χρήση ακροφυσίου, ενώ για R-134a, η βελτίωση αυτή κυμαίνονταν μεταξύ 3,9 και 7,6% σε πρώτες έρευνες και βελτιώθηκε σημαντικά σε επόμενες. Το θεωρητικό COP εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από την απόδοση του εγχυτήρα. Για τυπική χρήση κλιματισμού, η συνολική εξέργεια του συστήματος με εγχυτήρα είναι κατά 24% μικρότερη αυτής του απλού συστήματος, ενώ η απόδοση δεύτερου νόμου είναι 16% μεγαλύτερη. Δοκιμές χωρίς τη χρήση βαλβίδας στραγγαλισμού έδειξαν ότι το COP βελτιώνεται για χαμηλή θερμοκρασία πτώσης θερμότητας. Η συγκεκριμένη διάταξη γεμίζει τον ατμοποιητή με ψυκτικό, με αποτέλεσμα

υψηλότερο συντελεστή μετάδοσης θερμότητας στην ψυχρή πλευρά. Το COP αυξάνεται με αύξηση θερμοκρασίας της πηγής θερμότητας εξαιτίας της αύξησης του λόγου παγίδευσης (entrainment ratio) και μειώνεται με αύξηση της θερμοκρασία της ψυχρής δεξαμενής (heat sink).

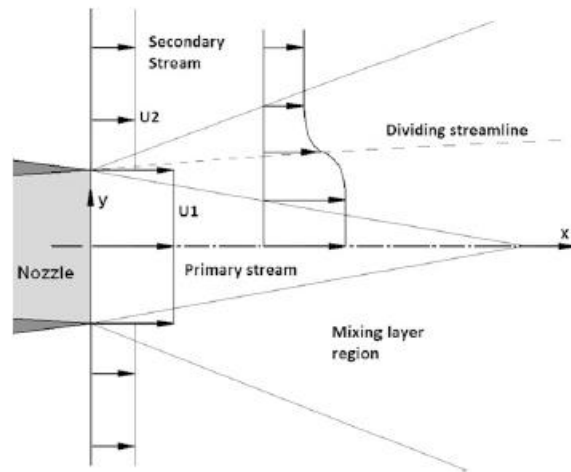
Η βελτίωση της απόδοσης, όπως και άλλες παράμετροι, εξαρτάται και από το είδος του ψυκτικού μέσου. Το R134a, για παράδειγμα, παρουσιάζει μεγαλύτερη βελτίωση με τη χρήση εγχυτήρα σε σχέση με τα R404A, R407 και R410. Το συνθετικό ψυκτικό με τη μεγαλύτερη βελτίωση είναι το R141b, ενώ το αντίστοιχο φυσικό ψυκτικό είναι το ισοβουτάνιο και αυτό με τη μικρότερη βελτίωση η αμμωνία. Όσο μεγαλύτερο είναι το μήκος του αποκλίνοντος τμήματος του κυρίου ακροφυσίου, τόσο καλύτερη είναι η απόδοσή του. Η αύξηση της διαμέτρου του λαιμού του κυρίως ακροφυσίου έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση του λόγου ανακυκλοφορίας, τη ικανότητα παραγωγής ψύξης και το COP.

Για σταθερές θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπύκνωσης, το COP του συστήματος με εγχυτήρα αυξάνεται όσο αυξάνεται ο λόγος διατομής (διατομή στην περιοχή ανάμιξης προς διατομή εξόδου του κυρίου ακροφυσίου) μέχρι να φτάσει μια τιμή, πάνω από την οποία το COP μειώνεται. Αυτή η αλλαγή οφείλεται στην αλλαγή της πίεσης αναρρόφησης του συμπιεστή. Όταν αυτή αυξάνεται, η ισχύς του συμπιεστή μειώνεται και αντίστροφα. Μετά από θεωρητικές έρευνες, βρέθηκε ότι ο βέλτιστος λόγος διατομής για συνθετικά ψυκτικά είναι γύρω στο 10. Παρ' αυτά, το μέγιστο COP μεταβάλλεται για διαφορετικές θερμοκρασίες λειτουργίας. Η αύξηση διαφοράς μεταξύ των θερμοκρασιών συμπύκνωσης και ατμοποίησης έχει ως αποτέλεσμα την πτώση του ιδανικού λόγου διατομής εγχυτήρα. Μελέτες έδειξαν επίσης ότι αυτό το φαινόμενο παρουσιάζεται ανεξαρτήτως εάν γίνεται χρήση εγχυτήρα με ανάμειξη υπό σταθερή πίεση ή με ανάμειξη σε σταθερό εμβαδό διατομής με φυσικά ψυκτικά.

### Παγίδευση (entrainment) και ανάμειξη

Όταν η κύρια και η δευτερεύουσα ροή συναντώνται μέσα στο θάλαμο ανάμειξης, δημιουργούν μια στενή περιοχή δυνατής ανάμειξης που ονομάζεται «στρώμα μίξης» (mixing layer). Το **Σχήμα 2.16** απεικονίζει ένα απλοποιημένο σχήμα της ροής στη ζώνη κατάντι από την έξοδο του ακροφυσίου, δείχνοντας μια «περιοχή στρώματος μίξης». Εκτός της περιοχής η κύρια (primary) και η δευτερεύουσα ροή ρέουν ισεντροπικά. Μέσα στο στρώμα μίξης, η μέση χρονική ταχύτητα μεταβάλλεται ομαλά από την τιμή της αδιατάρακτης κύριας ροής σε αυτή της δευτερεύουσας. Η ακτινική προέκταση της περιοχής διάτμησης μετριέται συνήθως με τον ορισμό του «πάχους στρώματος

διάτμησης» (shear layer thickness). Αυτό είναι ένα θεμελιώδες μέγεθος για την ανάλυση και πρόβλεψη της διαδικασίας ανάμειξης. Δυστυχώς υπάρχουν πολλοί τρόποι για τον προσδιορισμό του πάχους οι οποίοι δεν είναι τελείως ισοδύναμοι και οδηγούν σε δυσκολίες σύγκρισης με πειραματικά δεδομένα. Στο **Σχήμα 2.16** η ροϊκή γραμμή διαχωρισμού ροής (dividing streamline) είναι η εικονική γραμμή που χωρίζει δύο περιοχές που έχουν παροχές μάζας ίσες με αυτές της κύριας και της δευτερεύουσας ροής αντίστοιχα.)



**Σχήμα 2.16:** Στρώμα ανάμειξης εντός του εγχυτήρα. (3)

### 2.2.3 Ψυκτικός κύκλος με ακροφύσιο και λέβητα (boiler)

#### Συστήματα ψύξης με δέσμη (Jet) ατμού

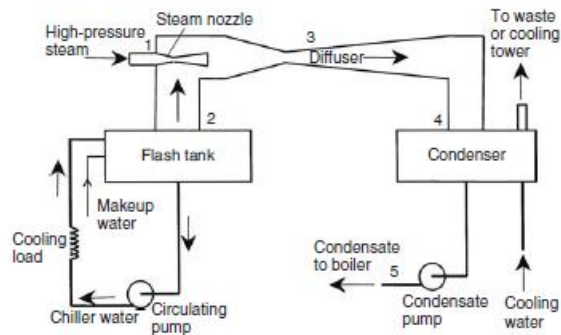
Στα συστήματα ψύξης με δέσμη ατμού μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε νερό σαν ψυκτικό αφού είναι απόλυτα ασφαλές όπως και ο αέρας. Αυτά τα συστήματα εφαρμόστηκαν επιτυχώς στα πρώτα έτη αυτού του αιώνα. Σε χαμηλές θερμοκρασίες, οι πιέσεις κορεσμού είναι χαμηλές (0,008129 bar στους 4°C). και οι ειδικοί όγκοι υψηλοί (157,3 m<sup>3</sup>/kg στην ίδια θερμοκρασία). Οι θερμοκρασίες που μπορούν να επιτευχθούν χρησιμοποιώντας το νερό ως ψυκτικό δεν είναι αρκετά χαμηλές για τις περισσότερες ψυκτικές εφαρμογές αλλά βρίσκονται στο εύρος που μπορεί να ικανοποιήσει τις ανάγκες για κλιματισμό, ψύξη ή κατάψυξη. Επίσης, αυτά τα συστήματα χρησιμοποιούνται σε κάποιες χημικές βιομηχανίες για διάφορες διαδικασίες, όπως την αφαίρεση κεριού παραφίνης από λυπαντικά έλαια. Σημειώνουμε ότι τα ψυκτικά συστήματα με δέσμη ατμού δεν χρησιμοποιούνται όταν χρειαζόμαστε θερμοκρασίες κάτω από 5°C. Τα κύρια

πλεονεκτήματα αυτού του συστήματος είναι η εκμετάλλευση ενέργειας κυρίως χαμηλής ποιότητας και σχετικά μικρού αξονικού έργου.

Τα ψυκτικά συστήματα με δέσμη ατμού χρησιμοποιούν εγχυτήρες ατμού για να μειώσουν την πίεση σε ένα δοχείο που περιέχει το νερό επιστροφής από ένα σύστημα ψύξης νερού. Ο εγχυτήρας ατμού χρησιμοποιεί την ενέργεια μιας ταχέως κινούμενης δέσμης ατμού (jet) για να παγιδεύσει τον ατμό του δοχείου άμεσης εκτόνωσης (flash) και να τον συμπιέσει. Η άμεση εκτόνωση (flashing) μιας ποσότητας νερού του δοχείου μειώνει τη θερμοκρασία του υγρού. Το **Σχήμα 2.17** παρουσιάζει μια σχηματική διάταξη ενός συστήματος ψύξης με εγχυτήρα ατμού για ψύξη νερού. Σε αυτό το σύστημα, ατμός υψηλής πίεσης εκτονώνεται καθώς περνάει από το ακροφύσιο (σημείο 1). Η εκτόνωση προκαλεί πτώση στην πίεση και μεγάλη αύξηση στην ταχύτητα. Λόγω της αυξημένης ταχύτητας, ο ατμός από το δεύτερο δοχείο εισέρχεται στον ταχέως κινούμενο ατμό και το μίγμα εισέρχεται στο διαχύτη (σημείο 3). Η ταχύτητα σταδιακά μειώνεται στο διαχύτη αλλά η πίεση του ατμού στο συμπυκνωτή (σημείο 4) αυξάνεται 5-10 φορές πάνω από αυτή στην είσοδο του διαχύτη (π.χ. από 0,01 σε 0,07 bar).

Αυτή η τιμή της πίεσης αντιστοιχεί στη θερμοκρασία συμπύκνωσης των 40°C. Αυτό σημαίνει ότι το μίγμα του ατμού υψηλής πίεσης και ο ατμός από το δοχείο άμεσης εκτόνωσης (flash tank) μπορεί να υγροποιηθεί στο συμπυκνωτή. Η λανθάνουσα θερμότητα συμπύκνωσης μεταφέρεται στο νερό του συμπυκνωτή, το οποίο είναι περίπου θερμοκρασίας 25°C. Το συμπύκνωμα (σημείο 5) αντλείται πίσω στο λέβητα, από τον οποίο μπορεί να ξανά ατμοποιηθεί σε υψηλή πίεση. Η ατμοποίηση μιας σχετικά μικρής ποσότητας νερού στο δοχείο άμεσης εκτόνωσης ή στον ψύκτη άμεσης εκτόνωσης (flash cooler) μειώνει τη θερμοκρασία του νερού. Το ψυχθέν νερό αντλείται μετά ως ο φορέας ψύξης στον εναλλάκτη θερμότητας.

Ένας εγχυτήρας για την αφαίρεση αέρος από συμπυκνωτές ατμομηχανών εφευρέθηκε από το Sir Charles Parsons γύρω στο 1901. Το 1910 ο εγχυτήρας χρησιμοποιήθηκε από το Maurice Leblanc σε σύστημα ψύξης με εγχυτήρα ατμού. Το σύστημα ήταν αρκετά δημοφιλές τη δεκαετία του 1930 για χρήση σε κλιματισμό μεγάλων κτιρίων. Αργότερα, ψυκτικοί κύκλοι με εγχυτήρα ατμού αντικαταστήθηκαν από συστήματα που χρησιμοποιούσαν μηχανικούς συμπιεστές. Από τότε, η εξέλιξη και τελειοποίηση των συστημάτων ψύξης με εγχυτήρα είχε σχεδόν παγώσει αφού οι περισσότερες προσπάθειες επικεντρώθηκαν στη βελτίωση των κύκλων με συμπύεση ατμού.



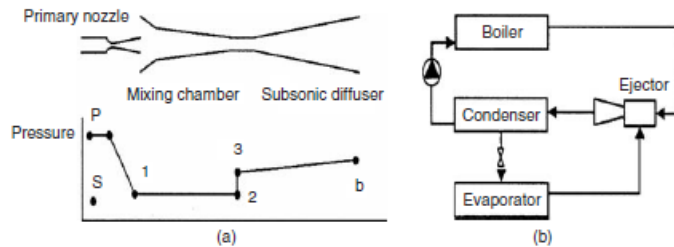
**Σχήμα 2.17:** Ένα σύστημα ψύξης με εγχυτήρα ατμού. (1)

Επίσης, ένας άλλος εγχυτήρας με κίνηση αέρα παρουσιάζεται σχηματικά στο **Σχήμα 2.18a**. Το κύριο ρευστό (P) υψηλής πίεσης εισέρχεται στο κύριο ακροφύσιο, μέσα στο οποίο εκτονώνεται για να δημιουργήσει μια περιοχή χαμηλής πίεσης στη διατομή εξόδου του (σημείο 1). Η κύρια ροή υψηλής ταχύτητας ελκύει και παρασύρει το δευτερεύον ρευστό (S) στο θάλαμο ανάμειξης (σημείο 2). Οι συνδυασμένες ροές θεωρούνται πλήρως αναμιγμένες στο τέλος του θαλάμου μίξης και η ταχύτητα ροής είναι υπερηχητική. Ένα κάθετο κρουστικό κύμα παράγεται στο λαιμό (σημείο 3) του θαλάμου ανάμειξης, δημιουργώντας φαινόμενα συμπίεσότητας, και η ταχύτητα ροής μειώνεται σε υποηχητική. Περαιτέρω συμπίεση του ρευστού επιτυγχάνεται καθώς η αναμιγμένη ροή περνά διαμέσου του υποηχητικού τμήματος διαχύτη (σημείο b).

Στο **Σχήμα 2.18b** απεικονίζεται ένα σχηματικό διάγραμμα του κύκλου ψύξης με εγχυτήρα. Μπορούμε να διακρίνουμε ότι ο λέβητας (boiler), ο εγχυτήρας και η αντλία έχουν αντικαθιστήσει το μηχανικό συμπιεστή ενός συμβατικού συστήματος ψύξης. Ψυκτικός ατμός υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας δημιουργείται στο λέβητα για να παραχθεί το κύριο ρευστό για τον εγχυτήρα. Ο εγχυτήρας αναρροφά ψυκτικό ατμό από τον ατμοποιητή ως δευτερεύον ρευστό. Αυτό προκαλεί το ρευστό να ατμοποιηθεί σε χαμηλή θερμοκρασία και να παράγει το ψυκτικό φορτίο (ψυκτική ικανότητα). Ο εγχυτήρας αποβάλλει τον ψυκτικό ατμό στο συμπυκνωτή, όπου και υγροποιείται. Το ψυκτικό υγρό που δημιουργήθηκε στο συμπυκνωτή επιστρέφει στο λέβητα μέσω της αντλίας ενώ το υπόλοιπο εκτονώνεται μέσω μιας στραγγαλιστικής βαλβίδας προς τον ατμοποιητή, κλείνοντας έτσι τον κύκλο. Εφ' όσον το έργο που απαιτείται για να κυκλοφορήσει το ρευστό είναι συνήθως λιγότερο από το 1% της θερμότητας που παρέχεται στο λέβητα, το COP μπορεί να προσδιοριστεί ως ο λόγος της ψυκτικής ισχύος στον ατμοποιητή προς τη θερμική ισχύ του λέβητα ως εξής:

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_B} \quad (2.127)$$

όπου το  $\dot{Q}_L$  είναι η ψυκτική ισχύς στον ατμοποιητή σε kW και  $\dot{Q}_B$  η θερμική ισχύς του λέβητα σε kW.

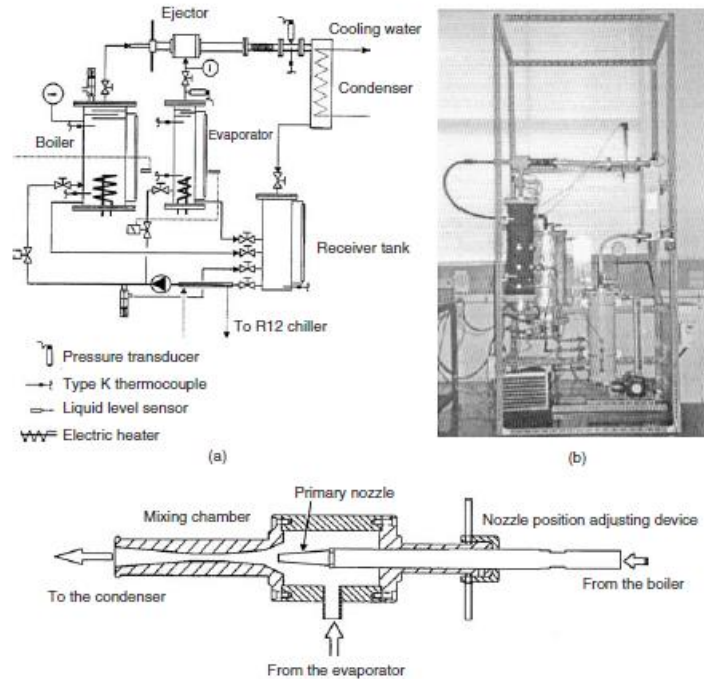


**Σχήμα 2.18:** Σχηματική απεικόνιση α) ενός εγχυτήρα jet και β) ενός απλού συστήματος ψύξης με εγχυτήρα jet. (1)

Στο παρελθόν, οι Arhornratana et al. (25) εξέλιξαν ένα σύστημα ψύξης με εγχυτήρα χρησιμοποιώντας R-11 ως ψυκτικό όπως φαίνεται στο **Σχήμα 2.19**. Όλες οι σωληνώσεις των συστημάτων κατασκευάζονται από γαλβανισμένο χάλυβα. Ο λέβητας σχεδιάστηκε έτσι ώστε να θερμαίνεται ηλεκτρικά, με δύο ηλεκτρικούς θερμαντήρες ισχύος 4kW που τοποθετούνται στο κάτω τμήμα του. Στο άνω τμήμα του συγκοιούνται τρεις διαχωριστικές πλάκες (baffle plates) στο δοχείο για να εμποδιστούν τυχόν σταγόνες υγρού να εισέλθουν στον ψυκτικό ατμό. Η σχεδίαση του ατμοποιητή είναι παρόμοια με αυτή ενός λέβητα. Ένας ηλεκτρικός θερμαντήρας ισχύος 3kW χρησιμοποιήθηκε για την προσομοίωση του ψυκτικού φορτίου. Ένας υδρόψυκτος εναλλάκτης θερμότητας πλακών πλαισίου χρησιμοποιήθηκε ως συμπυκνωτής. Το νερό ψύξης που παρεχόταν είχε θερμοκρασία 32°C. Ο λέβητας μονώθηκε με υαλοβάμβακα πάχους 40mm και αλουμινένια φύλλα. Ο ατμοποιητής μονώθηκε με αφρό νεοπρενίου πάχους 30mm. Μια αντλία διαφραγματος χρησιμοποιήθηκε για την κυκλοφορία του υγρού ψύξης από το δοχείο στο λέβητα και τον ατμοποιητή. Η αντλία παίρνει κίνηση από ένα κινητήρα μεταβαλλόμενων στροφών και ισχύος 0.25 ίππων (hp). Ένα μειονέκτημα της αντλίας διαφράγματος είναι η σπηλαίωση του υγρού ψύξης στην αναρρόφησης λόγω της πτώσης πίεσης μέσω μιας βαλβίδας ελέγχου στην εισόδο. Επομένως, ένας μικρός ψύκτης χρησιμοποιήθηκε για να υποψύξει το υγρό R-11 πριν την είσοδό του στην αντλία. Το **Σχήμα 2.19** παρουσιάζει ένα λεπτομερές σχηματικό διάγραμμα του πειραματικού εγχυτήρα. Το ακροφύσιο τοποθετήθηκε σε ένα κοχλιωτό άξονα, κάτι που επέτρεπε τη ρύθμιση της θέσης του ακροφυσίου. Ένας θάλαμος ανάμειξης με διάμετρο λαιμού 8mm χρησιμοποιήθηκε: το

τμήμα εισόδου του θαλάμου ανάμειξης αποτελείται από έναν αγωγό σταθερής διατομής ενώ το τμήμα εξόδου αποτελείται από ένα συγκλίνον αγωγό.

Τα πειράματα των Arhonoratana et al. έδειξαν ότι ένα σύστημα ψύξης με εγχυτήρα που χρησιμοποιεί R-11 μπορεί να είναι πρακτικό και να παρέχει ικανοποιητικό βαθμό απόδοσης. Μπορεί να φτάσει μέχρι θερμοκρασία ψύξης έως και  $-5^{\circ}\text{C}$ . Η ισχύς ψύξης κυμάνθηκε από 500 έως 1700 W ενώ το COP από 0,1 έως 0,25.



**Σχήμα 2.19:** a) Σχηματική απεικόνιση της πειραματικής ψυκτικής διάταξης με εγχυτήρα. b) Φωτογραφία της πειραματικής εγκατάστασης. c) Ο εγχυτήρας που χρησιμοποιείται στην πειραματική διάταξη. (25)

### Σχεδιασμός εγχυτήρων «μηδενικού» υπολογισμού (Zero-Dimensional Design)

Παραδοσιακά, τα κριτήρια σχεδιασμού του εγχυτήρα έχουν χωριστεί σε δύο κατηγορίες ανάλογα με τη θέση του ακροφυσίου (26): εάν η έξοδος του ακροφυσίου βρίσκεται εντός του κυλινδρικού τμήματος του εγχυτήρα και η ανάμειξη κύριας και δευτερεύοντας ροής συμβαίνει εκεί, τότε λέμε ότι έχουμε «εγχυτήρα ανάμειξης σε σταθερή διατομή», ενώ εάν η έξοδος του ακροφυσίου βρίσκεται σε ένα «θάλαμο αναρρόφησης» (συνήθως κωνικό) μπροστά από το κυλινδρικό κομμάτι, τότε λέμε ότι



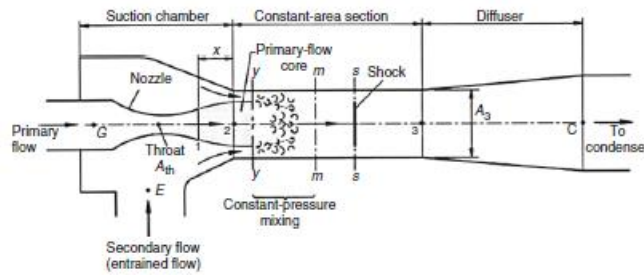
έχουμε «εγχυτήρα ανάμειξης υπό σταθερή πίεση». Αυτός ο χαρακτηρισμός επιβεβαιώνεται μέσω πειραματικών στοιχείων: εάν η διαδικασία ανάμειξης συμβεί σε ένα ικανοποιητικά μεγάλο όγκο ελέγχου, η δευτερεύουσα ροή που έρχεται σε επαφή με τα στερεά τοιχώματα του θαλάμου αναρρόφησης παραμένει σε σταθερή πίεση μέχρι την ολοκλήρωση της παγίδευσης (entrainment), δηλαδή μέχρι να αποκτήσει ηχητική ταχύτητα. Αυτή η θεώρηση παρουσιάστηκε από τους Keenan et al. (6) σε μια από τις πρώτες προσπάθειες να αναλυθεί η συμπεριφορά του εγχυτήρα. Μια βελτιωμένη μορφή αυτής της ιδέας παρουσιάστηκε από τους Munday και Bagster (7), οι οποίοι θεώρησαν ότι η εκτονοθήσα κύρια ροή και το τοίχωμα του θαλάμου αναρρόφησης δημιουργούν μια συγκλίνουσα διατομή όπου η δευτερεύουσα ροή (υποηχητική) επιταχύνεται μέχρι να φτάσει την ταχύτητα ήχου. Η ανάμειξη κάθε αυτή θα ξεκινάει από αυτό το σημείο και μετά.

Οι περισσότεροι συγγραφείς (π.χ. Huang κ.α. (11), Chunnanon και Aphornratana (27) και Besagni κ.α. (28)) συμφωνούν ότι ο σχεδιασμός εγχυτήρων στους οποίους η ανάμειξη γίνεται υπό σταθερή πίεση έχει καλύτερη απόδοση από αυτή που γίνεται σε σταθερή διατομή, η οποία σήμερα έχει πρακτικά εγκαταλειφθεί. Βέβαια, αυτός ο διαχωρισμός πρέπει να ληφθεί ως γενική αναφορά και η αλληλεπίδραση μεταξύ της κύριας και της δευτερεύουσας ροής στην έξοδο του ακροφυσίου είναι πολύ πιο περίπλοκη.

Ακόμα κι αν η έξοδος του ακροφυσίου τοποθετηθεί πολύ πριν την είσοδο του κυλινδρικού τμήματος του εγχυτήρα, η διαδικασία ανάμειξης θα συνεχιστεί κατά μήκος του κυλίνδρου τμήματος και ένα αξιοσημείωτα ανομοιόμορφο προφίλ ταχύτητας θα γίνει αισθητό ακόμη και στο κωνικό διαχύτη. Αυτό που είναι πολύ σημαντικό στη διαχείριση των υπερηχητικών εγχυτήρων είναι η ύπαρξη μιας ξεκάθαρης περιοχής όπου η ροή είναι πλήρως υπερηχητική. Εάν αυτή δεν υπάρχει, τότε ο εγχυτήρας θεωρείται ότι δουλεύει σε συνθήκες «εκτός σχεδιασμού».

### **Μοντέλο των Huang et al.**

Ακόμα κι αν το μοντέλο που παρουσιάστηκε από τους Munday και Bagster (7) και βελτιώθηκε από τους Huang κ.α. (11) έχει κάποιες μη ρεαλιστικές παραδοχές, χρησιμοποιείται ακόμη από πολλούς συγγραφείς (οι Huang κ.α. αναφέρονται ως πηγή από περίπου 400 συγγραφείς μέχρι το Μάιο του 2017) και, με προσεκτική ρύθμιση κάποιων παραμέτρων, μπορεί να δώσει αποτελέσματα που βρίσκονται κοντά με πειραματικά αποτελέσματα διαφόρων ερευνών. Τα σύμβολα για το μοντέλο και οι θέσεις αναφοράς μέσα στον εγχυτήρα φαίνονται στο **Σχήμα 2.20**.



**Σχήμα 2.20:** Σχηματική απεικόνιση του εγχυτήρα μίξης υπό σταθερή πίεση (11)

Σημειώνουμε ότι στο άρθρο των Huang κ.α. (11) το μοντέλο ορίζεται ως μονοδιάστατο. Όμως, δεδομένου ότι υπολογίζει τα χαρακτηριστικά της ροής σε έναν πεπερασμένο αριθμό περιοχών, χωρίς να ορίζει την απόσταση μεταξύ τους, προτιμούμε να ορίσουμε το μοντέλο ως «μηδενικών διαστάσεων».

Οι υποθέσεις είναι:

- ✓ Το εργαζόμενο ρευστό είναι ιδανικό αέριο με σταθερούς συντελεστές  $c_p$  και  $\gamma=c_p/c_v$ .
- ✓ Ο εγχυτήρας λειτουργεί σε μόνιμη ροή (steady state).
- ✓ Η κινητική ενέργεια στις θύρες εισόδου/εξόδου του εγχυτήρα είναι αμελητέα.
- ✓ Η ροή μοντελοποιείται ως ισεντροπική και οι αναντιστρεπτότητες λαμβάνονται υπόψη χρησιμοποιώντας συντελεστές που έχουν εξαχθεί από πειραματικά αποτελέσματα.
- ✓ Η ανάμειξη ξεκινά στην περιοχή  $\gamma-\gamma$  όταν η δευτερεύουσα ροή αποκτήσει ηχητική ταχύτητα και συνεχίζει με σταθερή πίεση μέσα στην περιοχή σταθερής διατομής μέχρι το κρουστικό κύμα που συμβαίνει στη διατομή  $s-s$ .
- ✓ Τα τοιχώματα του εγχυτήρα είναι αδιαβατικά.

Η πρώτη εξίσωση συσχετίζει την κύρια ροή μάζας  $\dot{m}_p$  με τους θερμοδυναμικούς συντελεστές του ρευστού ( $\gamma$ ,  $R$ ) και τις συνθήκες στο λέβητα ( $P_G, T_G$ ). Η ροή μάζας είναι ανάλογη του εμβαδού του λαϊμού ακροφυσίου  $A_{th}$ . Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης  $\eta_p$  είναι η πρώτη παράμετρος που πρέπει να βρεθεί πειραματικά.

$$\dot{m}_p = \frac{P_G A_{th}}{\sqrt{T_G}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \sqrt{\eta_p} \quad (2.128)$$

Υποθέτοντας ότι ο βαθμός απόδοσης του ακροφυσίου είναι κοντά στη μονάδα, οι συνθήκες στην έξοδο του ακροφυσίου (περιοχή p1) εκτιμώνται από τις κλασσικές ισεντροπικές σχέσεις αέριοδυναμικής:

$$\frac{A_{p1}}{A_{th}} \approx \frac{1}{M_{p1}} \left[ \frac{2}{\gamma+1} \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2 \right) \right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (2.129)$$

$$\frac{P_G}{P_{p1}} \approx \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.130)$$

Από την περιοχή p1, η κύρια ροή θεωρείται ότι συνεχίζει την εκτόνωσή της χωρίς ανάμειξη μέχρι να φτάσει στην περιοχή γ. Σε αυτή την περιοχή, η κύρια και η δευτερεύουσα ροή έχουν κοινή πίεση  $P_{py}=P_{sy}$  και αρχίζουν να αναμειγνύονται. Η  $P_{sy}$  μπορεί να υπολογιστεί θεωρώντας ότι στην περιοχή γ η ροή που παρασύρθηκε αποκτά ηχητική ταχύτητα, η οποία για ισεντροπική ροή δίνεται από τη σχέση,

$$\frac{P_E}{P_{sy}} \approx \left( \frac{\gamma+1}{2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.131)$$

Όταν υπολογιστεί η  $P_{py}$ , μπορούμε να επιστρέψουμε ξανά στην έξοδο του ακροφυσίου θεωρώντας ξανά ότι η εκτόνωση είναι περίπου ισεντροπική:

$$\frac{P_{py}}{P_{p1}} \approx \left( \frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{py}^2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.132)$$

Η διατομή της ροής, από την άλλη, εκτιμάται εισάγοντας στην ισεντροπική εξίσωση ένα συντελεστή  $\phi_p$  ο οποίος αντιστοιχεί στις απώλειες ιξώδους στη διεπιφάνεια μεταξύ κύριας και δευτερεύουσας ροής:

$$\frac{A_{py}}{A_{p1}} = \frac{\phi_p M_{p1}}{M_{py}} \left[ \frac{2}{\gamma+1} \frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{py}^2}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2} \right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (2.133)$$

Η παροχή μάζας για τη δευτερεύουσα ροή είναι:

$$\dot{m}_s = \frac{P_E A_{sy}}{\sqrt{T_E}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \sqrt{\eta_s}} \quad (2.134)$$

Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης της δευτερεύουσας ροής που εκτονώνεται είναι μια τρίτη παράμετρος που πρέπει να καθορισθεί.

Δεδομένου ότι η περιοχή γ υποτίθεται ότι παραμένει στο κυλινδρικό κομμάτι του εγχυτήρα, το εμβαδόν διατομής αυτού του τμήματος ορίζεται ως:

$$A_3 = A_{py} + A_{sy} \quad (2.135)$$

Οι θερμοκρασίες των δύο ρών εξαρτώνται από τους αριθμούς Mach και τις συνθήκες ανακοπής:

$$\frac{T_G}{T_{py}} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{py}^2 \quad (2.136)$$

$$\frac{T_E}{T_{py}} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{sy}^2 \quad (2.137)$$

Η ανάμειξη τελειώνει σε μια περιοχή m. Χρησιμοποιώντας ένα συντελεστή απωλειών ανάμειξης  $\phi_m$ , το ισοζύγιο ορμής μεταξύ  $\gamma$  και m δίνει

$$\phi_m (\dot{m}_p u_{py} + \dot{m}_s u_{sy}) = (\dot{m}_p + \dot{m}_s) u_m \quad (2.138)$$

Το ισοζύγιο ενέργειας μας δίνει:

$$\dot{m}_p \left( h_{py} + \frac{u_{py}^2}{2} \right) + \dot{m}_s \left( h_{sy} + \frac{u_{sy}^2}{2} \right) = (\dot{m}_p + \dot{m}_s) \left( h_m + \frac{u_m^2}{2} \right) \quad (2.139)$$

Οι ταχύτητες της κύριας, της δευτερεύουσας και της ροής που προκύπτει από την ανάμειξη αυτών εξαρτώνται προφανώς από τους αριθμούς Mach:

$$u_{py} = M_{py} \sqrt{\gamma R T_{py}}, u_{sy} = M_{sy} \sqrt{\gamma R T_{sy}}, u_m = M_m \sqrt{\gamma R T_m} \quad (2.140)$$

Μετά την ανάμειξη, στη ροή εμφανίζεται κρουστικό κύμα στη θέση s. Θεωρώντας ισημερινή ροή πριν και μετά το κρουστικό, η αύξηση της πίεσης «συγκεντρώνεται» σε αυτή τη θέση και φέρνει τη ροή από την πίεση ανάμειξης  $P_{py}=P_{sy}=P_m$  στην τελική τιμή  $P_3$  στο τέλος του κυλινδρικού αγωγού. Οι κλασικές σχέσεις αέριοδυναμικής δίνουν:

$$\frac{P_3}{P_m} = 1 + \frac{2\gamma}{\gamma+1} (M_m^2 - 1) \quad (2.141)$$

$$M_3^2 = \frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_m^2}{\gamma M_m^2 - \frac{\gamma-1}{2}} \quad (2.142)$$

Τέλος, ο κωνικός διαχύτης παράγει μια επιπρόσθετη ανάκτηση πίεσης ίση με

$$\frac{P_C}{P_3} = \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_3^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.143)$$

Οι Huang et al. (11) προτείνουν να χρησιμοποιηθούν οι παραπάνω εξισώσεις για τον υπολογισμό του λόγου παγίδευσης (entrainment) και της διαμέτρου  $D_3$  του εγχυτήρα, γνωρίζοντας τις οριακές συνθήκες και τη γεωμετρία του ακροφυσίου. Τα βήματα του επαναληπτικού υπολογισμού είναι τα εξής:

1. Οι συνθήκες ανακοπής στο λέβητα  $P_G$ ,  $T_G$  και το εμβαδόν του λαιμού του κύριου ακροφυσίου  $A_{th}$  εισάγονται στην εξίσωση 2.128 για τον υπολογισμό της παροχής μάζας  $\dot{m}_p$ , της κύριας ροής
2. Η παροχή μάζας της κύριας ροής  $\dot{m}_p$  και η διατομή εξόδου του κυρίως ακροφυσίου  $A_{p1}$  χρησιμοποιούνται στις εξισώσεις 2.129 και 2.130 για τον υπολογισμό του αριθμού Mach  $M_{p1}$  και της πίεσης  $P_{p1}$ .
3. Οι συνθήκες ανακοπής στον ατμοποιητή χρησιμοποιούνται στην εξίσωση 2.131 ώστε να υπολογιστεί η πίεση  $P_{sy}$  στη θέση  $\gamma$  όπου η δευτερεύουσα ροή αποκτά ηχητική ταχύτητα.
4. Η κύρια ροή πρέπει να έχει την ίδια πίεση στη θέση  $\gamma$ , άρα από τις σχέσεις 2.132 και 2.133 υπολογίζεται τον αριθμό Mach  $M_{p\gamma}$  και το εμβαδόν  $A_{p\gamma}$  της κύριας ροής.
5. Μια υποθετική τιμή του εμβαδού  $A_3$  χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της διατομής της δευτερεύουσας ροής  $A_{sy}$ .
6. Το εμβαδόν διατομής της δευτερεύουσας ροής δίνει την παροχή μάζας  $\dot{m}_s$  μέσω της σχέσης 2.134.
7. Οι θερμοκρασίες κύριας και δευτερεύουσας ροής  $T_{p\gamma}$  και  $T_{sy}$  υπολογίζονται από τις σχέσεις 2.136 και 2.137.
8. Οι ταχύτητες κύριας και δευτερεύουσας ροής  $u_{p\gamma}$  και  $u_{sy}$  υπολογίζονται από τη σχέση 2.140.
9. Η ταχύτητα της ροής που προέκυψε από την ανάμειξη των δύο ροών,  $u_m$  υπολογίζεται από την εξίσωση 2.138.
10. Η ενθαλπία (και η θερμοκρασία) της αναμιχθείσας ροής υπολογίζονται από την εξίσωση 2.139.
11. Ο αριθμός Mach μεικτής ροής  $M_m$  υπολογίζεται από τη σχέση 2.140.
12. Η πίεση  $P_3$  και ο αριθμός Mach  $M_3$  υπολογίζονται από τις σχέσεις 2.141 και 2.142.
13. Η πίεση  $P_c$  στο τέλος του κωνικού διαχύτη υπολογίζεται από την εξίσωση 2.143.
14. Εάν η πίεση εξόδου του εγχυτήρα είναι γνωστή, τότε γίνεται σύγκριση με την υπολογισμένη τιμή. Εάν η τελευταία είναι μεγαλύτερη από πραγματική πίεση εξόδου, η υποθετική τιμή του  $A_3$  πρέπει να μειωθεί και το αντίστροφο. Μια νέα τιμή του  $A_3$  δίνεται λοιπόν στο βήμα 5 μέχρι συγκλίσεως.
15. Όταν επιτευχθεί η σύγκλιση, ο λόγος παγίδευσης (entrainment)  $\omega = \dot{m}_s / \dot{m}_p$  είναι το τελικό αποτέλεσμα του υπολογισμού.

Η διαδικασία που περιγράφηκε παραπάνω ρυθμίστηκε χρησιμοποιώντας μια πειραματική εγκατάσταση η οποία χρησιμοποιεί ως εργαζόμενο ρευστό το R141b. Δύο ακροφύσια και οχτώ μείκτες/διαχύτες συνδυάστηκαν με διάφορους τρόπους, δημιουργώντας 11 διατάξεις. Τέσσερις θερμοκρασίες κορεσμού στην γεννητρια

συνδυάζονται με δύο θερμοκρασίες κορεσμού στον ατμοποιητή, δίνοντας 8 συνθήκες λειτουργίας. 50 πειραματικά σημεία παρήχθησαν τελικά. Για κάθε σημείο, οι Huang et al. (11) βρήκαν την κρίσιμη πίεση εξόδου, το λόγο entrainment και το λόγο εμβαδών  $A_3/A_t$ .

Η απόκλιση μεταξύ υπολογισμένων τιμών και τιμών μετρήσεων είναι εντός του  $\pm 10\%$  στο 75% των περιπτώσεων, με μέγιστο σφάλμα 23%. Οι βέλτιστες τιμές για τις εμπειρικές παραμέτρους είναι  $\eta_p=0,95$ ,  $\eta_s=0,85$  και  $\phi_p=0,88$ . Η τελευταία παράμετρος, ο συντελεστής απωλειών ανάμειξης  $\phi_M$ , έχει τιμή που αυξάνεται από 0,8 σε 0,84 όσο ο λόγος εμβαδών  $A_3/A_t$  μειώνεται από 8,3 σε 6,9. Προτείνεται μια εμπειρική γραμμική σχέση. Οι Huang et al. (11) προτείνουν τη χρήση του μοντέλου μόνο σε ρευστά ξηρής εκτόνωσης, αφού η συμπύκνωση θα επηρέαζε σημαντικά τα αποτελέσματα.

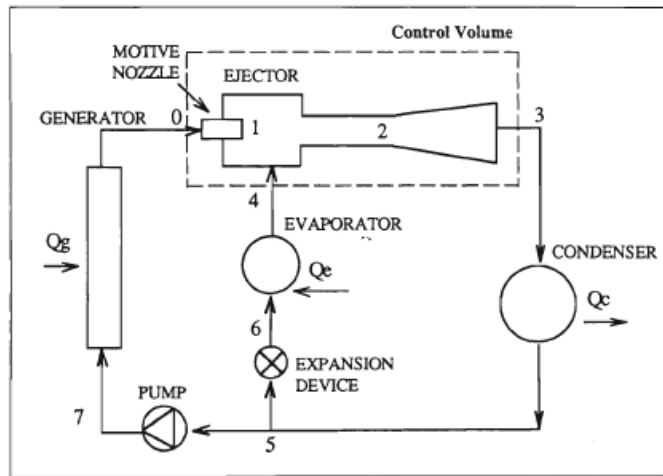
Η διαδικασία μπορεί να αντιστραφεί και τα δεδομένα να γίνουν ζητούμενα και τα ζητούμενα δεδομένα (μεταβλητές εισόδου). Για παράδειγμα, είναι δυνατόν να εισαχθούν οι παροχές μάζας της κύριας και της δευτερεύουσας ροής και να εξαχθούν οι διάμετροι του ακροφυσίου και του διαχύτη.

Δυστυχώς, το εργαζόμενο ρευστό R141b έχει αποσυρθεί από την πλειοψηφία των βιομηχανιών πολλών χωρών. Προφανώς, οι ταχύτητες ροής εξαρτώνται από το ρευστό και επομένως οι συντελεστές απωλειών δεν μπορούν να χρησιμοποιηθούν και σε άλλα ρευστά. Ακόμα και για το ίδιο ρευστό, οι βαθμοί απόδοσης αλλάζουν ανάλογα με τις συνθήκες λειτουργίας.

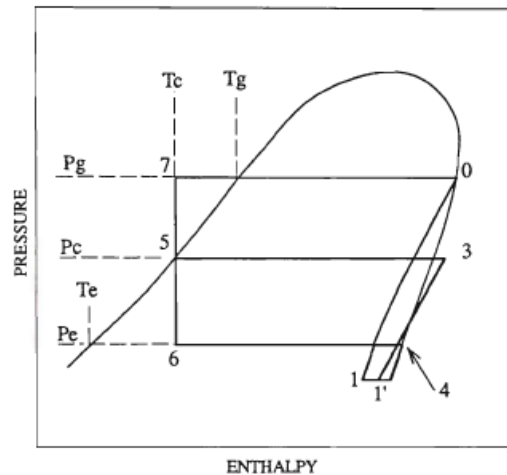
## **Ανάλυση του συστήματος ψύξης με εγχυτήρα**

### **Θερμοδυναμική ανάλυση**

Ένα σχηματικό διάγραμμα του συστήματος ψύξης με εγχυτήρα απεικονίζεται στο **Σχήμα 2.21** και ο σχετικός θερμοδυναμικός κύκλος παρουσιάζεται στο **Σχήμα 2.22**.



**Σχήμα 2.21:** Σχηματικό διάγραμμα ενός συστήματος ψύξης με εγχυτήρα. (29)



**Σχήμα 2.22:** Διάγραμμα θερμοδυναμικού κύκλου (29)

Το σύστημα απαρτίζεται από δύο θερμοδυναμικούς κύκλους, εκ των οποίων ο ένας είναι κύκλος ισχύος και ο άλλος κύκλος ψύξης. Το ίδιο εργαζόμενο ρευστό χρησιμοποιείται και στους δύο κύκλους. Οι κύκλοι περιγράφονται ως εξής:

1. Ο κύκλος ισχύος

Ο κύκλος ισχύος προσφέρει την ενέργεια λειτουργίας για το σύστημα προσλαμβάνοντας θερμότητα στο boiler.

α) Στη διαδικασία 7-0 του **Σχήματος 2.22**, θερμότητα μεταφέρεται στο εργαζόμενο ρευστό στο λέβητα. Το εργαζόμενο ρευστό εισέρχεται ως συμπιεσμένο υγρό και εξέρχεται ως κορεσμένος ή υπέρθερμος ατμός.

β) Ο ατμός εκτονώνεται μέσω του κυρίου ακροφυσίου ώστε η ροή να γίνει υπερηχητική στη (διεργασία 0-1). Η υπερηχητική ροή παρασύρει τον ατμό που εξέρχεται από τον ατμοποιητή (δευτερεύουσα ροή) και οι δυο ροές ενώνονται στο 1', όπου αρχίζει η ανάμειξη. (Σημειώνεται ότι η ανάμειξη της υπερηχητικής ροής με αυτή που εξέρχεται από τον ατμοποιητή είναι μια εξαιρετικά περίπλοκη διεργασία και οι υποθέσεις που γίνονται σε αυτή τη θέση είναι αναμφίβολα εκτιμήσεις της πραγματικής κατάστασης.) Η κινητική ενέργεια που προέκυψε από την ανάμειξη των ροών μετατρέπεται σε στατική πίεση στο διαχύτη. Η συμπίεση συμβαίνει κατά μήκος της γραμμής 1'-3 του **Σχήματος 2.22**. Επομένως, ο εγχυτήρας δρα ως συμπιεστής.

γ) Μετά, το ρευστό περνά μέσα από το συμπυκνωτή με σταθερή πίεση, όπου η αίσθητη θερμότητα υπερθέρμανσης και η λανθάνουσα θερμότητά της ατμοποίησης αφαιρούνται στη διεργασία 3-5.

δ) Το κορεσμένο υγρό που εξέρχεται από το συμπιεστή επιστρέφει στο λέβητα μέσω της αντλίας στη διεργασία 5-7 για να ολοκληρωθεί ο κύκλος.

## 2. Ο ψυκτικός κύκλος

Ο ψυκτικός κύκλος ολοκληρώνεται με το ψυκτικό ρευστό να ακολουθεί τις διεργασίες που ακολουθούν:

α) Το ρευστό ατμοποιείται μέσω του ατμοποιητή απορροφώντας θερμότητα από το περιβάλλον. (Διεργασία 6-4).

β) Ο ατμός παρασύρεται μέσα στον εγχυτήρα για να αναμειχθεί με τον υπερηχητικής ταχύτητας ατμό του κυρίως ακροφυσίου ( Διεργασία 4-1' ) και στη συνέχεια συμπιέζεται έως την πίεση που αντιστοιχεί σε αυτή του συμπυκνωτή. (Διεργασία 1'-3)

γ) Το ρευστό ακολουθεί τη διεργασία 3-5 όπως αναφέρθηκε και παραπάνω.

δ) Το κορεσμένο υγρό που φεύγει από το συμπυκνωτή εκτονώνεται μέσω μιας στραγγαλιστικής συσκευής προς τον ατμοποιητή. (Διεργασία 5-6)

Η θερμοδυναμική ανάλυση που ακολουθεί έγινε θεωρώντας ότι όλες η διεργασίες είναι αντιστρέψιμες και αδιαβατικές.

Η θερμότητα που προστίθεται στο εργαζόμενο ρευστό στο λέβητα δίνεται από τη σχέση:



$$Q_g = m_0(h_0 - h_7) \quad (2.144)$$

όπου  $m$  και  $h$  η παροχή μάζας και η ενθαλπία, αντίστοιχα.

Η ψυκτική ικανότητα υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$Q_e = m_4(h_4 - h_6) \quad (2.145)$$

Το έργο της αντλίας είναι:

$$W_p = m_0(h_7 - h_5) \quad (2.146)$$

$$\text{ή } W_p = m_0 v_5 (P_7 - P_5) \quad (2.147)$$

όπου  $v$  και  $P$  ο ειδικός όγκος και η πίεση, αντίστοιχα.

Η θερμότητα που αποβάλλεται στο συμπυκνωτή ισούται με:

$$Q_c = (m_0 + m_4)(h_3 - h_5) \quad (2.148)$$

Ο βαθμός απόδοσης του ψυκτικού κύκλου ορίζεται ως:

$$\beta \text{ or } COP = \frac{Q_e}{W_j} \quad (2.149)$$

όπου  $W_j$  το έργο που παράγεται από τον εγχυτήρα στον ψυκτικό κύκλο.

Ο βαθμός απόδοσης του κύκλου ισχύος είναι:

$$\eta = \frac{W_j}{Q_g + W_p} \quad (2.150)$$

Ο συνολικός συντελεστής απόδοσης του συστήματος ισούται με:

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} = \beta \eta \quad (2.151)$$

Παρομοίως, η απόδοση του συστήματος, στον οποίο χρησιμοποιούνται κύκλοι Carnot τόσο για τον κύκλο ισχύος, όσο και για τον κύκλο ψύξης, ορίζεται ως:

$$COP_{carnot} = \frac{T_g - T_c}{T_g} \frac{T_e}{T_c - T_e} \quad (2.152)$$

όπου  $T$  η απόλυτη θερμοκρασία.

Ο συνολικός βαθμός απόδοσης μπορεί να εκφραστεί ως το γινόμενο των βαθμών απόδοσης των κύκλων ψύξης και ισχύος.

### Ανάλυση απόδοσης

Οι παράγοντες που επηρεάζουν την απόδοση του συστήματος εξετάζονται στη συνέχεια. Η απόδοση του συστήματος αποτελείται από τις παρακάτω εξισώσεις (Υποθέτουμε ότι οι κινητικές ενέργειες στα σημεία 0, 3 και 4 είναι αρκετά μικρές για να αγνοηθούν).

Η εξίσωση ενέργειας για τον όγκο ελέγχου που φαίνεται στο **Σχήμα 2.21** ισούται με

$$m_0 h_0 + m_4 h_4 = (m_0 + m_4) h_3 \quad (2.153)$$

Η απόδοση του εγχυτήρα εκφράζεται από το λόγο παγίδευσης (entrainment), δηλαδή το λόγο των παροχών μάζας της δευτερεύουσας ροής προς την κύρια ροή.

Από τον ορισμό, ο λόγος  $\omega$  εκφράζεται ως:

$$\omega = \frac{m_4}{m_0} \quad (2.154)$$

Η θερμότητα που απορροφάται στο λέβητα, η ψυκτική ικανότητα και το έργο της αντλίας δίνονται από τις εξισώσεις που περιγράφηκαν παραπάνω.

Ο συντελεστής απόδοσης του συστήμα ορίζεται ως:

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} = \omega \frac{h_4 - h_6}{h_0 - h_5} \quad (2.155)$$

Η στραγγαλιστική συσκευή λαμβάνεται ισενθαλπική, δηλαδή:

$$h_6 = h_5 \quad (2.156)$$

Επομένως

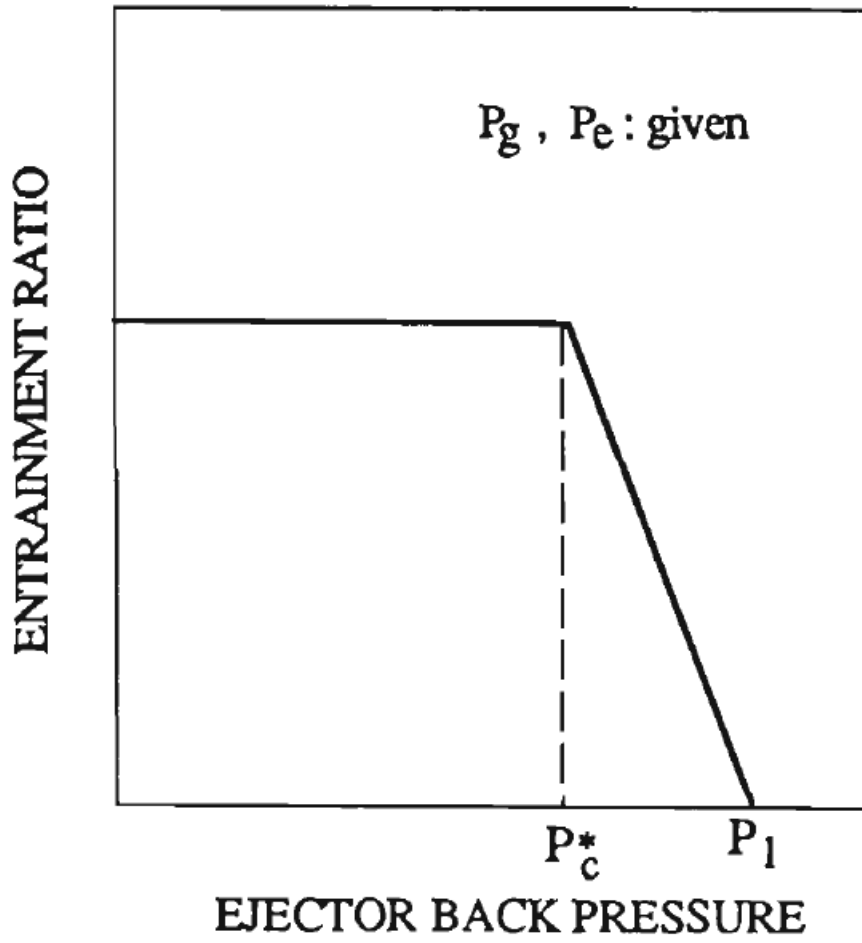
$$COP = \omega \frac{h_4 - h_5}{h_0 - h_5} \quad (2.157)$$

Αφού αυτές οι ενθαλπίες είναι βασικά εξισώσεις των θερμοκρασιών των λέβητα, ατμοποιητή και συμπυκνωτή, όπως φαίνεται στο **Σχήμα 2.22**, το COP μπορεί να αναλυθεί ως προς το λόγο παγίδευσης (entrainment) και ως προς τις θερμοκρασίες του λέβητα, του συμπυκνωτή και του ατμοποιητή. Είναι ενδιαφέρον να εξετάσει πως αυτοί οι παράμετροι λειτουργίας επηρεάζουν το COP όταν μεταβάλλονται από μια σταθερή κατάσταση. Συνήθως το σύστημα λειτουργεί σε ένα εύρος συνθηκών λειτουργίας αντί σε μια σταθερή κατάσταση, δηλαδή το σημείο σχεδιασμού. Επομένως είναι επίσης σημαντικό να εκτιμήσουμε την εκτός σχεδιασμού λειτουργία του συστήματος.

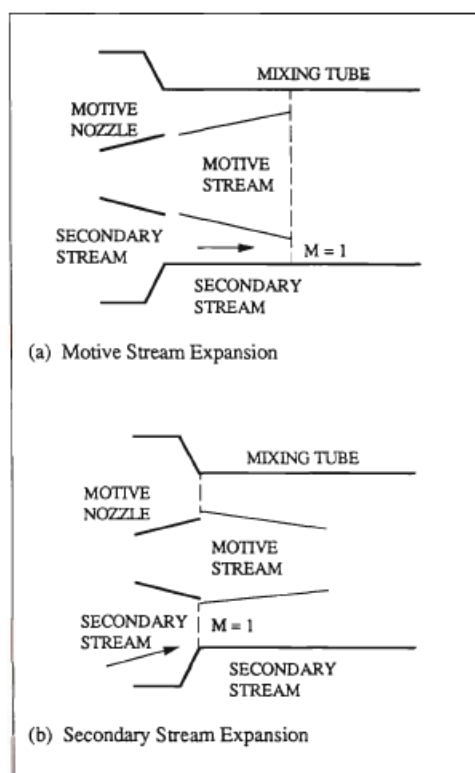
### Φαινόμενο στραγγαλισμού της ροής (Chocked Flow)

Είναι γνωστό ότι το φαινόμενο στραγγαλισμού της δευτερεύουσας ροής συμβαίνει καθώς η back pressure του εγχυτήρα (δηλαδή η πίεση του συμπυκνωτή) συνεχίζει να μειώνεται. Σύμφωνα με πειραματικά αποτελέσματα (30), βρέθηκε ότι το φαινόμενο στραγγαλισμού παίζει ένα πολύ σημαντικό ρόλο στην απόδοση του εγχυτήρα. Το φαινόμενο εξηγείται στη συνέχεια. Η ποιοτική σχέση μεταξύ του λόγου παγίδευσης (entrainment ratio) και της back pressure του εγχυτήρα φαίνεται στο **Σχήμα 2.23**. Μπορούμε να δούμε ότι το entrainment ratio αρχίζει να ανεβαίνει στην οριακή τιμή της back pressure  $P_1$  και αυξάνεται γρήγορα όσο η back pressure μειώνεται. Το entrainment ratio παραμένει σταθερό όσο η back pressure πέφτει κάτω από την κρίσιμη back pressure  $P_{c^*}$ . Αυτό το φαινόμενο είναι γνωστό ως ο «στραγγαλισμός» του εγχυτήρα. Επομένως, βρίσκουμε ότι ο εγχυτήρας μπορεί να λειτουργήσει μόνο κάτω από μια οριακή back pressure  $P_1$  και είναι επιθυμητό να λειτουργεί στην περιοχή στραγγαλισμού, όπου η απόδοση του εγχυτήρα είναι ανεξάρτητη από την πίεση του συμπυκνωτή. Είναι γνωστό ότι ο εγχυτήρας είναι συσκευή σταθερής χωρητικότητας και αυτό εξηγείται από το φαινόμενο στραγγαλισμού.

Θεωρείται ότι ο στραγγαλισμός συμβαίνει ως αποτέλεσμα του ότι η δευτερεύουσα ροή αποκτά ηχητική ταχύτητα κάπου μέσα στο σωλήνα ανάμειξης του εγχυτήρα για μια αρκετά χαμηλή back pressure. Για κάποιο μήκος κατάντι της έξοδο του κύριου ακροφυσίου, η κύρια και η δευτερεύουσα ροή παραμένουν διαχωρισμένες όπως φαίνεται στο **Σχήμα 2.24**. Εάν η πίεση της κύριας ροής είναι μεγαλύτερη από αυτή της δευτερεύουσας στην έξοδο του ακροφυσίου, η κύρια ροή θα αποτονωθεί δημιουργώντας έναν αεροδυναμικά συγκλίοντα κώνο στη δευτερεύουσα ροή, η οποία επιταχύνεται μέχρι την ταχύτητα ήχου. Αντιθέτως, εάν η πίεση της δευτερεύουσας ροής είναι μεγαλύτερη, η δευτερεύουσα ροή θα εκτονωθεί στην κύρια. Επομένως, ο στραγγαλισμός συμβαίνει στην είσοδο του σωλήνα ανάμειξης, ο οποίος λειτουργεί ως αεροδυναμικός λαιμός του ακροφυσίου.



Σχήμα 2.23: Στραγγαλισμός εγχυτήρα (29)



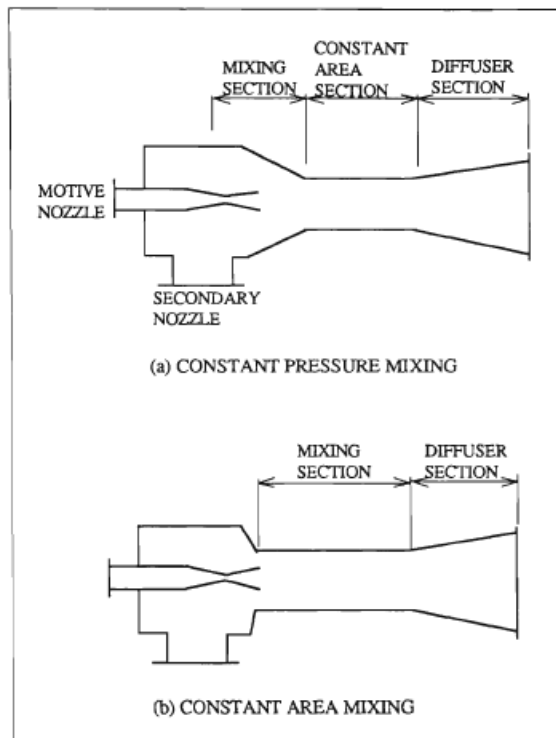
Σχήμα 2.24: Στραγγαλισμός της δευτερεύουσας ροής (29)

### Σχεδιασμός εγχυτήρων

Πολλές έρευνες έχουν διενεργηθεί στη διάρκεια των χρόνων πάνω στους εγχυτήρες και το μονοδιάστατο, αντιστρεπτό και αδιαβατικό μοντέλο έχει εξεταστεί διεξοδικά.

### Αναλυτική μέθοδος

Υπάρχουν δύο βασικές μέθοδοι ανάλυσης: η μία υποθέτει ότι η ανάμειξη της κύριας με τη δευτερεύουσα ροή λαμβάνει χώρα σε μια κωνικά σχηματισμένη περιοχή και η πίεση λαμβάνεται σταθερή, ενώ η άλλη υποθέτει ότι αυτό γίνεται σε μια σταθερή διατομή ανάμειξης.



**Σχήμα 2.25:** Σύγκριση των διατάξεων σταθερής πίεσης και σταθερού εμβαδού (29)

Οι τυπικές διατάξεις εγχυτήρων για κάθε ανάλυση εμφανίζονται στο **Σχήμα 2.25**. Ο εγχυτήρας χωρίζεται συνήθως σε τρία μέρη: το τμήμα του ακροφυσίου, το τμήμα της μίξης και η περιοχή του διαχύτη. Η έξοδος του κύριου ακροφυσίου τοποθετείται στο κωνικό τμήμα του τμήματος ανάμειξης για την περίπτωση της ανάμειξης υπό σταθερή πίεση και στην είσοδο του τμήματος ανάμειξης για την περίπτωση ανάμειξης σε σταθερή διατομή. Η λειτουργία κάθε τμήματος εξηγείται αναλυτικά παρακάτω:

1) Το τμήμα του ακροφυσίου

Το κύριο ακροφύσιο απαρτίζεται από συγκλίνον και αποκλίνον τμήμα για να επιταχύνει το ρευστό από υποηχητική σε υπερηχητική ταχύτητα. Η ελάχιστη διατομή του ακροφυσίου ονομάζεται «λαιμός». Το εμβαδό διατομής του λαιμού καθορίζει τη μέγιστη παροχή μάζας που περνάει από το ακροφύσιο όταν στραγγαλίζεται (choked). Ο λόγος της διατομής εξόδου του ακροφυσίου προς τη διατομή του λαιμού είναι σημαντικός παράγοντας, ο οποίος δίνει την αναγκαία υπερηχητική ταχύτητα στην έξοδο του ακροφυσίου.

## 2) Το τμήμα ανάμειξης

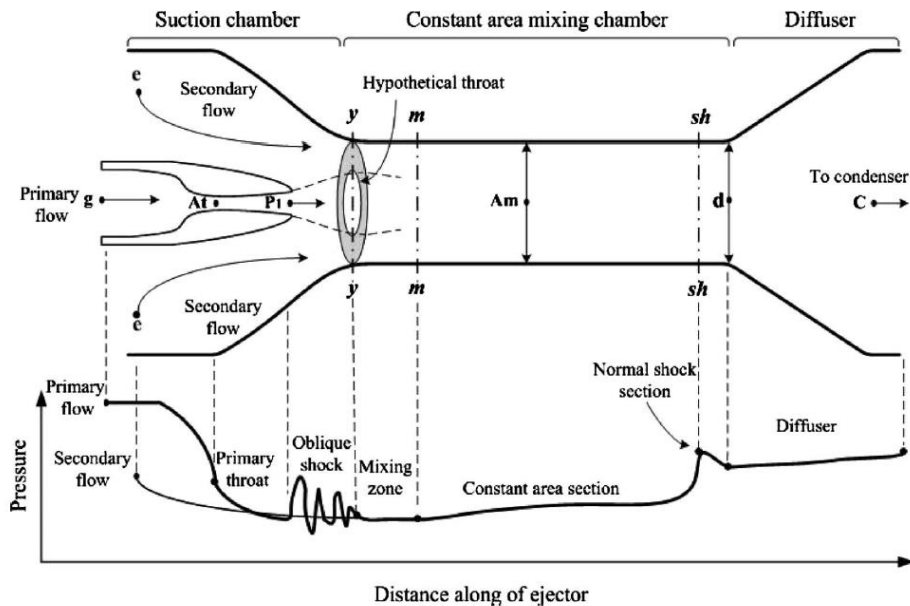
Η ανάμειξης υπό σταθερή πίεση, όπως αναφέρεται στη διεθνή βιβλιογραφία λαμβάνει χώρα εάν η περιοχή ανάμειξης είναι κωνική (6)). Εφόσον η ροή που προκύπτει από την ανάμειξη είναι πάντα υπερηχητική, η επιβράδυνση συμβαίνει στο συγκλίνον κώνο μέχρι το τέλος του τμήματος ανάμειξης. Εάν η ροή εξακολουθεί να είναι υπερηχητική εκεί τότε θα εμφανιστεί κρουστικό κύμα στην περιοχή σταθερής διατομής για να μειωθεί η ταχύτητα της ροής που προέκυψε από την ανάμειξη των δύο ρευμάτων από υπερηχητική σε υποηχητική. Αυτό γίνεται επειδή η ταχύτητα ροής δεν μπορεί να πέσει κάτω από την ταχύτητα του ήχου σε ένα συγκλίνον αγωγό. Από την άλλη, στην περίπτωση ανάμειξης σε σταθερή διατομή η ανάμειξη ολοκληρώνεται στην περιοχή ανάμειξης σταθερής διατομής και θεωρείται ότι εμφανίζεται κρουστικό κύμα πριν την είσοδο του διαχύτη αν η ροή είναι υπερηχητική μετά την ανάμειξη.

## 3) Η περιοχή του διαχύτη

Το κομμάτι του διαχύτη έχει πάντα αποκλίνον κωνικό σχήμα και η συμπίεση της ροής συμβαίνει με τη μετατροπή της κινητικής ενέργειας σε ενθαλπία.

Οι Huang et al. επισήμαναν ότι η υποθετική περιοχή λαϊμού, η οποία ονομάζεται «ενεργή περιοχή  $A_e$  (effective area)», μπορεί να οριστεί για το παρασυρόμενο υγρό σε κρίσιμη λειτουργία (διπλός στραγγαλισμός) και να προσδιοριστεί από την μετρούμενη παροχή μάζας του παρασυρόμενου υγρού. Η διαδικασία ανάμειξης ξεκινάει αφού το ρευστό της δευτερεύουσας ροής έχει στραγγαλιστεί στην κρίσιμη κατάσταση λειτουργίας (critical mode operation). Θεωρήθηκε ότι και τα δύο ρευστά έχουν ομοιόμορφη πίεση στο τμήμα ανάμειξης. Επίσης, αυτή η ανάμειξη προκαλεί μείωση της ταχύτητας του πρωτεύοντος ρευστού ενώ το δευτερεύον ρευστό επιταχύνεται. Ωστόσο, η διαδικασία ανάμειξης είναι πιο περίπλοκη, καθώς στο πρωτεύον ρευστό εμφανίζονται πλάγια κρουστικά κυμάτα, τα λεγόμενα «εν σειρά κρουστικά κύματα (shock train)», αφού εκτονώνονται μέσω του κύριου ακροφυσίου. Ωστόσο, τα μονοδιάστατα (1D) μοντέλα δεν είναι ικανά να προβλέψουν τα φαινόμενα των «εν σειρά κρουστικών κυμάτων». Μετά τη διαδικασία ανάμειξης, στο ανανεωμένο ρευστό εμφανίζεται κάθετο κρουστικό κύμα με αποτέλεσμα υποηχητικές συνθήκες. Η πίεση στη συνέχεια αυξάνεται περαιτέρω στον υποηχητικό διαχύτη. Οι Chunnanond και Aphornratana πραγματοποίησαν μια πειραματική έρευνα ενός εγχυτήρα με εργαζόμενο μέσο ατμό χρησιμοποιώντας μετρήσεις πίεσης κατά την αξονική διεύθυνση και έδειξαν ότι το κάθετο κρουστικό κύμα μπορεί να συμβεί σε μια ορισμένη απόσταση είτε στο τμήμα με σταθερή διατομή είτε στο διαχύτη ενώ η πίεση του συμπυκνωτή είναι χαμηλότερη από την κρίσιμη τιμή της. Τόνισαν ότι

αυξάνοντας την πίεση του συμπυκνωτή ψηλότερα από την κρίσιμη τιμή της, η θέση του κύματος κρούσης μετακινείται προς τα πίσω στο τμήμα ανάμειξης και διακόπτει την πρωτεύουσα ροή προκαλώντας ξαφνική πτώση του λόγου παγίδευσης (entrainment ratio). Ως εκ τούτου, ο πιο σημαντικός παράγοντας που επηρεάζει την απόδοση ενός εγχυτήρα είναι το κάθετο κρουστικό κύμα που συμβαίνει στον θάλαμο ανάμειξης.



**Σχήμα 2.26:** Σχηματικό διάγραμμα και χαρακτηριστικά ροής στον εγχυτήρα (31)

Έχει αναφερθεί (32) ότι η απόδοση του εγχυτήρα μπορεί να χωριστεί σε τρεις καταστάσεις λειτουργίας σύμφωνα με την πίεση του συμπυκνωτή  $p_c$ :

- i. διπλό στραγγαλισμό της ροής (double chocking) για  $p_c \leq p_c^*$  ενώ η κύρια και δευτερεύουσα ροή είναι και οι δύο στραγγαλισμένες και ο λόγος παγίδευσης (entrainment ratio) είναι σταθερός,
- ii. μονός στραγγαλισμός (single chocking) για  $p_c^* < p_c < p_{rev}$  ενώ μόνο η κύρια ροή είναι στραγγαλισμένη και ο λόγος παγίδευσης (entrainment ratio) είναι μεταβλητός,
- iii. Αντιστροφή της κατεύθυνσης της ροής (back flow) για  $p_{rev} \leq p_c$  ενώ καμια από τις ροές δεν είναι στραγγαλισμένη και η παρασυρόμενη ροή (δευτερεύουσα: entrained flow) αντιστρέφεται (back flow).

Ο εγχυτήρας πρέπει να σχεδιάζεται για να λειτουργεί στην κρίσιμη κατάσταση.



Μονοδιάστατο μοντέλο από τους Huang et al.

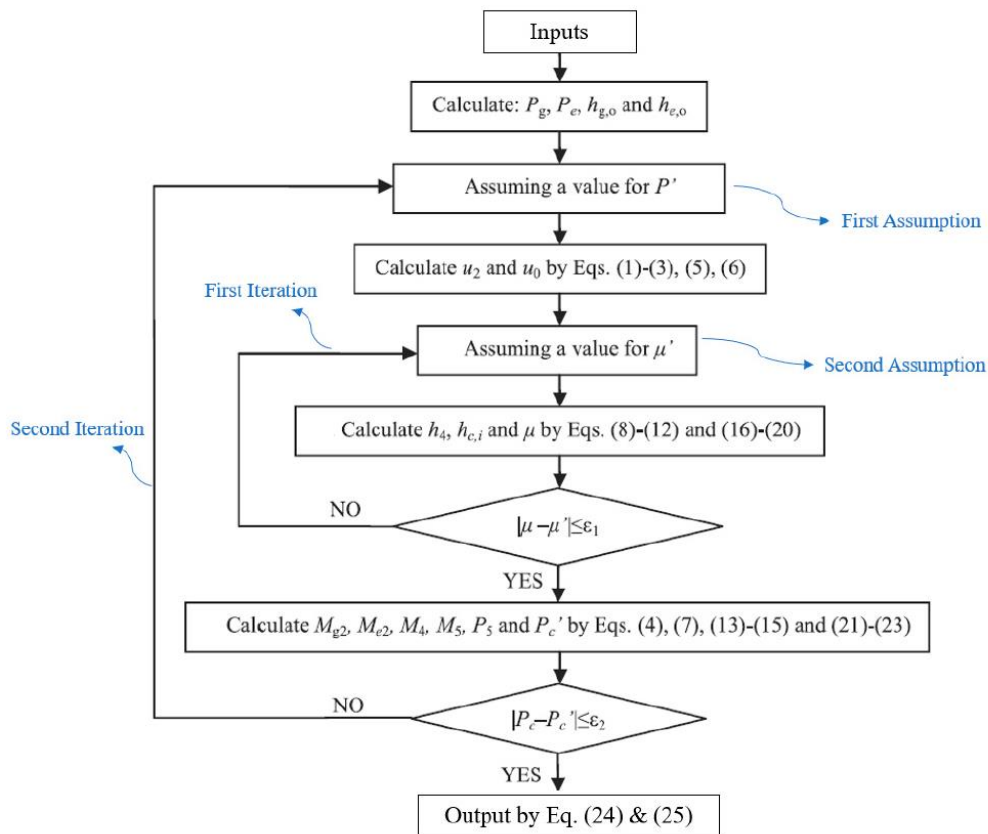
Για να την εφαρμογή του μονοδιάστατου (1-D) μοντέλου που παρουσιάζεται από τους Huang et al. (11) για διάφορες συνθήκες λειτουργίας έχει αναπτυχθεί ένας αλγόριθμος γραμμένος με το εμπορικό λογισμικό EES. Ο Πίνακας 2.2 δείχνει τα αποτελέσματα που προκύπτουν με εφαρμογή του μοντέλου των Huang et al.

**Πίνακας 2.2:** Αποτελέσματα από το μοντέλο EES βασισμένο στο μονοδιάστατο μοντέλο των Huang et al. (11) (33)

Variable	Value	Units	Variable	Value	Units	Variable	Value	Units
A3	0.00006642	m <sup>2</sup>	Ap1	0.0000159	m <sup>2</sup>	Apy	0.00002564	m <sup>2</sup>
Apy <sub>i</sub>	0.00002914	m <sup>2</sup>	AR	10.64	-	Asy	0.00004078	m <sup>2</sup>
At	0.000006243	m <sup>2</sup>	cp <sub>g</sub>	939.3	J/kg-K	cv <sub>g</sub>	807.2	J/kg-K
Dp1	0.0045	m	Dt	0.00282	m	Eff <sub>p</sub>	0.95	-
Eff <sub>s</sub>	0.85	-	ER	0.4682	-	Fi <sub>m</sub>	0.8	-
Fi <sub>p</sub>	0.88	-	Kg	1.164	-	M3	0.6595	-
Mm	1.562	-	Mp1	2.23	-	Mpy	2.673	-
mp	0.01069	kg/s	ms	0.005006	kg/s	P3	58,291	Pa
Pc	74,748	Pa	Pe	40,000	Pa	Pg	604,000	Pa
Pm	22,866	Pa	Pp1	53,329	Pa	Ppy	22,866	Pa
Psy	22,866	Pa	Rg	132.1	J/kg-K	Te	281.2	K
Tg	368.1	K	Tm	283.7	K	Tpy	232.3	K
Tsy	259.9	K	Vm	326.2	m/s	Vpy	505	m/s
Vsy	199.8	m/s	-	-	-	-	-	-

Μοντέλο 0-D από τον Chen (34)

Ο Chen (34) πρότεινε ένα μοντέλο 0-D που υπολόγιζε τη βέλτιστη απόδοση του εγχυτήρα για δεδομένες συνθήκες λειτουργίας. Αυτό το μοντέλο χρησιμοποιεί έναν συνδυασμό εξισώσεων ιδανικών αερίων και πραγματικών ιδιοτήτων του εργαζόμενου ρευστού. Αυτό το μοντέλο είναι ένα μοντέλο διπλής επανάληψης. Αρχικά, γίνεται υπόθεση της πίεσης στο τμήμα σταθερής διατομής (P'), η οποία αργότερα διορθώνεται μέσω μιας επαναληπτικής διαδικασίας και συγκρίνεται με την πίεση στον συμπυκνωτή. Στη συνέχεια γίνεται υπόθεση του λόγου παγίδευσης (entrainment) (μ') που διορθώνεται και αυτή με τη σειρά της μέσω μιας επαναληπτικής διαδικασίας στην τιμή (μ), όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.27. Λόγω της διπλής επαναληπτικής διαδικασίας, ο προγραμματισμός είναι πιο δύσκολος και το μοντέλο είναι δύσκολο να ενσωματωθεί με άλλα μοντέλα.



**Σχήμα 2.27:** Αλληλουχία υπολογισμών που χρησιμοποιήθηκε από τον Chen για το 0-D μοντέλο του (34) (33)

Το μοντέλο που αναπτύχθηκε χρησιμοποιείται για την εκτέλεση του ίδιου μοντέλου από τα πειράματα Huang et al. (11), και τα αποτελέσματα συγκρίνονται με τα αποτελέσματα που αναφέρονται από τον Chen (34). Ο Πίνακας 2.3 δείχνει τη σύγκριση των αποτελεσμάτων. Όπως φαίνεται, έναντι του πειραματικού αποτελέσματος για την τιμή του λόγου entrainment 0,4377, ο Chen (34) ανέφερε το αποτέλεσμα της προσομοίωσης για το λόγο entrainment να είναι ίσο με 0,4387, ενώ το μοντέλο 0-D στο EES δίνει τιμή 0,4122. Η ποσοστιαία διαφορά 6% υποδηλώνει καλή προσέγγιση.

**Πίνακας 2.3:** Σύγκριση των αποτελεσμάτων του μοντέλου EES και των αποτελεσμάτων των Huang et al. (11) και Chen (34) (33)

$P_g$ [bar]	$T_g$ [°C]	$P_c$ [bar]	$P_{evaporator}$ [bar]	ER (Experiment by Huang et al. [34])	ER (Chen [40])	ER (Developed EES Model)
6.05	95	0.986	0.399	0.4377 (Model EH)	0.4387	0.4122

Τα αποτελέσματα από το αναπτυχθέν μοντέλο στο EES φαίνονται στον **Πίνακα 2.4**. Σε αυτό το μοντέλο διπλής επανάληψης, η λύση συγκλίνει όταν η τιμή  $ER_a$  (λόγος entrainment που έχει υποτεθεί) γίνεται ίση με  $ER_{cal}$  (υπολογισμένος λόγος entrainment) καθώς και όταν η  $P_{ccal}$  (υπολογιζόμενη πίεση του συμπυκνωτή) γίνεται ίση με την τιμή  $P_c$  (απαιτούμενη πίεση στο συμπυκνωτή). Η διπλή επαναληπτική διαδικασία καθιστά δύσκολη την εύρεση λύσης επειδή για κάθε υποτιθέμενη τιμή μιας παραμέτρου, η άλλη παράμετρος πρέπει να συγκλίνει, καθιστώντας τη μια χρονοβόρα διαδικασία. Η επιτυχημένη μοντελοποίηση στο EES του μοντέλου 0-D που προτάθηκε από τον Chen (34) επιτρέπει τον υπολογισμό του λόγου entrainment για διάφορες άλλες συνθήκες λειτουργίας καθώς και την σύγκριση του με άλλα μοντέλα ή για τη χρήση του σε ανάλυση και βελτιστοποίηση συστημάτων ψύξης με εγχυτήρες.

**Πίνακας 2.4:** Αποτελέσματα από το μοντέλο EES βασισμένο στο 0-D μοντέλο του Chen (34) (33)

Variable	Value	Units	Variable	Value	Units	Variable	Value	Units
AR	10.45	-	C4	148.6	m/s	cp	867.6	J/kg-K
cv	763	J/kg-K	Eff <sub>d</sub>	0.82	-	Eff <sub>m</sub>	0.85	-
Eff <sub>n</sub>	0.95	-	ER <sub>a</sub>	0.4122	-	ER <sub>cal</sub>	0.4122	-
h2	274,432	J/kg	h2 <sub>i</sub>	271,964	J/kg	h4	285,967	J/kg
hc <sub>ideal</sub>	317,315	J/kg	ho	271,858	J/kg	hc	324,196	J/kg
heo	282,632	J/kg	hgo	341,329	J/kg	k	1.137	-
M4	1.861	-	M4c	1.884	-	M4st	1.747	-
M5	0.5654	-	Me <sub>2</sub>	1.012	-	Me <sub>2st</sub>	1.011	-
Mg <sub>2</sub>	2.593	-	Mg <sub>2st</sub>	2.218	-	P2	22,750	Pa
P4	22,750	Pa	P5	82,405	Pa	Pc	98,600	Pa
P <sub>ccal</sub>	98,639	Pa	Pe	39,927	Pa	Pg	604,929	Pa
P <sub>ge</sub>	322,428	Pa	s4	1073	J/kg-K	sc <sub>ideal</sub>	1073	J/kg-K
seo	1021	J/kg-K	sgo	1022	J/kg-K	Te	281.2	K
Tg	368.2	K	u2	363	m/s	u4	276.5	m/s
u4 <sub>i</sub>	299.9	m/s	uo	146.8	m/s	-	-	-

### 3. Ανασκόπηση αποτελεσμάτων άλλων ερευνητών (Literature review)

Ο κλασικός ψυκτικός κύκλος ατμού-συμπύκνωσης χωρίζεται σε 2 κύριες κατηγορίες, τον συμβατικό κύκλο, όπου η θερμοκρασία συμπύκνωσης είναι χαμηλότερη από την κρίσιμη του ψυκτικού ρευστού, και τον υπερκρίσιμο, όπου η θερμοκρασία συμπύκνωσης είναι υψηλότερη. Ο συμβατικός κύκλος λειτουργεί τόσο με φυσικά (κυρίως αμμωνία, προπάνιο και ισοβουτάνιο), όσο και με συνθετικά ψυκτικά (κυρίως R12, R22, R410A και R134a). Στον υπερκρίσιμο κύκλο χρησιμοποιούμε διοξείδιο του άνθρακα. Έρευνες πάνω στη χρήση του έχουν αρχίσει να αυξάνονται, μετά την αντικατάσταση του τη δεκαετία του 1930 από τους συνθετικούς φθοράνθρακες.

Ο Kornhauser το 1990 (35) ήταν ο πρώτος που ανέλυσε μαθηματικά τη βελτίωση της απόδοσης στον ψυκτικό κύκλο. Χρησιμοποίησε 7 χλωροφθοράνθρακες, από τους οποίους το R502 παρουσίασε τη μεγαλύτερη αύξηση στο COP, ενώ για το R12 παρατηρήθηκε βελτίωση 12%. Επίσης, η αύξηση του COP μειώνεται όσο αυξάνεται η θερμοκρασία ατμοποίησης.

Τέσσερα χρόνια μετά, οι Kornhauser και Menegay (36) απέκτησαν πατέντα για την αύξηση της ροής στο κύριο ακροφύσιο με στόχο τη βελτίωση της απόδοσης του συστήματος. Κατά τη ροή του υγρού ψυκτικού από το κύριο ακροφύσιο, ένα μέρος του γίνεται αέριο και, επειδή η πυκνότητα του αερίου είναι χαμηλότερη από αυτή του υγρού, περιορίζεται η ποσότητα του υγρού και ο λόγος ροής στο ακροφύσιο λόγω του όγκου του αερίου. Το αέριο έχει μορφή μεγάλων φυσαλίδων, οι οποίες διασπώνται σε μικρότερες με τη χρήση ενός σωλήνα μικρής διαμέτρου, ο οποίος τοποθετείται πριν το συγκλίνον-αποκλίνον ακροφύσιο (37).

Λόγω της επίδρασης των χλωροφθορανθράκων στο φαινόμενο του θερμοκηπίου και στη ζώνη όζοντος, οι Harrell και Kornhauser (38) έκαναν πειράματα σε ψυκτικές διατάξεις με εγχυτήρα χρησιμοποιώντας ως ψυκτικό ρευστό το R134a. Η βελτίωση του COP που προέκυψε από τα πειράματα κυμάνθηκε μεταξύ 3,9% και 7,6% και ήταν χαμηλότερη από από τα αναλυτικά αποτελέσματα. Με ιδανικό εγχυτήρα, είναι δυνατή μια βελτίωση της τάξης του 23% στην απόδοση σε σχέση με τον κλασικό κύκλο. Αυτή η διαφορά οφείλεται στο ότι η μαθηματική ανάλυση έγινε θεωρώντας μονοφασική ροή, ενώ στον εγχυτήρα έχουμε διφασική ροή. Προσπαθώντας να βελτιώσουν την απόδοση του διφασικού εγχυτήρα, οι Menegay και Kornhauser (37) πειραματίστηκαν χρησιμοποιώντας ένα σωλήνα δημιουργίας φυσαλίδων ανάντη του ρεύματος του ακροφυσίου για να μειώσουν τις απώλειες εκτός της θερμοδυναμικής ισορροπίας (non-equilibrium). Σε σύστημα

κλιματισμού με R12 και ψυκτική ικανότητα 3,5kW, το COP βελτιώθηκε κατά 3,2%-3,8% με χρήση του σωλήνα και 2,3-3,1% χωρίς. Τα αποτελέσματα δεν θεωρήθηκαν τόσο καλά όσο αναμενόταν .

Οι Disawas και Wongwises (39) ερεύνησαν την επίδραση των θερμοκρασιών της θερμής και ψυχρής δεξαμενής (hot and sink heat source) στην απόδοση του κύκλου με χρήση εγχυτήρα. Χρησιμοποίησαν θάλαμο ανάμιξης σταθερής πίεσης και κύριο ακροφύσιο συγκλίνουσας-αποκλίνουσας μορφής με λαιμό διαμέτρου 0,9mm, ενώ επιλέχθηκε ψυκτικό R134a ως εργαζόμενο μέσο. Η θερμοκρασία της θερμής δεξαμενής κυμάνθηκε μεταξύ 6 και 18°C με βήμα 2°C ενώ η θερμοκρασία της ψυχρής δεξαμενής κυμάνθηκε μεταξύ 25 και 40°C με βήμα 5°C. Τα πειράματα έδειξαν ότι με άνοδο της θερμοκρασίας της ψυχρής δεξαμενής η βελτίωση του COP μειώθηκε. Επίσης, ο λόγος πίεσης του συμπιεστή και η θερμοκρασία εκτόνωσης ήταν χαμηλότερες σε σύγκριση με τον κλασικό κύκλο. Σε επόμενη τους έρευνα, οι Wongwises και Disawas (40) επικεντρώθηκαν στην επίδραση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης στη μεταβολή του COP. Χρησιμοποιώντας νερό για την ψύξη του συμπυκνωτή, μετέβαλλαν τη θερμοκρασία του συμπυκνωτή μεταξύ 24 και 40 °C με βήμα 2 °C. Μέσω γραφημάτων απέδειξαν ότι το COP τόσο του κλασικού κύκλου, όσο και αυτού με τον εγχυτήρα, μειώνεται με αύξηση της θερμοκρασίας του κρύου νερού εισόδου, ενώ το COP του εγχυτήρα ήταν υψηλότερο από αυτό του συμβατικού κύκλου, ειδικά σε χαμηλές θερμοκρασίες του ψυχρού νερού εισόδου. Οι Chaiwongsa και Wongwises (41) μετέβαλλαν τη διάμετρο λαιμού του ακροφυσίου χρησιμοποιώντας τιμές 0,8, 0,9 και 1mm, με το μεγαλύτερο COP να εμφανίζεται για διάμετρο λαιμού 0,8mm και το μικρότερο για 1mm. Επίσης, το ακροφύσιο με διάμετρο 1mm είχε τη μεγαλύτερη παροχή της κύριας ροής και το μεγαλύτερο λόγο ανακυκλοφορίας από τα κύρια ακροφύσια.

Οι Nehdi et al. (42) πραγματοποίησαν μαθηματική ανάλυση των επιδράσεων της γεωμετρίας του εγχυτήρα στην απόδοση του συστήματος, χρησιμοποιώντας 20 διαφορετικά συνθετικά ψυκτικά. Παρουσίασαν το λόγο γεωμετρικού εμβαδού  $\phi$  και το λόγο διατομών του θαλάμου ανάμιξης προς τη διατομή του λαιμού του κυρίως ακροφυσίου. Το COP πήρε τη μέγιστη τιμή του για ιδανικό  $\phi$  ίσο με 10 όταν το εργαζόμενο ρευστό που χρησιμοποιήθηκε ήταν το R141b. Η βελτίωσή του σε σχέση με το COP του κλασικού κύκλου ήταν 22%.

Οι Bilir και Ersoy (43) έκαναν υπολογιστική ανάλυση πάνω στη βελτίωση της απόδοσης του κύκλου με εγχυτήρα σε σύγκριση με τον κλασικό. Οι υπολογιστικές τους μέθοδοι ήταν αρκετά απλοί, παρόμοιοι με την έρευνα του Korghauser. Χρησιμοποιώντας R134a, η βελτίωση του COP κυμάνθηκε στο 10,1% με 22,34%. Απέδειξαν, επίσης, ότι η βελτίωση του COP αυξάνεται με αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης. Επομένως, η

χρήση εγχυτήρων είναι πιο αποτελεσματική σε αερόψυκτους συμπυκνωτές απ' ό τι σε υδρόψυκτους.

Ο Sarkar (44) πραγματοποίησε μεθόδους αριθμητικής ανάλυση της επίδρασης του λόγου διατομών φ στη βελτίωση του COP, χρησιμοποιώντας αμμωνία, προπάνιο και ισοβουτάνιο. Ερεύνησε, επίσης, την επίδραση του λόγου entrainment, του λόγου ανύψωσης πίεσης και του γεωμετρικού λόγου διατομών στην απόδοση του κύκλου με εγχυτήρα. Τόσο ο βέλτιστος λόγος διατομών, όσο και ο βέλτιστος λόγος entrainment ήταν μέγιστοι για αμμωνία. Ωστόσο, ο μεν βέλτιστος λόγος διατομών ήταν ελάχιστος για το ισοβουτάνιο, ο δε βέλτιστος λόγος entrainment για προπάνιο. Ο βέλτιστος λόγος διατομών είναι 6,25 για R600a, 3,36 για R290 και 11,02 για R417. Η βελτίωση του COP ήταν 21,6% για το ισοβουτάνιο, 17,9% για το προπάνιο και 11,9% για την αμμωνία.

Οι Ersoy και Bilir (45) μελέτησαν την εξέργεια στον κύκλο με εγχυτήρα. Σύμφωνα με την έρευνά τους, η απώλεια εξέργειας σε κάθε τμήμα του κύκλου ήταν πάντα χαμηλότερη σε σχέση με τον κλασσικό κύκλο. Ο λόγος απώλειας εξέργειας στον κλασσικό κύκλο ήταν 39.613 kJ/kg, ενώ αυτός του κύκλου με εγχυτήρα 16.345 kJ/kg, υπήρξε επομένως μείωση 58,7%. Βρήκαν, ακόμη, ότι ο βέλτιστος λόγος διατομών στον εγχυτήρα αυξάνεται με μείωση της απόδοσης των τμημάτων του. Κάθε μορφή εγχυτήρα έχει το δικό της βέλτιστο λόγο, ενώ υπάρχει ένας μόνο βέλτιστος λόγος για κάθε συνδυασμό θερμοκρασιών ατμοποίησης και συμπύκνωσης.

Οι μαθηματικές και πειραματικές έρευνες έδειξαν ότι η βελτιστοποίηση του COP εξαρτάται από τη γεωμετρία του εγχυτήρα. Παρατηρείται, ωστόσο, διαφοροποίηση μεταξύ των μαθηματικών και των πειραματικών αποτελεσμάτων, κάτι που σημαίνει ότι πρέπει να γίνει περαιτέρω έρευνα, έτσι ώστε να υπάρξει σύγκλιση μεταξύ των δύο. Σύμφωνα με τη θερμοδυναμική έρευνα των Bilir και Ersoy (43), η αύξηση του COP στον κύκλο με εγχυτήρα θα είναι βέλτιστη για συμπυκνωτές υψηλών θερμοκρασιών. Συμπεραίνουμε, επομένως, ότι η χρήση εγχυτήρων είναι κατάλληλη για χώρες με τροπικό κλίμα, καθώς και για ερήμους.

Το πρόσφατο παγκόσμιο κλίμα έχει καταστήσει ιδιαίτερα επιθυμητή την ανάπτυξη και τη χρήση νέων τεχνολογιών φιλικών προς το περιβάλλον. Μια τέτοια τεχνολογία χρησιμοποιεί ευρέως διαθέσιμη θερμική ενέργεια χαμηλής ποιότητας από πηγές όπως βιομηχανικές διεργασίες, ηλιακούς συλλέκτες και από καυσαέρια αυτοκινήτων. Οι υπερηχητικοί εγχυτήρες, που χρησιμοποιούνται για τη συμπίεση ροών είναι μια τέτοια τεχνολογία. Πολλές θεωρητικές και πειραματικές μελέτες έχουν διεξαχθεί για να επιτευχθεί η απόδοση τέτοιων εγχυτήρων στις αντίστοιχες εφαρμογές τους (46), (18), (47), (48).

Πιο πρόσφατες έρευνες έχουν χρησιμοποιήσει CFD για τη μελέτη της απόδοσης των εγχυτήρων (49) (50) (51) (52) (53). Οι περισσότερες από τις προηγούμενες μελέτες απέδειξαν ότι η υπολογιστική ρευστομηχανική (CFD) μπορούσε να προβλέψει με ακρίβεια την απόδοση του εγχυτήρα σε κρίσιμη λειτουργία, αλλά οι Sriveerakul et al. (51) ανέφεραν ότι τα μοντέλα CFD απέτυχαν να προβλέψουν την υποκρίσιμη λειτουργία αφού παρουσιάστηκαν αποκλίσεις περίπου 40-50%. Από την άλλη πλευρά, πρέπει να σημειωθεί ότι οι μέθοδοι CFD είναι πιο περίπλοκες και χρονοβόρες, απαιτώντας σωστή δομή πλέγματος και επιλογή κατάλληλου μοντέλου τύρβης. Αντίθετα, ένα 1D μοντέλο είναι υπολογιστικά φθηνό και μπορεί να υπολογίσει γρήγορα την απόδοση των εγχυτήρων σε μεγάλο εύρος της λειτουργίας τους. Επιπλέον, τα 1D μοντέλα ενσωματώνονται εύκολα σε μοντέλα συστημάτων για να προβλέψουν τη συνολική λειτουργία ενός συστήματος με εγχυτήρα.

Οι Ouzzane και Aidoun (15) πρότειναν ένα μοντέλο 1D για να υπολογίσουν την απόδοση του εγχυτήρα σε κρίσιμες και υποκρίσιμες συνθήκες με βάση μια μέθοδο πεπερασμένων όγκων, αλλά υπέθεσαν ομοιόμορφη πίεση που αντιστοιχεί στην κρίσιμη πίεση του δευτερεύοντος ρεύματος και επιβεβαίωσαν το μοντέλο τους μόνο για κρίσιμη λειτουργία του εγχυτήρα. Ωστόσο, όταν ο εγχυτήρας βρίσκεται σε υποκρίσιμη λειτουργία, η ομοιόμορφη πίεση είναι χαμηλότερη από την κρίσιμη πίεση.

Οι Boumaraf και Lallemand (54) πρότειναν επίσης ένα 1D μοντέλο για την πρόβλεψη της απόδοσης του εγχυτήρα σε κρίσιμες και υποκρίσιμες καταστάσεις λειτουργίας, αλλά το μοντέλο τους βασίστηκε στη θεωρία ανάμειξης σε σταθερή διατομή και οι πληροφορίες σχετικά με τις υποθέσεις τους για το υποκρίσιμο μοντέλο τους δεν είναι σαφείς.

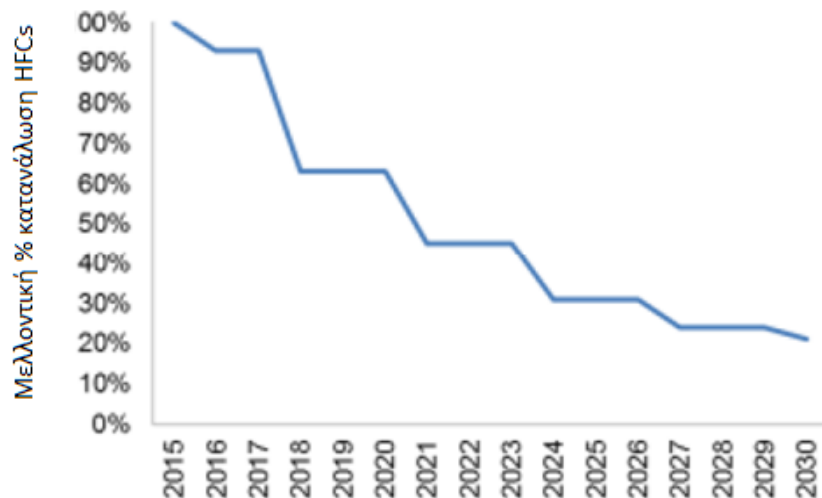
Οι Chen et al. (55) πρότειναν ένα μοντέλο για την πρόβλεψη του λόγου παγίδευσης (entrainment) σε υποκρίσιμη λειτουργία, αλλά οι πληροφορίες που δίνονται στο μοντέλο δεν επαρκούν για την αξιολόγηση της αποτελεσματικότητάς του.

## 4. Ψυκτικά μέσα

### 4.1 Εισαγωγή στα Ψυκτικά

Τα πρώτα ψυκτικά μέσα ήταν υγρά όπως η αμμωνία, οι υδρογονάνθρακες και το διοξείδιο του άνθρακα. Αυτά είχαν προκλήσεις όπως η ευφλεκτότητα, η τοξικότητα και οι υψηλές πιέσεις λειτουργίας και στη δεκαετία του 1930, οι Midgley et al εργάστηκαν για την επιλογή συνθετικών ψυκτικών που θα αντιμετώπιζαν αυτά τα ζητήματα. Αυτό είχε ως αποτέλεσμα την εμπορευματοποίηση ψυκτικών μέσων χλωροφθοράνθρακα (CFC) και υδροχλωροφθοράνθρακα (HCFC) που λειτουργούσαν σε αποδεκτές πιέσεις και ήταν τόσο μη εύφλεκτα όσο και μη τοξικά. Η αμμωνία παρέμεινε το ψυκτικό μέσο για μεγάλες βιομηχανικές εφαρμογές και οι CFC και οι HCFC χρησιμοποιούνται συνήθως για εμπορικές και μικρότερες βιομηχανικές εφαρμογές. Η σχέση μεταξύ των χλωριωμένων υδρογονανθράκων και της καταστροφής του όζοντος στη δεκαετία του 1980 οδήγησε στη σταδιακή κατάργηση των CFC και των HCFC στο πλαίσιο του Πρωτοκόλλου του Μόντρεαλ. Νέα ψυκτικά HFC με μηδενικό δυναμικό καταστροφής του όζοντος (ODP) εισήχθησαν ως υγρά αντικατάστασης τόσο για νέες εγκαταστάσεις όσο και για μετασκευή σε υπάρχοντα συστήματα. Ωστόσο, αυτά τα υγρά βρέθηκαν να έχουν υψηλά δυναμικά υπερθέρμανσης του πλανήτη (GWP) και η διαθεσιμότητα υπόκειται σε σταδιακή κατάργηση σύμφωνα με τον κανονισμό για τα αέρια F στην Ευρώπη (**Σχήμα 4.1**) και, πιο πρόσφατα, το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ σε όλο τον υπόλοιπο κόσμο. Αυτό εγείρει το ερώτημα ποια ψυκτικά θα χρησιμοποιηθούν για μικρότερης κλίμακας βιομηχανικές εφαρμογές στο μέλλον. Ο όρος «μικρή κλίμακα» ορίζεται για συστήματα ψύξης έως 300 kW μεσαίας (Middle Temperature: MT) και υψηλής θερμοκρασίας (High Temperature: HT) που λειτουργούν με θερμοκρασίες ατμοποίησης μεταξύ  $-15^{\circ}\text{C}$  και  $+10^{\circ}\text{C}$ . Για συστήματα χαμηλής θερμοκρασίας (LT) που λειτουργούν έως  $-40^{\circ}\text{C}$ , ισχύος έως 150 kW.





**Σχήμα 4.1:** Μελλοντική % κατανάλωση HFCs σε ισοδύναμους τόνους CO<sub>2</sub> βασιζόμενη στη μέση κατανάλωση τους κατά τα έτη 2009-2012 (56)

#### 4.2 Επιλογή Ψυκτικών

Παρά την εκτεταμένη έρευνα και ανάπτυξη, δεν υπάρχει κανένα ενιαίο ρευστό που να ικανοποιεί όλα αυτά τα κριτήρια και η επιλογή περιλαμβάνει κάποιο επίπεδο συμβιβασμού. Οι κατάλληλες επιλογές ψυκτικού περιορίζονται σε μια στενή ομάδα φθοριούχων υδρογονανθράκων, υδροφθορο-ολεφινών, μιγμάτων αυτών των ρευστών καθώς και «φυσικών» ρευστών (natural fluids) όπως η αμμωνία, οι υδρογονάνθρακες και το διοξείδιο του άνθρακα. Ορισμένα κριτήρια επιλογής είναι σταθερά, συμπεριλαμβανομένου του μηδενικού δυναμικού καταστροφής του όζοντος (ODP) και του αδρανούς κατά τη λειτουργία σε ένα σύστημα. Άλλα κριτήρια όπως οι κρίσιμες θερμοκρασίες και οι θερμοκρασίες βρασμού μπορεί να διαφέρουν ανάλογα με την εφαρμογή. Η πρόσφατη ανάπτυξη νέων χημικών συστατικών περιλαμβάνει ρευστά με μειωμένη ευστάθεια προκειμένου να διασφαλιστεί μικρότερη ζωή στη ατμόσφαιρα (atmospheric life) και χαμηλότερο δυναμικό υπερθέρμανσης (GWP). Πολλά από αυτά τα ψυκτικά και τα μείγματά τους ταξινομούνται επίσης ως ήπια εύφλεκτα. Αυτά τα χαρακτηριστικά είναι ανεπιθύμητα, αλλά αντιπροσωπεύουν τον απαραίτητο συμβιβασμό προκειμένου να ικανοποιηθούν οι απαιτήσεις της περιβαλλοντικής νομοθεσίας. Ο κλάδος πρέπει να μάθει να προσαρμόζεται στις νέες απαιτήσεις εάν θέλει να χρησιμοποιεί εναλλακτικά ρευστά, αλλά αυτή η αλλαγή φέρνει επίσης ευκαιρίες για καινοτομία.

**Πίνακας 4.1:** Κριτήρια επιλογής ψυκτικών

<b>Κριτήρια Επιλογής</b>	<b>Ιδιότητες</b>
Χημικά	Ευσταθή και αδρανή
Υγείας και ασφάλειας	Μη τοξικά και μη εύφλεκτα
Περιβαλλοντικά	Μηδενικό ODP και χαμηλό GWP
Θερμοδυναμικά και θερμοφυσικά	Κατάλληλη κρίσιμη θερμοκρασία ατμοποίησης ανάλογα με την εφαρμογή  Μικρή ειδική θερμοχωρητικότητα  Μικρό ιξώδες  Υψηλή θερμική αγωγιμότητα
Διάφορα	Καλή διαλυτότητα σε λάδι  Χαμηλό σημείο τήξης  Λογικά υλικά συγκράτησης  Εύκολος εντοπισμός διαρροών  Χαμηλό κόστος

#### 4.2.1 Υγεία και ασφάλεια

Η εισαγωγή της ευφλεκτότητας ως απαραίτητος συμβιβασμός στην επιλογή ψυκτικού μέσου φέρνει μια νέα πρόκληση στους κατασκευαστές και τους εγκαταστάτες εξοπλισμού. Η ταξινόμηση αναφλεξιμότητας του ψυκτικού μέσου περιγράφεται λεπτομερώς στο ISO817:2014 και φαίνεται στον **Πίνακα 4.2**. Τα ψυκτικά CFC, HFC και HCFC που χρησιμοποιήθηκαν τα τελευταία 80 χρόνια ήταν Κλάσης ασφαλείας 1 χωρίς διάδοση φλόγας στις καθορισμένες συνθήκες δοκιμής. Δεν απαιτήθηκαν ειδικές απαιτήσεις για εξοπλισμό και εγκαταστάσεις. Μπορεί να φανεί από τον **Πίνακα 4.3** ότι η μετάβαση σε εναλλακτικές λύσεις χαμηλότερου GWP κάτω από 1000 συνήθως οδηγεί σε

μια πρόσφατα αναπτυγμένη ταξινόμηση 2L. Αυτά τα υγρά παρουσιάζουν χαρακτηριστικά παρόμοια με την υπάρχουσα Κλάση 2, καθώς έχουν χαμηλότερο όριο αναφλεξιμότητας >3,5% v/v και θερμότητα καύσης μικρότερη από 19.000 kJ/kg. Η βασική διαφορά είναι ότι η εξάπλωση της φλόγας είναι μικρότερη από 10 cm/s στους 23°C και στα 101kPa. Παρόλο που το ISO817 αναγνωρίζει τα ψυκτικά της κατηγορίας 2L ως «χαμηλότερης ευφλεκτότητας», δεν υπάρχει τέτοιος ορισμός στην ευρωπαϊκή οδηγία ATEX, η οποία περιγράφει τον εξοπλισμό και το περιβάλλον εργασίας που επιτρέπεται σε ένα περιβάλλον με εκρηκτική ατμόσφαιρα. Κάτω από το ATEX υπάρχουν εύφλεκτα και μη εύφλεκτα υγρά και τα ψυκτικά 2L βρίσκονται κάτω από το πρώτο. Αυτό σημαίνει ότι πρέπει να συμμορφώνονται με τους εθνικούς κανονισμούς που είναι εναρμονισμένοι με την οδηγία. Στο Ηνωμένο Βασίλειο, πρόκειται για τον Κανονισμό Επικίνδυνων Ουσιών και Εκρηκτικών Ατμοσφαιρών (Dangerous Substances and Explosive Atmospheres Regulations: DSEAR) 2002, ο οποίος απαιτεί τη διενέργεια αξιολόγησης κινδύνου για όλες τις εγκαταστάσεις που χρησιμοποιούν εύφλεκτα ρευστά. Εάν αυτή η αξιολόγηση καταλήξει στο συμπέρασμα ότι δεν υπάρχει κίνδυνος εύφλεκτης ατμόσφαιρας ή ότι η συνέπεια της ανάφλεξης είναι αμελητέα, τότε δεν απαιτείται περαιτέρω ενέργεια. Για να επιτευχθεί αυτό υπό όλες τις συνθήκες λειτουργίας, ακόμη και όταν η εγκατάσταση είναι απενεργοποιημένη, απαιτείται αερισμός σε περιοχές όπου υπάρχει πιθανότητα διαρροής. Το αποτέλεσμα είναι ότι τα μέτρα που απαιτούνται για τα νέα ψυκτικά 2L είναι παρόμοια με εκείνα των εγκαταστάσεων αμμωνίας για την ικανοποίηση των απαιτήσεων του DSEAR. Η ανάγκη διεξαγωγής αξιολογήσεων κινδύνου DSEAR δεν είναι κάτι που ήταν απαραίτητο στο παρελθόν για τις περισσότερες εγκαταστάσεις συνθετικών ψυκτικών, καθώς ήταν Κλάσης 1. Αυτό θα απαιτήσει εκπαίδευση και κατάρτιση του κλάδου για τη διασφάλιση της συμμόρφωσης. Θα προσθέσει επίσης κόστος σε μια εγκατάσταση τόσο όσον αφορά τη διεξαγωγή της αξιολόγησης όσο και την ενσωμάτωση του απαραίτητου αερισμού και ανίχνευσης αερίου.

**Πίνακας 4.2:** Ταξινόμηση βάση ασφάλειας κατά ISO817:2014

Safety Classification	Lower Flammability Limit (LFL) % v/v	Heat of Combustion kJ kg <sup>-1</sup>	Flame Propagation at 60°C and 101.3kPa
1	No flame propagation at 60°C and 101.3kPa		
2L lower flammability	>3.5	<19,000	Yes and burning velocity <10 cm s <sup>-1</sup> at 23°C and 101.kPa
2, flammable	>3.5	<19,000	Yes
3, higher flammability	≤3.5	≥19,000	Yes

**Πίνακας 4.3:** GWP και κλάση ασφάλειας ψυκτικών

Refrigerant	Chemical Formula /Composition	GWP (100 year)	Safety Class
R22	CHClF <sub>2</sub>	1810	A1
R32	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	675	A2L
R125	CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	3500	A1
R134a	CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub>	1430	A1
R290	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	3	A3
R404A	R125/R143a/R134a (44/52/4)	3922	A1
R407A	R32/R125/R134a (20/20/60)	2107	A1
R407F	R32/R125/R134a (30/30/40)	1825	A1
R717	NH <sub>3</sub>	0	B2L
R744	CO <sub>2</sub>	1	A1
R1234yf	CF <sub>3</sub> CF=CH <sub>2</sub>	4	A2L
R1234ze(E)	CF <sub>3</sub> CH=CHF	7	A2L

#### 4.2.2 Τοξικότητα

Το ISO817 έχει δύο κατηγορίες τοξικότητας όπως φαίνεται στον **Πίνακα 4.2**. Αυτές δηλώνονται ως «Κλάση A (χαμηλότερη χρόνια τοξικότητα)» και «Κλάση B (υψηλότερη χρόνια τοξικότητα)». Το όριο μεταξύ αυτών των δύο κατηγοριών βασίζεται στο όριο έκθεσης (Occupational Exposure Limit: OEL) και ορίζεται στα 0,04% v/v (ή 400 ppm). Η πλειονότητα των ψυκτικών που διατίθενται στο εμπόριο είναι Κατηγορίας A, συμπεριλαμβανομένων του διοξειδίου του άνθρακα και των υδρογονανθράκων. Η αξιοσημείωτη εξαίρεση είναι η αμμωνία που έχει OEL 25 ppm, περιορίζοντας τη χρήση της σε βιομηχανικές εφαρμογές ή σε υπαίθριες εγκαταστάσεις. Η προτυποποίηση κατά ISO817 αφορά το ψυκτικό μέσο, αλλά αξίζει επίσης να ληφθούν υπόψη τα υποπροϊόντα της καύσης, καθώς πολλά από τα νέα ρευστά που διεισδύουν στην αγορά είναι κατηγορίας A2L. Τα προϊόντα της καύσης της αμμωνίας είναι το άζωτο και το νερό, τα οποία είναι από μόνα τους αβλαβή σε σύγκριση με την ίδια την αμμωνία. Το αντίθετο ισχύει για ένα φθοριούχο ψυκτικό μέσο όπως το R32 όπου τα προϊόντα της καύσης είναι το υδροφθόριο (HF) και το καρβονυλοφθόριο (COF<sub>2</sub>) (Smith and Tufts, 1996). Το υδροφθόριο είναι ένα εξαιρετικά επικίνδυνο αέριο, το οποίο σχηματίζει το διαβρωτικό και διεισδυτικό υδροφθορικό οξύ κατά την επαφή με την υγρασία. Μπορεί επίσης να προκαλέσει τύφλωση εάν έρθει σε επαφή με τα μάτια και έχει άμεσο κίνδυνο για τη ζωή ή την υγεία (IDLH) για συγκεντρώσεις άνω των 30 ppm. Αυτό είναι το ένα δέκατο του επιπέδου της αμμωνίας. Το καρβονυλοφθορίδιο είναι παρόμοιο με το φωσγένιο ή χλωριούχο καρβονύλιο (COCl<sub>2</sub>) στο ότι είναι άχρωμο και εξαιρετικά τοξικό. Το βραχυπρόθεσμο όριο έκθεσης των 5 ppm είναι το ένα έβδομο εκείνου της αμμωνίας. Αυτά τα προϊόντα καύσης πρέπει να λαμβάνονται υπόψη κατά το σχεδιασμό συστημάτων ψύξης, ώστε σε περίπτωση ανάφλεξης (ή πυρκαγιάς), να ακολουθούνται οι σωστές διαδικασίες έκτακτης ανάγκης.

#### 4.3 Η Σύμβαση της Βιέννης και το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ

Οι κορυφαίοι οικολόγοι στον κόσμο και οι ομόλογοί τους στη βιομηχανία και το εμπόριο συμφωνούν όλοι ότι οι CFC είναι η κύρια αιτία της καταστροφής της στιβάδας του όζοντος στην ατμόσφαιρα. Η καταστροφή του στρώματος του όζοντος και το φαινόμενο του θερμοκηπίου (άμεσο ή έμμεσο) είναι τα πρώτα περιβαλλοντικά προβλήματα που έχουν προκύψει από τη χρήση CFC. Το 1974, ο Molina και ο Rowland παρατήρησαν μια τρύπα στο στρώμα του όζοντος πάνω από την Ανταρκτική, την οποία

θεώρησαν ότι ήταν μη φυσιολογική. Φαινόταν να υπάρχει άμεση σύνδεση με τους CFC. Το 1977, 3 χρόνια αφότου οι Molina και Rowland παρουσίασαν την υπόθεσή τους για την καταστροφή του όζοντος από CFC, το Περιβαλλοντικό Πρόγραμμα των Ηνωμένων Εθνών διοργάνωσε μια κρίσιμη διάσκεψη για να ξεκινήσει δράση. Έκτοτε, αυτή η κατάσταση έχει συζητηθεί σε πολλές συναντήσεις και συμπόσια. Στις 19 Σεπτεμβρίου 1987, 24 χώρες που συναντήθηκαν στο Μόντρεαλ υπέγραψαν το *Πρωτόκολλο για τις ουσίες που καταστρέφουν τη στιβάδα του όζοντος*. Το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ ήταν η διεθνής συνθήκη που διέπει την προστασία του όζοντος της στρατόσφαιρας. Το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ και οι τροποποιήσεις του ελέγχουν τη σταδιακή κατάργηση της παραγωγής και χρήσης ODS. Σύμφωνα με το Πρωτόκολλο, αρκετοί διεθνείς οργανισμοί αναφέρουν την επιστήμη της καταστροφής του όζοντος, υλοποιούν έργα που θα βοηθήσουν στην απομάκρυνση από το ODS και παρέχουν ένα φόρουμ για συζητήσεις πολιτικής. Επιπλέον, το Πολυμερές Ταμείο παρέχει πόρους σε αναπτυσσόμενες χώρες για την προώθηση της μετάβασης σε τεχνολογίες ασφαλείς για το όζον.

Το πρωτόκολλο αυτό προέβλεπε μείωση της κατανάλωσης (κατά 20% της κατανάλωσης του 1986 έως την 1η Ιουλίου 1993 και κατά 50% έως την 1η Ιουλίου 1998), με μεταγενέστερες προθεσμίες για τις αναπτυσσόμενες χώρες. Επιπλέον, πολλές χώρες (πάνω από 70) υπέγραψαν το Πρωτόκολλο και αποδέχθηκαν τους κανονισμούς στην επόμενη Διάσκεψη του Ελσίνκι (Μάιος 1989) και στη Διάσκεψη του Λονδίνου (Ιούνιος 1990) και ούτω καθεξής. Αργότερα, πολλές χώρες έχουν υιοθετήσει κανονισμούς αυστηρότερους από αυτούς του Πρωτοκόλλου του Μόντρεαλ.

Μετά το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ, έγινε τεράστια προσπάθεια στη βιομηχανία ψύξης και κλιματισμού για την εξεύρεση κατάλληλων αντικαταστατών για τους CFC που βρίσκονται τώρα σταδιακά. Από την άποψη αυτή, διερευνώνται οι θερμοδυναμικές πτυχές των ψυκτικών μέσων αντικατάστασης, ιδίως οι συνέπειες για την απόδοση λειτουργίας του συστήματος και τις επιθυμητές θερμοκρασίες και πιέσεις λειτουργίας για συμβατικό εξοπλισμό ψύξης. Πρόσφατα, υπάρχει αυξανόμενο ενδιαφέρον για έρευνα και ανάπτυξη σε πολλούς τομείς, για παράδειγμα, οικολογικά φαινόμενα, τοξικολογία υγρών, θερμοδυναμικές και τεχνολογικές ιδιότητες των εναλλακτικών ψυκτικών και εξοπλισμού και χρήση των νέων κύκλων και συστημάτων.

Το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ είναι μια διεθνής συμφωνία για τις ουσίες που καταστρέφουν τη στιβάδα του όζοντος. Επικυρώθηκε στις 16 Σεπτεμβρίου του 1987 και τέθηκε σε ισχύ την 1<sup>η</sup> Ιανουαρίου 1989. Σχεδιάστηκε για να σταματήσει την παραγωγή και την εισαγωγή ουσιών που καταστρέφουν το όζον και να μειώσει τη συγκέντρωσή τους στην ατμόσφαιρα με σκοπό να συμβάλει στην προστασία του στρώματος του όζοντος της γης. Το πρωτόκολλο του Μόντρεαλ υπάγεται στη Σύμβαση της Βιέννης για την Προστασία της Στιβάδας του Όζοντος. Το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ ορίζει ένα υποχρεωτικό

χρονοδιάγραμμα για τη σταδιακή κατάργηση των κύριων ουσιών που καταστρέφουν το όζον. Αυτό το χρονοδιάγραμμα αναθεωρείται τακτικά, με τις ημερομηνίες σταδιακής κατάργησης να επιταχύνονται σύμφωνα με την επιστημονική κατανόηση και την τεχνολογική πρόοδο.

Το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ ορίζει δεσμευτικές υποχρεώσεις σταδιακής κατάργησης για τις ανεπτυγμένες και τις αναπτυσσόμενες χώρες για όλες τις κύριες ουσίες που καταστρέφουν το όζον, συμπεριλαμβανομένων των χλωροφθορανθράκων (CFC), των halons καθώς και λιγότερο επιβλαβών μεταβατικών (transitional) χημικών ουσιών όπως οι υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFCs). Το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ στοχεύει 96 χημικές ουσίες που καταστρέφουν το όζον σε χιλιάδες εφαρμογές σε περισσότερους από 240 βιομηχανικούς τομείς. Το 2016 το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ έγινε επίσης υπεύθυνο για τον καθορισμό δεσμευτικών υποχρεώσεων σταδιακής κατάργησης για τους 18 κύριους υδροφθοράνθρακες (HFC). Το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ ενισχύθηκε περαιτέρω μέσω έξι τροπολογιών, οι οποίες έφεραν σταδιακή κατάργηση χρονοδιαγραμμάτων και πρόσθεσαν νέες ουσίες στον κατάλογο των ουσιών που ελέγχονται βάσει του Πρωτοκόλλου του Μόντρεαλ.

Εκτός από τη συμβολή στην προστασία και την αποκατάσταση της στιβάδας του όζοντος, το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ έχει επίσης αποφέρει και άλλα σημαντικά περιβαλλοντικά οφέλη. Πιο συγκεκριμένα, η σταδιακή εξάλειψη των ουσιών που καταστρέφουν το όζον, οι οποίες είναι συχνά επίσης αέρια με υψηλό δυναμικό υπερθέρμανση του πλανήτη (GWP), έχει ωφελήσει το παγκόσμιο κλίμα μειώνοντας την ποσότητα αερίων του θερμοκηπίου που εισέρχονται στην ατμόσφαιρα.

Το Ενιαίο υπερταμείο για την Εφαρμογή του Πρωτοκόλλου του Μόντρεαλ ήταν ο πρώτος χρηματοδοτικός μηχανισμός που δημιουργήθηκε βάσει διεθνούς συνθήκης. Δημιουργήθηκε βάσει του Πρωτοκόλλου του Μόντρεαλ το 1990 για να παρέχει οικονομική βοήθεια στις αναπτυσσόμενες χώρες για να τις βοηθήσει να καταργήσουν σταδιακά τη χρήση ουσιών που καταστρέφουν το όζον. Το ταμείο έχει παράσχει περισσότερα από 3,7 δισεκατομμύρια δολάρια σε οικονομική βοήθεια, μεταξύ άλλων από την Αυστραλία, σε αναπτυσσόμενες χώρες για τη σταδιακή κατάργηση της παραγωγής και της κατανάλωσης ουσιών που καταστρέφουν το όζον από την έναρξή του.

Η Σύμβαση της Βιέννης εγκρίθηκε το 1985 και στόχος της είναι η προώθηση της συνεργασίας για τις αρνητικές επιπτώσεις των ανθρωπίνων δραστηριοτήτων στη στιβάδα του όζοντος. Συντάχθηκε μετά από διεθνή συζήτηση για επιστημονικές ανακαλύψεις τις δεκαετίες του 1970 και του 1980, υπογραμμίζοντας την αρνητική επίδραση της ανθρωπίνης δραστηριότητας στα επίπεδα του όζοντος στη στρατόσφαιρα και την

ανακάλυψη της «τρύπας του όζοντος». Το 2009 η Σύμβαση της Βιέννης έγινε η πρώτη διεθνής συμφωνία που έτυχε καθολικής επικύρωσης από όλα τα κράτη μέλη του ΟΗΕ.

### **Το Χρονοδιάγραμμα των διεθνών συμφωνιών και τροποποιήσεων τους.**

1985 Σύμβαση της Βιέννης για την προστασία του στρώματος του όζοντος

1987 Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ για τα συστατικά που συμβάλλουν στην καταστροφή του όζοντος

1990 Δημιουργία Υπερταμείου (Multilateral Fund)

1990 Η τροποποίηση του Λονδίνου

1991 Ξεκινάει η διαδικασία για τη σταδιακή κατάργησή των χλωροφθορανθράκων (CFCs), Halons και του Τετραχλωράνθρακα (Phase out)

1992 Η τροποποίηση της Κοπεγχάγης

1995 Η τροποποίηση της Βιέννης

1996 Ξεκινάει η διαδικασία για τη σταδιακή κατάργησή των υδροχλωροφθορανθράκων (HCFCs)

1997 Η τροποποίηση του Μόντρεαλ

1999 Η τροποποίηση του Πεκίνου

2016 Η τροποποίηση του Κιγκάλι

2019 Ξεκινάει η διαδικασία πλήρους κατάργησης των HFCs

**Πίνακας 4.4:** Περίληψη των μέτρων ελέγχου του Πρωτοκόλλου του Μόντρεαλ

Ozone depleting substances	Developed countries	Developing countries
Chlorofluorocarbons (CFCs)	Phased out end of 1995 <sup>a</sup>	Phased out end of 2010
Halons	Phased out end of 1993	Phased out end of 2010
CCl <sub>4</sub> (Carbon tetrachloride)	Phased out end of 1995 <sup>a</sup>	Phased out end of 2010



CH <sub>3</sub> CCl <sub>3</sub> (Methyl chloroform)	Phased out end of 1995 <sup>a</sup>	Phased out end of 2015
Hydrochlorofluorocarbons (HCFCs)	Freeze from beginning of 1996 <sup>b</sup> 35% reduction by 2004 75% reduction by 2010 90% reduction by 2015 Total phase out by 2020 <sup>c</sup>	Freeze in 2013 at a base level as calculated the average of 2009 and 2010 consumption levels 10% reduction by 2015 35% reduction by 2020 67.5% reduction by 2025 Total phase out by 2030 <sup>d</sup>
Hydrobromofluorocarbons (HBFCs)	Phased out end of 1995	Phased out end of 1995
Methyl bromide (CH <sub>3</sub> Br) (horticultural uses)	Freeze in 1995 at 1991 base level <sup>e</sup> 25% reduction by 1999 50% reduction by 2001 70% reduction by 2003 Phased out end of 2005	Freeze in 2002 at average 1995-1998 base level <sup>e</sup> 20% reduction by 2005 Phased out end of 2015
Bromochloromethane (CH <sub>2</sub> BrCl)	Phased out end of 2002	Phased out end of 2002
Hydrofluorocarbons (HFCs)	10% reduction by 2019 <sup>f</sup> 30% reduction by 2024 70% reduction by 2029 80% reduction by 2034 85% reduction by 2036	Freeze in 2024 <sup>g</sup> 10% reduction by 2029 30% reduction by 2035 50% reduction by 2040 80% reduction by 2045

- Με εξαίρεση έναν πολύ μικρό αριθμό διεθνώς συμφωνημένων βασικών χρήσεων που θεωρούνται κρίσιμες για την ανθρώπινη υγεία ή/και εργαστηριακές και αναλυτικές διαδικασίες.
- Με βάση την κατανάλωση HCFC του 1989 με πρόσθετο όριο (σταθμισμένο δυναμικό καταστροφής του όζοντος) ίσο με το 2,8% της κατανάλωσης CFC του 1989.
- Έως και 0,5% της βασικής κατανάλωσης μπορεί να χρησιμοποιηθεί από το 2020 έως το 2030 για τη συντήρηση του υπάρχοντος εξοπλισμού ψύξης και κλιματισμού.

- d. Έως το 2,5% της κατανάλωσης βασικού επιπέδου μπορεί να χρησιμοποιηθεί έως το 2040 για την εξυπηρέτηση του υπάρχοντος εξοπλισμού, με την επιφύλαξη επανεξέτασης το 2025.
- e. Όλες οι μειώσεις περιλαμβάνουν εξαίρεση για χρήσεις πριν από την αποστολή και την καραντίνα.
- f. Ορισμένες χώρες με οικονομίες σε μεταβατικό στάδιο έχουν μια ελαφρά καθυστέρηση έναρξης της σταδιακής κατάργησης των HFC, αλλά καλύπτουν τις δεσμεύσεις άλλων αναπτυσσόμενων χωρών έως το 2029.
- g. Ορισμένες αναπτυσσόμενες χώρες έχουν καθυστερημένη έναρξη της σταδιακής κατάργησης των HFC, ξεκινώντας το πάγωμά τους το 2028 αντί για το 2024 και ολοκληρώνοντας τη μείωση κατά 85% έως το 2047.

#### **4.4. Διαφορετικές Εφαρμογές Βιομηχανικών Συστημάτων Ψύξης σε Ποικίλες Βιομηχανίες**

Στις μέρες μας, η ψύξη έχει γίνει υψίστης σημασίας για την ανθρωπότητα. Η βιομηχανική ψύξη έχει αποκτήσει ύψιστη σημασία από τις αρχές της δεκαετίας του '20. Τα συστήματα ψύξης και ψύξης έχουν σχεδιαστεί για να ικανοποιούν τις απαιτήσεις διαφορετικών βιομηχανιών με βάση τα διαφορετικά χαρακτηριστικά τους.

##### **4.4.1 Περιφερειακή Ψύξη (District Cooling)**

Η περιφερειακή ψύξη είναι η διαδικασία παραγωγής ψυκτικών ρευμάτων ειδικά κρύου νερού χρησιμοποιώντας διαφορετικές τεχνολογίες σε μια κεντρική μονάδα. Το κρύο νερό στη συνέχεια διανέμεται σε διάφορες κατοικημένες περιοχές όπως γραφεία, σπίτια και άλλα εμπορικά καθώς και οικιστικά έργα. Αυτή η μέθοδος παραγωγής ψύξης παρέχει υψηλότερα επίπεδα απόδοσης στη διανομή κρύου νερού. Μειώνει το κόστος επένδυσης, λειτουργίας και συντήρησης σε σχέση με τα συνηθισμένα συστήματα ψύξης. Μπορεί επίσης να βοηθήσει στη διατήρηση της ενέργειας προσφέροντας περιβαλλοντικά και οικονομικά οφέλη στις πυκνοκατοικημένες περιοχές.

##### **4.4.2. Παραγωγή Ηλεκτρικής Ενέργειας**

Η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας βασίζεται στην αποτέφρωση διαφορετικών καυσίμων. Οι καθορισμένες συνθήκες εισόδου αέρα βοηθούν στην επίτευξη υψηλότερου επιπέδου ακρίβειας και απόδοσης. Με υψηλή θερμοκρασία η πυκνότητα του εισερχόμενου αέρα μειώνεται με αποτέλεσμα τη μείωση της παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας. Προκειμένου να αποφευχθούν τέτοια προβλήματα, χρησιμοποιούνται διάφορα συστήματα ψύξης για τη μείωση της θερμοκρασίας του ρεύματος αέρα. Η άλλη χρήση του συστήματος ψύξης είναι ο περιορισμός των εργασιών συντήρησης. Αυτός ο τύπος ψυκτικού εξοπλισμού συνήθως βασίζεται σε κύκλους απορρόφησης ή συμπίεσης.

#### **4.4.3. Χημική & Πετροχημική Βιομηχανία**

Οι χημικές και πετροχημικές αντιδράσεις δεν απαιτείται να ελέγχονται όπως οι φαρμακευτικές αντιδράσεις. Ωστόσο, ο έλεγχος θερμοκρασίας είναι ένας ουσιαστικός παράγοντας στη διαδικασία για την επίτευξη του υψηλότερου επιπέδου απόδοσης. Λειτουργίες όπως αποστάξεις, συμπυκνώσεις και κρυσταλλώσεις απαιτούν αφαίρεση της θερμότητας, υποδεικνύοντας έτσι την αναγκαιότητα του συστήματος ψύξης. Οι εγκαταστάσεις ψύξης μεγάλης κλίμακας όπως το νερό του ποταμού και το θαλασσινό νερό χρησιμοποιούνται συνήθως για χημικές και πετροχημικές βιομηχανίες, καθώς οι διαδικασίες απαιτούν υψηλή ροή κρύου νερού. Οι κύκλοι απορρόφησης και συμπίεσης χρησιμοποιούνται για τη μείωση της θερμότητας του θερμού ρεύματος όταν η θερμότητα μοιραστεί στις διάφορες λειτουργίες.

#### **4.4.4. Φαρμακευτική βιομηχανία**

Η θερμοκρασία είναι ένας από τους πιο απαραίτητους παράγοντες στη φαρμακοβιομηχανία. Τα συστατικά που χρησιμοποιούνται για την παραγωγή φαρμάκων απαιτείται να εναποτεθούν σε πολύ ελεγχόμενες συνθήκες, συνήθως σε χαμηλές θερμοκρασίες. Αυτοί είναι οι λόγοι για τους οποίους η φαρμακευτική βιομηχανία εξαρτάται κυρίως από εξελιγμένα συστήματα ψύξης. Αυτά τα συστήματα βοηθούν στη διατήρηση της θερμοκρασίας στο ίδιο επίπεδο με τις απαιτήσεις των δωματίων και των μονάδων αποθήκευσης. Οι ψυκτικές εγκαταστάσεις που χρησιμοποιούνται στη φαρμακευτική βιομηχανία είναι σχετικά μικρότερες. Αυτό οφείλεται στους περιορισμούς της παραγωγικής ικανότητας του εξοπλισμού της φαρμακευτικής βιομηχανίας. Μια κεντρική μονάδα ψύξης με ψυκτικά μέσα και σταθμούς μετασχηματισμού

χρησιμοποιείται και διακλαδίζεται στους διαφορετικούς καθαρούς χώρους του συστήματος. Μερικά από τα άλλα συστήματα ψύξης που χρησιμοποιούνται σε αυτόν τον κλάδο περιλαμβάνουν μονάδες ψύξης πεπιεσμένου αέρα, μονάδες οξυχλωρίωσης και εγκαταστάσεις υγροποίησης χλωρίου/αμμωνίας/οξυγόνου.

#### **4.4.5. Βιομηχανία Τροφίμων & Ποτών**

Η ψύξη είναι ζωτικής σημασίας στοιχείο στη βιομηχανία τροφίμων και ποτών. Το σύστημα ψύξης διατηρεί τα τρόφιμα και τα ποτά για μεγάλο χρονικό διάστημα και αποτρέπει πιθανή μικροβιολογική μόλυνση. Η τέλεια θερμοκρασία είναι ο πιο σημαντικός παράγοντας κατά τη διαδικασία παρασκευής καθώς διασφαλίζει την ασφάλεια των επεξεργασμένων τροφίμων. Πολλά συστήματα ψύξης χρησιμοποιούνται στη βιομηχανία Τροφίμων & Ποτών. Για παράδειγμα, για την επεξεργασία των τροφίμων, το κρύο νερό χρησιμοποιείται ως τυπικό σύστημα ψύξης.

### **4.5. Φυσικά Ψυκτικά Ρευστά**

#### **4.5.1. Το διοξείδιο του άνθρακα**

Το διοξείδιο του άνθρακα ήταν ένα από τα πρώτα ρευστά που χρησιμοποιήθηκαν στην ψύξη, αλλά οι υψηλές πιέσεις λειτουργίας και η υπερκρίσιμη λειτουργία σε θερμότερο περιβάλλον σήμαιναν ότι έπεσε σε δυσμένεια όταν έγιναν διαθέσιμες εναλλακτικές συνθετικές ουσίες χαμηλότερης πίεσης. Τα τελευταία 20 χρόνια, γνώρισε μια αναβίωση στη χρήση λόγω των περιβαλλοντικών περιορισμών που συνεχώς επιβάλλονται. Ως ρευστό με πολύ χαμηλό GWP=1 αποτελεί ένα ιδανικό ψυκτικό μέσο. Τα υποκρίσιμα συστήματα διοξειδίου του άνθρακα σε “κλιμακωτό καταρράκτη” (Cascade) με ρευστά όπως η αμμωνία για βιομηχανικές εφαρμογές έχουν περιγραφεί από τους Pearson et. Al (57) και Blackhurst (58), αλλά η μεγαλύτερη ανάπτυξη τα τελευταία χρόνια ήταν στις εφαρμογές στα σούπερ μάρκετ. Στα τέλη του 2015 υπήρχαν περισσότερα από 5.500 σούπερ μάρκετ που λειτουργούσαν με διοξείδιο του άνθρακα και ο αριθμός αυτός διπλασιάστηκε το 2016 λόγω της σταδιακής μείωσης των HFC. Ο υπόλοιπος κόσμος αναμένεται να ακολουθήσει με αυξανόμενο αριθμό συστημάτων ψύξης με CO<sub>2</sub> όπως η Ιαπωνία, οι ΗΠΑ και ο Καναδάς. Υπάρχουν παραδείγματα χρήσης CO<sub>2</sub> και σε μικρότερα βιομηχανικά έργα. Αυτό είναι βέβαιο ότι θα αυξηθεί καθώς οι τελικοί χρήστες αναζητούν

μια εναλλακτική λύση για τα R404A και R507A. Εξαρτήματα όπως συμπιεστές, ατμοποιητές, ψύκτες, βαλβίδες, σωληνώσεις, όργανα και χειριστήρια είναι ευρέως διαθέσιμα και οι τιμές γίνονται πιο ανταγωνιστικές καθώς αυξάνονται οι όγκοι. Η μείωση των μεγεθών των σωλήνων όταν χρησιμοποιείται CO<sub>2</sub> σε συνδυασμό με τη δυνατότητα χρήσης χαλκού, σημαίνει ότι το κόστος εγκατάστασης είναι επίσης ανταγωνιστικό. Ένας αυξανόμενος αριθμός κατασκευαστών προσφέρει εξοπλισμό σε χωρητικότητες που κυμαίνονται από δεκάδες έως εκατοντάδες κιλοβάτ. Τα σχέδια συστημάτων περιλαμβάνουν μονοβάθμιο ψυκτικό κύκλο για εφαρμογές μέσης/υψηλής θερμοκρασίας και διβάθμιο για χαμηλή θερμοκρασία. Στα εύκρατα κλίματα υπάρχει το πλεονέκτημα της υποκρίσιμης λειτουργίας για το μεγαλύτερο μέρος του έτους βοηθώντας έτσι στην αύξηση της αποτελεσματικότητας. Η απορριπτόμενη θερμότητα είναι υψηλής ποιότητας και μπορεί να χρησιμοποιηθεί όπου υπάρχει απαίτηση για Ζεστό Νερό Χρήσης (ZNX). Άλλες λύσεις περιλαμβάνουν συστήματα υποκρίσιμης χαμηλής θερμοκρασίας CO<sub>2</sub> και αντλούμενου πτητικού δευτερογενούς CO<sub>2</sub>, τα οποία συμπυκνώνονται μέσω ενός συστήματος πρωτεύοντος ψυκτικού μέσου που λειτουργεί με ψυκτικά μέσα χαμηλού GWP. Μια πρόκληση για τη χρήση του σε μικρές βιομηχανικές ψύξεις είναι η μακροζωία. Επί του παρόντος, οι εγκαταστάσεις ψύξης με CO<sub>2</sub> κατασκευάζονται για τη λιανική αγορά και έχουν προσδόκιμο ζωής που βασίζεται στον κύκλο ανανέωσης για ένα σούπερ μάρκετ που είναι συνήθως 10 χρόνια. Οι βιομηχανικοί τελικοί χρήστες συνήθως επιδιώκουν να επενδύσουν σε εξοπλισμό με διάρκεια ζωής 20+ ετών. Η εμπειρία από βιομηχανικά συστήματα μεγαλύτερης κλίμακας δείχνει ότι αυτό είναι εφικτό, αλλά θα απαιτήσει μια πιο στιβαρή προσέγγιση τόσο στο σχεδιασμό όσο και στην εγκατάσταση της συσκευασίας.

Το CO<sub>2</sub> έχει πολλές μοναδικές θερμοφυσικές ιδιότητες:

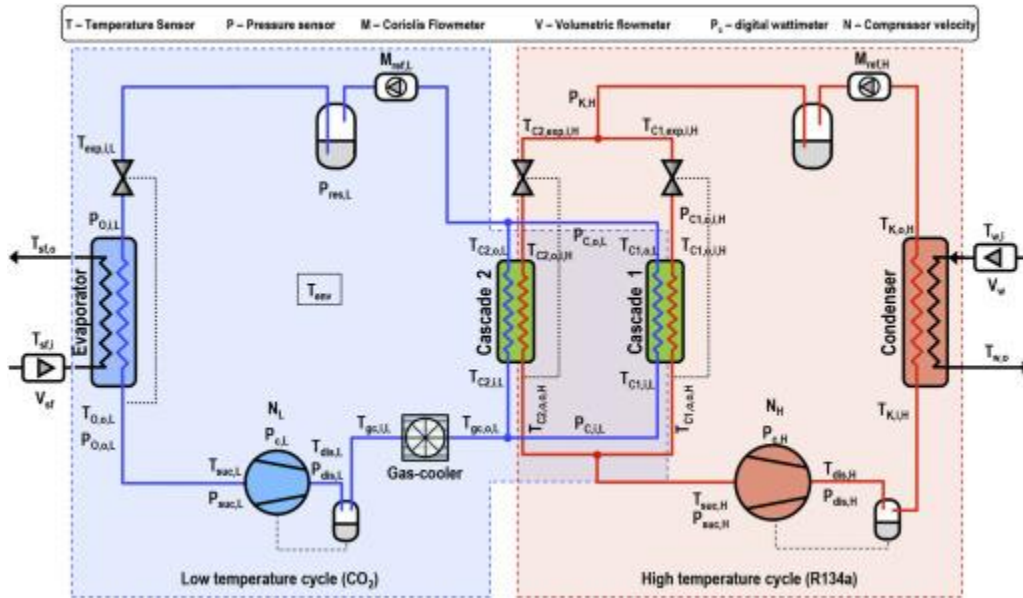
- ✓ Έχει πολύ καλό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας
- ✓ Είναι σχετικά μη ευαίσθητο στις απώλειες πίεσης
- ✓ Έχει πολύ χαμηλό ιξώδες

Σε πρακτικές εφαρμογές, τα συστήματα CO<sub>2</sub> παρέχουν πολύ υψηλές επιδόσεις, με κύριους λόγους την καλύτερη ανταλλαγή θερμότητας, την πολύ χαμηλή ισχύ άντλησης, όταν το CO<sub>2</sub> χρησιμοποιείται ως δευτερεύον ρευστό, και σε ψυχρό κλίμα καθώς και η δυνατότητα λειτουργίας με πολύ χαμηλή πίεση συμπύκνωσης το χειμώνα.

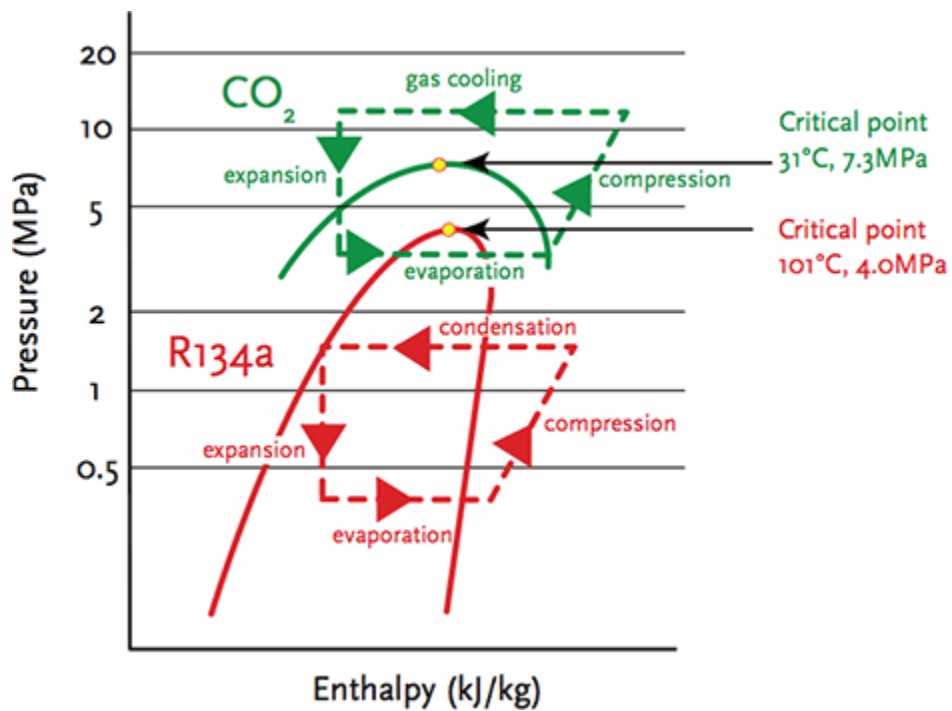
Το CO<sub>2</sub> είναι ένα ψυκτικό υγρό υψηλής πίεσης όπου απαιτούνται υψηλές πιέσεις λειτουργίας για αποτελεσματική λειτουργία. Κατά τη διάρκεια λειτουργίας, η θερμοκρασία περιβάλλοντος μπορεί να φτάσει και να υπερβεί την κρίσιμη θερμοκρασία και η πίεση μπορεί να υπερβεί την κρίσιμη πίεση. Ως εκ τούτου, τα συστήματα είναι συνήθως σχεδιασμένα για να αντέχουν πιέσεις έως και 90 bar, ή μερικές φορές είναι

εξοπλισμένα ακόμη και με μια μικρή μονάδα συμπύκνωσης για να διατηρούν τις πιέσεις χαμηλές. Ταυτόχρονα, το CO<sub>2</sub> έχει χαμηλό λόγο πίεσης συμπίεσης (20 έως 50% μικρότερος από τους HFC και την αμμωνία), γεγονός που βελτιώνει την ογκομετρική απόδοση. Με θερμοκρασίες εξάτμισης στην περιοχή από -55 °C έως 0 °C, η ογκομετρική απόδοση του CO<sub>2</sub> είναι για παράδειγμα τέσσερις έως δώδεκα φορές καλύτερη από εκείνη της αμμωνίας, γεγονός που επιτρέπει τη χρήση συμπιεστών με μικρότερους όγκους σάρωσης (swert volumes). Το τριπλό σημείο και το κρίσιμο σημείο του CO<sub>2</sub> είναι πολύ κοντά στο εύρος εργασίας. Το κρίσιμο σημείο μπορεί να επιτευχθεί κατά την κανονική λειτουργία του συστήματος. Κατά τη διάρκεια του σέρβις του συστήματος, μπορεί να επιτευχθεί το τριπλό σημείο, όπως υποδεικνύεται από το σχηματισμό ξηρού πάγου όταν τα μέρη των συστημάτων που περιέχουν υγρό εκτίθενται σε ατμοσφαιρική πίεση. Απαιτούνται ειδικές διαδικασίες για την αποφυγή σχηματισμού ξηρού πάγου κατά τον εξαερισμό σέρβις. Το CO<sub>2</sub> δεν αντιδρά με κοινά μέταλλα ή με συστατικά Teflon, PEEK ή νεοπρένιο. Ωστόσο, διαχέεται σε ελαστομερή και μπορεί να προκαλέσει διόγκωση με βουτυλικό καουτσούκ (IIR), καουτσούκ νιτριλίου (NBR) και υλικά αιθυλενίου-προπυλενίου (EPDM). Η πυκνότητα του υγρού CO<sub>2</sub> είναι περίπου 1,5 φορές μεγαλύτερη από αυτήν της αμμωνίας, με αποτέλεσμα να απαιτούνται μεγάλοι ψύκτες σε μεγάλα βιομηχανικά συστήματα. Μεγαλύτερη πυκνότητα σημαίνει επίσης υψηλότερη κυκλοφορία λαδιού, η οποία με τη σειρά της απαιτεί αποτελεσματικούς διαχωριστές λαδιού για βιομηχανικά συστήματα.

Για να ξεπεραστεί το πρόβλημα που έγκειται στις υψηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος στο συμπυκνωτή, σχεδιάζονται συστήματα με δύο κυκλώματα (cascade system) μαζί, ώστε το CO<sub>2</sub> (R744) να ψύχεται σε έναν εναλλάκτη προσφέροντας θερμότητα στο δευτερεύον ρευστό (R134a) για την εξάτμισή του.



Σχήμα 4.2: Σύστημα ψύξης CO<sub>2</sub> με R134a σε κλιμακωτό καταρράκτη (Cascade) που χρησιμοποιείται σε σούπερ μάρκετ (59)



Σχήμα 4.3: Διάγραμμα P-h συστήματος ψύξης CO<sub>2</sub> με R134a σε κλιμακωτό καταρράκτη (Cascade) που χρησιμοποιείται σε σούπερ μάρκετ (60)

Η κύρια διαφορά, σε σύγκριση με τα παραδοσιακά ψυκτικά όπως το R-22, είναι η πολύ χαμηλή τιμή της κρίσιμης θερμοκρασίας, 31 °C για το R-744, δηλαδή γύρω από τη μέγιστη θερμοκρασία περιβάλλοντος του καλοκαιριού σε χώρες με εύκρατο κλίμα. Κατά συνέπεια, στον παραδοσιακό κύκλο ψύξης με συμπίεση ατμών, η διαδικασία απόρριψης θερμότητας στο περιβάλλον δεν συνεπάγεται συνήθως συμπύκνωση του διοξειδίου του άνθρακα του ρευστού εργασίας, αλλά μια πυκνή προοδευτική ψύξη αερίου σε (ιδανικά) σταθερή πίεση υψηλότερη από την κρίσιμη πίεση. Αυτό φυσικά συμβαίνει εκτός εάν ένας ψύκτης (π.χ. νερό ψύξης από φυσική πηγή) είναι διαθέσιμος σε θερμοκρασία περίπου 20 °C ή λιγότερο που αποτελεί μια ολοένα και πιο ασυνήθιστη κατάσταση στον σημερινό κόσμο.

#### **4.5.2. Η αμμωνία ως ψυκτικό ρευστό**

Η αμμωνία (NH<sub>3</sub>) είναι ένα αέριο που αποτελείται από δύο άλλα αέρια - άζωτο και υδρογόνο. Είτε βρίσκεται στη φύση είτε παρασκευάζεται από τον άνθρωπο. Είναι άχρωμη αλλά έχει μια έντονη, πικάντικη οσμή. Η αμμωνία, που χρησιμοποιείται συχνά στο εμπόριο σε μεγάλες εγκαταστάσεις κατάψυξης και ψύξης, ονομάζεται επίσης «άνυδρη αμμωνία» επειδή δεν περιέχει σχεδόν καθόλου νερό (είναι 99,98% καθαρό). Η αμμωνία που χρησιμοποιείται σε οικιακές εγκαταστάσεις, συγκριτικά, είναι μόνο περίπου 10% αμμωνία κατά βάρος αναμεμειγμένη με νερό.

Η αμμωνία χρησιμοποιήθηκε για ψύξη το 1876, για πρώτη φορά σε μηχανή συμπίεσης ατμών από τον Carl Von Linde. Άλλα ψυκτικά όπως το CO<sub>2</sub>, το SO<sub>2</sub> χρησιμοποιήθηκαν επίσης συνήθως μέχρι τη δεκαετία του 1920. Η ανάπτυξη των CFC (χλωροφθοράνθρακες) στις ΗΠΑ, τη δεκαετία του 1920 έστρεψε τη ζυγαριά υπέρ αυτών των ψυκτικών. Σε σύγκριση με όλα τα άλλα ψυκτικά που χρησιμοποιήθηκαν εκείνη την εποχή, τα CFC θεωρούνταν αβλαβή και εξαιρετικά σταθερά χημικά. Οι συνέπειες στο εξωτερικό περιβάλλον των μαζικών απελευθερώσεων ψυκτικού μέσου δεν μπορούσαν να προβλεφθούν εκείνες τις μέρες. Τα ψυκτικά «CFC» προωθήθηκαν ως ψυκτικά μέσα ασφαλείας, με αποτέλεσμα την επιτάχυνση της ζήτησης και την επιτυχία του CFC. Αυτά τα ψυκτικά μέσα έγιναν γνωστά ως χημικά που έστειλε ο Θεός και δημιουργήθηκαν από τον άνθρωπο.

Λόγω της επιτυχίας των CFC's, η αμμωνία δέχτηκε μεγάλη πίεση, αλλά κράτησε τη θέση της, ειδικά σε μεγάλες βιομηχανικές εγκαταστάσεις και στη συντήρηση τροφίμων. Η αμμωνία ως ψυκτικό ρευστό έχει βρει τη θέση της σε πληθώρα αποτελεσματικών εφαρμογών με το εύρος θερμοκρασιών να κυμαίνεται από υψηλές έως χαμηλές. Με τη διαρκώς αυξανόμενη εστίαση στην κατανάλωση ενέργειας, τα συστήματα αμμωνίας



αποτελούν μια ασφαλή και βιώσιμη επιλογή για το μέλλον. Συνήθως ένα σύστημα αμμωνίας θα ήταν 15-20 % πιο αποδοτικό από ένα αντίστοιχο DX R404A. Οι πρόσφατες εξελίξεις του συνδυασμού NH<sub>3</sub> και CO<sub>2</sub> συνέβαλαν στην περαιτέρω αύξηση της αποτελεσματικότητας. Συστήματα ψύξης κλιμακωτού καταρράκτη με συνδυασμό NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub> είναι εξαιρετικά αποδοτικά (20% περίπου πιο αποδοτικά από τα παραδοσιακά) για εφαρμογές χαμηλών και πολύ χαμηλών θερμοκρασιών (κάτω από -40°C).

Η αμμωνία είναι το πιο φιλικό προς το περιβάλλον ψυκτικό μέσο. Ανήκει στην ομάδα των λεγόμενων «φυσικών» ψυκτικών και έχει μηδενικό GWP και ODP. Η αμμωνία είναι τοξικό ψυκτικό και είναι επίσης εύφλεκτο σε ορισμένες συγκεντρώσεις. Αυτός είναι ο λόγος για τον οποίο πρέπει να αντιμετωπίζεται με προσοχή και όλα τα συστήματα αμμωνίας πρέπει να σχεδιάζονται με γνώμονα την ασφάλεια. Ταυτόχρονα, σε αντίθεση με τα περισσότερα άλλα ψυκτικά, έχει μια χαρακτηριστική οσμή που μπορεί να ανιχνευτεί από τον άνθρωπο ακόμη και σε πολύ χαμηλές συγκεντρώσεις. Αυτό δίνει ένα προειδοποιητικό σημάδι ακόμη και σε περίπτωση μικροδιαρροών αμμωνίας. Σε περίπτωση που είναι απαραίτητο να μειωθεί η παροχή αμμωνίας, ο συνδυασμός αμμωνίας και CO<sub>2</sub> (σε κλιμακωτό καταρράκτη) θα μπορούσε να είναι μια καλή και αποτελεσματική επιλογή. Η αμμωνία τόσο σε ατμό όσο και σε υγρή φάση απαιτεί μικρότερες διαμέτρους σωλήνων από τα περισσότερα χημικά ψυκτικά. Σε πολλές χώρες Το κόστος της αμμωνίας (ανά kg) είναι σημαντικά χαμηλότερο από το κόστος των HFC. Αυτό το πλεονέκτημα πολλαπλασιάζεται ακόμη και από το γεγονός ότι η αμμωνία έχει μικρότερη πυκνότητα σε υγρή φάση. Επιπλέον, καθώς οποιαδήποτε διαρροή αμμωνίας θα ανιχνευθεί πολύ γρήγορα λόγω της οσμής, τυχόν απώλεια ψυκτικού μέσου θα είναι επίσης μικρότερη. Η αμμωνία είναι ένα ψυκτικό μέσο κυρίως κατάλληλο για βιομηχανικές και βαριές εμπορικές εφαρμογές. Πρέπει να ληφθούν υπόψη η τοξικότητα, η ευφλεκτότητα και η συμβατότητα των υλικών της αμμωνίας. Επίσης δεν είναι συμβατή με το χαλκό, επομένως δεν μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε κανένα σύστημα με χαλκοσωλήνες. Ταυτόχρονα, υπάρχει ένας τεράστιος παγκόσμιος αριθμός συστημάτων ψύξης με αμμωνία όπου αυτές οι προκλήσεις αντιμετωπίζονται μέχρι τώρα γενικά με μεγάλη επιτυχία.

#### **4.5.3. Οι υδρογονάνθρακες ως ψυκτικά**

Οι υδρογονάνθρακες έχουν εξαιρετικές θερμοδυναμικές ιδιότητες και από αυτή την άποψη είναι εξίσου καλοί ή καλύτεροι από τα ψυκτικά HCF ή HCFC στις περισσότερες εφαρμογές. Οι υδρογονάνθρακες είναι πολύ εύφλεκτοι και πρέπει να αντιμετωπίζονται με

προσοχή. Εάν χρησιμοποιούνται υπεύθυνα, οι υδρογονάνθρακες μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε διάφορες εφαρμογές ψύξης και κλιματισμού. Προκειμένου να διασφαλιστεί η ασφάλεια, οι εφαρμογές υδρογονανθράκων διέπονται από διάφορα διεθνή, περιφερειακά και εθνικά πρότυπα και κανονισμούς. Οι υδρογονάνθρακες μπορούν να αποτελέσουν κίνδυνο έκρηξης μόνο εάν η συγκέντρωση είναι μεταξύ του κατώτερου και του ανώτερου ορίου αναφλεξιμότητας. Τα πρότυπα ασφαλείας αναπτύσσονται ραγδαία αυτά τα χρόνια και είναι αυτό απαραίτητο για την πλήρη εκμετάλλευση του δυναμικού αυτών των ψυκτικών μέσων. Τα κύρια πρότυπα είναι τα IEC 60335-2-40, IEC 60335-2-89, ISO 5149 και EN378. Οι ακόλουθοι τύποι υδρογονανθράκων χρησιμοποιούνται συνήθως ως ψυκτικά μέσα:

- R290 Προπάνιο
- R600a Ισοβουτάνιο
- R1270 Προπυλένιο

Ένας αριθμός άλλων υδρογονανθράκων, όπως μείγματα που περιέχουν αιθάνιο, προπάνιο ή βουτάνιο, χρησιμοποιούνται επίσης ως ψυκτικά μέσα. Το προπάνιο έχει συζητηθεί από τα τέλη της δεκαετίας του 1980 ως αντικατάσταση των CFC και ιδιαίτερα του R22 (HCFC). Εκτός από την υψηλή ευφλεκτότητά του, το R290 έχει πολύ παρόμοιες ιδιότητες με το R22. Έχει μακρά ιστορία στην ψύξη και είναι επομένως ένας ενδιαφέρον υποψήφιος. Ωστόσο, η ευφλεκτότητά του έχει περιορίσει τη χρήση του. Ενώ το ισοβουτάνιο (R600a) εισήχθη σε οικιακές συσκευές σε ορισμένα μέρη του κόσμου από την έναρξη της σταδιακής κατάργησης των CFC, το R290 εισήχθη αργότερα και αντικατέστησε τα R134a, R22 ή R404A σε ένα ευρύ φάσμα συσκευών. Οι ιδιότητες ψύξης των υδρογονανθράκων, όπως οι πιέσεις και οι θερμοκρασίες είναι αρκετά παρόμοιες με αυτές των HCFC ή των HFC από πολλές απόψεις.

Οι πιο συχνά χρησιμοποιούμενοι υδρογονάνθρακες (προπάνιο και ισοβουτάνιο) είναι συμβατοί με τυπικά λάδια και υλικά που χρησιμοποιούνται με HFC. Μια εξαίρεση είναι το προπένιο (προπυλένιο), το οποίο δεν είναι συμβατό με το νεοπρένιο. Κατά συνέπεια, πρέπει να χρησιμοποιούνται ειδικοί δακτύλιοι O (oil rings) με αυτό το ψυκτικό μέσο. Το σχετικό κόστος ενός συστήματος που χρησιμοποιεί υδρογονάνθρακες εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από την εφαρμογή. Σε οικιακές και ελαφριές εμπορικές εφαρμογές, το κόστος του συστήματος είναι παρόμοιο με αυτό των συστημάτων με HFC. Σε εμπορικές και βιομηχανικές εφαρμογές ψύξης, τα συστήματα με HC τείνουν να είναι σχετικά ακριβά λόγω της ανάγκης για αντιακρηκτικά περιβλήματα για ηλεκτρικό εξοπλισμό, αν και για ψύκτες που τοποθετούνται σε εξωτερικούς χώρους το πρόσθετο κόστος ασφαλείας είναι πιο μέτριο. Τυπικές εφαρμογές για υδρογονάνθρακες είναι:

- Οικιακά ψυγεία και καταψύκτες
- Ψυγεία μπουκαλιών
- Καταψύκτες παγωτού και επαγγελματικοί καταψύκτες
- Επαγγελματικά ψυγεία/Ψύκτες μύρας
- Αφυγρανήρες
- Αντλίες Θερμότητας
- Ψύξη σούπερ μάρκετ (σε συνδυασμό με δευτερεύουσα ψύξη ή ως στάδιο υψηλής θερμοκρασίας σε σύστημα κλιμακωτού καταρράκτη με CO<sub>2</sub>)
- Μικρά κλιματιστικά

#### 4.6.1. R-134a

Το R-134a είναι ένα ψυκτικό HFC που έχει θερμοκρασία βρασμού  $-26,2\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $-29,8\text{ }^{\circ}\text{C}$  για το R-12) και λανθάνουσα θερμότητα  $205\text{ kJ/kg}$  ( $159\text{ kJ/kg}$  για R-12) (61). Αυτό είναι ένα άφλεκτο και μη τοξικό υποκατάστατο του R-12. Το R-134a έχει χρησιμοποιηθεί ευρέως σε οικιακά ψυγεία και στον κλιματισμό αυτοκινήτων, αλλά φαίνεται να υπάρχει μικρό όφελος από τη χρήση του σε συμβατικό κλιματισμό ή ψύξη όπου μπορούν να καθοριστούν λογικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης. Το R-134a προτείνεται ως πιθανή αντικατάσταση του R-22 σε συσκευασμένα συστήματα. Ωστόσο, η ογκομετρική μετατόπιση ενός συμπιεστή για το R-134a πρέπει να είναι περίπου 50% μεγαλύτερη από τη μετατόπιση ενός συμπιεστή R-22 με την ίδια ψυκτική ικανότητα. Οι πτώσεις πίεσης στη σωλήνωση ψυκτικού μπορεί να έχουν σημαντική επίδραση στο COP ενός συστήματος R-134a, επομένως μπορεί να χρειαστούν μεγαλύτερες σωλήνες από ό,τι στα συστήματα R-22. Τα συσκευασμένα συστήματα R-134a θα τείνουν να είναι φυσικά μεγαλύτερα και πιο δαπανηρά από τα αντίστοιχα R-22 (62). Επί του παρόντος, το R-134a δεν θεωρείται για ευρεία χρήση σε παλινδρομικούς ψύκτες. Ωστόσο, προσφέρεται από αρκετούς κατασκευαστές ως εναλλακτική λύση του R-22 για βιδωτά και φυγοκεντρικά ψυκτικά συγκροτήματα με πλημμυρισμένους εξαμιστές.

Το R-134a είναι επίσης αποδεκτό ως υποκατάστατο του R-400 ((60/40)% κατά βάρος) και του R-114 σε νέα βιομηχανικά συστήματα κλιματισμού. Η EPA συνιστά να χρησιμοποιείται το R-134a μόνο όπου οι θερμοκρασίες περιβάλλοντος είναι χαμηλότερες από  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$  λόγω πολύ υψηλών πιέσεων στο σύστημα. Το R-134a δεν συμβάλλει στην καταστροφή του όζοντος. Το GWP και η ατμοσφαιρική διάρκεια ζωής του R-134a είναι κοντά σε αυτά άλλων εναλλακτικών λύσεων που είναι αποδεκτά σε αυτήν την τελική χρήση. Ενώ το R-134a είναι συμβατό με τα περισσότερα υπάρχοντα εξαρτήματα εξοπλισμού ψύξης και κλιματισμού, δεν είναι συμβατό με τα ορυκτέλαια που χρησιμοποιούνται επί του παρόντος σε τέτοια συστήματα. Θα πρέπει να χρησιμοποιείται κατάλληλο λιπαντικό με βάση εστέρα, πολυαλκυλενογλυκόλη ή άλλο είδος λιπαντικού.

## Οδηγίες για τη μετασκευή στο R-134a

Ορισμένα συστήματα διαθέτουν μια συσκευή που απελευθερώνει αυτόματα ψυκτικό στην ατμόσφαιρα για να αποτρέψει εξαιρετικά υψηλές πιέσεις. Κατά την εκ των υστέρων τοποθέτηση οποιουδήποτε συστήματος με μια τέτοια συσκευή για τη χρήση νέου ψυκτικού μέσου, πρέπει να εγκατασταθεί ένας διακόπτης διακοπής λειτουργίας υψηλής πίεσης. Αυτός ο διακόπτης θα εμποδίσει τον συμπιεστή να αυξήσει την πίεση στο σημείο όπου εξαερίζεται το ψυκτικό.

Ο όρος μετασκευή περιγράφει ειδικές διαδικασίες που απαιτούνται για τη μετατροπή ενός συστήματος R-12 σε χρήση εναλλακτικού ψυκτικού μέσου. Αυτή η ενότητα περιγράφει ορισμένα στοιχεία σχετικά με τις επιλογές και τις διαδικασίες aftermarket για την εκ των υστέρων τοποθέτηση συστημάτων κλιματισμού και ψύξης στο R-134a. Ως γνωστόν, το R-134a επιλέγεται παγκοσμίως ως η μακροπρόθεσμη αντικατάσταση του R-12 σε συστήματα κλιματισμού και ψύξης.

Οι κατασκευαστές (γνωστοί και ως κατασκευαστές πρωτότυπου εξοπλισμού) έχουν αναπτύξει κιτ εκ των υστέρων ή οδηγίες για ορισμένα από τα μοντέλα τους. Αυτές οι διαδικασίες σχεδιάστηκαν για να παρέχουν το καλύτερο επίπεδο απόδοσης με το νέο σύστημα R-134a. Αν και η χρήση αυτών των κιτ και οδηγιών θα παρέχει τη μεγαλύτερη βεβαιότητα ότι θα επιτευχθεί συγκρίσιμη απόδοση του συστήματος, το κόστος αυτών των διαδικασιών θα είναι σε πολλές περιπτώσεις σχετικά υψηλό. Οι διαδικασίες που απαιτούνται για μια μετασκευή με το μικρότερο κόστος είναι απλές και δεν απαιτούν σημαντικές αλλαγές εξαρτημάτων. Γενικά, η διαδικασία απαιτεί αφαίρεση του παλιού ψυκτικού μέσου, τοποθέτηση νέων εξαρτημάτων και νέας ετικέτας και την προσθήκη είτε ενός λιπαντικού πολυαλκυλενογλυκόλης (PAG) είτε πολυεστέρα (POE ή εστέρα) καθώς και του ψυκτικού R-134a.

Σύμφωνα με τους κανονισμούς EPA (63), η χρήση οποιουδήποτε εναλλακτικού ψυκτικού μέσου για την αντικατάσταση του R-12 απαιτεί τουλάχιστον ότι

- να χρησιμοποιούνται μοναδικά εξαρτήματα σέρβις προκειμένου να ελαχιστοποιηθεί ο κίνδυνος διασταυρούμενης μόλυνσης είτε του συστήματος ψύξης είτε του εξοπλισμού ανακύκλωσης της μονάδας σέρβις.
- Το νέο ψυκτικό πρέπει να αναγνωρίζεται από μια ετικέτα μοναδικού χρώματος για την αναγνώριση του ψυκτικού μέσου στο σύστημα.
- όλα τα R-12 πρέπει να αφαιρεθούν σωστά από το σύστημα πριν γεμίσετε το σύστημα με ένα εναλλακτικό ψυκτικό μέσο.
- Προκειμένου να αποτραπεί η απελευθέρωση ψυκτικού στην ατμόσφαιρα, πρέπει να τοποθετείται διακόπτης διακοπής λειτουργίας συμπιεστή υψηλής πίεσης σε οποιοδήποτε σύστημα εξοπλισμένο με συσκευή εκτόνωσης πίεσης. και
- Χρησιμοποιείται ξεχωριστός εξοπλισμός για την ανάκτηση του R-12 από το σύστημα.

Επίσης, εναλλακτικά μείγματα ψυκτικού που περιέχουν R-22 πρέπει να χρησιμοποιούνται με εύκαμπτους σωλήνες φραγής.

## Τεχνικές πτυχές για τη μετασκευή στο R-134a

Οι ακόλουθες τεχνικές πτυχές είναι πρακτικής σημασίας για την εκ των υστέρων τοποθέτηση εφαρμογών και θα πρέπει να λαμβάνονται υπόψη όπου αυτό είναι δυνατό.

- Τοξικότητα, ευφλεκτότητα, διάβρωση. Το R-134a θεωρείται ως ένα από τα ασφαλέστερα ψυκτικά που έχουν παρουσιαστεί, με βάση τα τρέχοντα δεδομένα τοξικότητας. Το πρόγραμμα της χημικής βιομηχανίας για την εναλλακτική δοκιμή τοξικότητας φθοράνθρακα (PAFT) εξέτασε το R-134a σε μια πλήρη σειρά εργαστηριακών μελετών τοξικότητας σε ζώα. Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι το R-134a δεν ενέχει κίνδυνο καρκίνου ή γενετικών ανωμαλιών. Επιπλέον, το R-134a χρησιμοποιείται σε συσκευές εισπνοής μετρημένης δόσης στην Ευρώπη. Η ευφλεκτότητα και η διαβρωτικότητα κάθε πιθανού υποκατάστατου R-12 έχει εξεταστεί από τους κατασκευαστές χημικών και διάφορα ινστιτούτα. Όπως το R-12, το R-134a δεν είναι εύφλεκτο σε θερμοκρασίες περιβάλλοντος και ατμοσφαιρικές πιέσεις. Ορισμένα μείγματα αέρα και R-134a έχουν αποδειχθεί ότι είναι εύφλεκτα σε υψηλές πιέσεις. Αυτά τα μείγματα μπορεί να είναι δυνητικά επικίνδυνα, προκαλώντας τραυματισμό ή υλικές ζημιές. Το R-134a δεν είναι διαβρωτικό σε τυπικά δείγματα χάλυβα, αλουμινίου και χαλκού.

- Χειρισμός, ή Αντιμετώπιση. Κατά το χειρισμό του R-134a, όπως και με οποιοδήποτε άλλο χημικό, το προσωπικό σέρβις πρέπει να φροντίζει να εργάζεται σε καλά αεριζόμενο χώρο. Δεν είναι ποτέ καλή ιδέα να εισπνέετε ατμούς σε τέτοιο βαθμό που να αντικαθιστά το οξυγόνο στους πνεύμονες.

- Φόρτιση στο σύστημα. Η ποσότητα R-134a που φορτώνεται στο σύστημα θα πρέπει κανονικά να είναι 80–90% της ποσότητας R-12 στο σύστημα. Οι περισσότεροι κατασκευαστές συστημάτων παρέχουν οδηγίες σχετικά με την ποσότητα του R-134a που θα χρησιμοποιηθεί.

- Λιπαντικά (PAGs έναντι εστέρων). Το ορυκτέλαιο που χρησιμοποιείται με το R-12 δεν μπορεί να μεταφερθεί επαρκώς σε όλο το σύστημα από το R-134a. Οι κατασκευαστές δοκίμασαν τόσο τα PAG όσο και τους εστέρες για αναμειξιμότητα ψυκτικού/λιπαντικού, λιπαντικότητα, χημική σταθερότητα και συμβατότητα υλικών. Κατά τη διαδικασία ανάπτυξης συστάσεων, εξέτασαν επίσης τα πρόσθετα και τα μαλακτικά που υπάρχουν στα έλαια. Οι περισσότεροι επέλεξαν να χρησιμοποιήσουν λιπαντικά PAG σε νέα συστήματα εξοπλισμένα με R-134a και συνιστούσαν επίσης λιπαντικά PAG για μετασκευές. Μερικοί κατασκευαστές συμπιεστών αποστέλλουν νέους συμπιεστές με PAG, κάποιιοι με εστέρες και κάποιιοι τους στέλνουν άδειους. Τα PAG είναι υγροσκοπικά, πράγμα που σημαίνει ότι θα αντλούν νερό από την ατμόσφαιρα όταν εκτεθούν. Πολλοί ειδικοί στο aftermarket επιλέγουν να χρησιμοποιήσουν εστερικά λιπαντικά επειδή πιστεύουν ότι τα υγροσκοπικά χαρακτηριστικά των PAG μπορεί να περιορίσουν την λιπαντική τους ικανότητα και να εισάγουν διάβρωση στο σύστημα. Οι εστέρες είναι επίσης υγροσκοπικοί (αν και λιγότερο από τους PAG) και πρέπει να ληφθεί μέριμνα ώστε να διασφαλιστεί ότι η υπερβολική υγρασία δεν εισέρχεται στο σύστημα. Είναι καλή πρακτική να χρησιμοποιείτε γάντια με επικάλυψη PVC (ή, αν αυτό δεν είναι πρακτικό, κρέμες φραγμού) και προστατευτικά γυαλιά κατά το χειρισμό αυτών των λιπαντικών, καθώς η παρατεταμένη επαφή με το δέρμα ή/και η σύντομη επαφή με τα μάτια μπορεί να

προκαλέσει ερεθισμούς όπως τσούξιμο και αίσθημα καύσου. Θα πρέπει επίσης να αποφεύγετε να αναπνέετε ατμούς που παράγονται από τα λιπαντικά και να φροντίζετε να τους χρησιμοποιείτε σε καλά αεριζόμενους χώρους και να διατηρείτε τόσο τα PAG όσο και τους εστέρες σε ερμητικά σφραγισμένα δοχεία, τόσο για να μην μολύνει η υγρασία το λάδι όσο και για να μην διαφεύγουν οι ατμοί.

- Έξαψη. Η ποσότητα ορυκτελαίου που μπορεί να παραμείνει με ασφάλεια σε ένα σύστημα μετά την εκ των υστέρων τοποθέτηση, χωρίς να επηρεάσει την απόδοση, εξακολουθεί να συζητείται. Αρχικά θεωρήθηκε ότι τυχόν ορυκτέλαιο που έχει μείνει στο σύστημα μπορεί να προκαλέσει βλάβη του συστήματος. Εφόσον το τεχνικό προσωπικό έχει αφαιρέσει όσο το δυνατόν περισσότερο από το παλιό ορυκτέλαιο, τυχόν υπολείμματα R-12 που έχουν μείνει στο σύστημα δεν θα πρέπει να έχουν σημαντική επίδραση στην απόδοση του συστήματος. Η αφαίρεση του ορυκτελαίου μπορεί να απαιτεί αποστράγγιση ορισμένων εξαρτημάτων.

- Σωλήνες και O-rings. Όταν παρουσιάστηκε για πρώτη φορά το R-134a, θεωρήθηκε ότι όλοι οι σωλήνες χωρίς φραγμό/νιτριλίου θα έπρεπε να αντικατασταθούν κατά τη διάρκεια μιας εκ των υστέρων τοποθέτησης. Οι πρώτες εργαστηριακές δοκιμές έδειξαν ότι τα μικρά μόρια R-134a διέρρευσαν μέσα από τα τοιχώματα των σωλήνων χωρίς φραγμό πιο εύκολα από τα μεγαλύτερα μόρια R-12. Στο εργαστήριο, αυτό προκάλεσε απaráδεκτα υψηλά ποσοστά διαρροής. Πιο πρόσφατες δοκιμές, ωστόσο, έδειξαν ότι το λάδι που χρησιμοποιείται σε συστήματα κλιματισμού αυτοκινήτων απορροφάται στον εύκαμπτο σωλήνα για να δημιουργήσει ένα φυσικό εμπόδιο στη διείσδυση του R-134a. Στις περισσότερες περιπτώσεις, οι εύκαμπτοι σωλήνες του συστήματος R-12 θα έχουν καλή απόδοση, υπό την προϋπόθεση ότι είναι σε καλή κατάσταση. Οι ραγισμένοι ή κατεστραμμένοι εύκαμπτοι σωλήνες πρέπει πάντα να αντικαθίστανται με εύκαμπτους εύκαμπτους σωλήνες. Εάν δεν έχει διαταραχθεί κάποιο εξάρτημα κατά τη διαδικασία μετασκευής, δεν θα πρέπει να απαιτείται αντικατάσταση. Οι περισσότερες οδηγίες μετασκευής απαιτούν τη λίπανση των αντικατασταμένων δακτυλίων O με ορυκτέλαιο για την παροχή αυτής της προστασίας.

- Συμπιεστές. Οι ειδικοί του κλάδου πίστευαν κάποτε ότι μια εκ των υστέρων τοποθέτηση θα απαιτούσε αντικατάσταση του συμπιεστή. Αυτή η πεποίθηση βοήθησε στη δημιουργία μερικών από τις ιστορίες τρόμου σχετικά με το κόστος της μετασκευής. Τώρα είναι συνήθως αποδεκτό ότι οι περισσότεροι συμπιεστές που λειτουργούν καλά στα συστήματα R-12 θα συνεχίσουν να λειτουργούν μετά την εκ των υστέρων τοποθέτηση των συστημάτων. Όταν ένας συμπιεστής λειτουργεί για πρώτη φορά με R-12, ένα λεπτό φιλμ χλωριούχου μετάλλου σχηματίζεται στις επιφάνειες των ρουλεμάν και λειτουργεί ως εξαιρετικός παράγοντας κατά της φθοράς. Αυτό το φιλμ συνεχίζει να προστατεύει αφού το σύστημα έχει μετατραπεί σε R-134a. Αυτό εξηγεί γιατί ένας νέος συμπιεστής R-12 μπορεί να αποτύχει πιο γρήγορα εάν εγκατασταθεί σε ένα σύστημα R-134a χωρίς το όφελος μιας περιόδου διακοπής στο R-12. Μερικοί παλαιότεροι συμπιεστές χρησιμοποιούν στεγανοποιήσεις που δεν είναι συμβατές ούτε με το R-134a ούτε με τα νέα λιπαντικά. Ο κατασκευαστής του συμπιεστή μπορεί να προσδιορίσει ποιοι συμπιεστές χρειάζονται ιδιαίτερη προσοχή.

- Συμπυκνωτές και διακόπτες διακοπής πίεσης. Όταν οι μετασκευές μελετήθηκαν για πρώτη φορά πριν από αρκετά χρόνια, θεωρήθηκε ότι ο συμπυκνωτής και ίσως ο ατμοποιητής θα έπρεπε να αντικατασταθούν για να διατηρηθεί ένα αποδεκτό επίπεδο απόδοσης ψύξης σε ένα μεταγενέστερο σύστημα. Τώρα, είναι γενικά αποδεκτό ότι εάν ένα σύστημα R-12 λειτουργεί σύμφωνα με τις προδιαγραφές του κατασκευαστή, μπορεί να μην χρειάζεται να αντικατασταθεί κανένα από τα δύο μέρη. Είναι αλήθεια, ωστόσο, ότι οι υψηλότερες πιέσεις ατμών που σχετίζονται με το R-134a μπορεί να οδηγήσουν σε απώλεια χωρητικότητας συμπυκνωτή. Κατά την εκ των υστέρων τοποθέτηση, θα πρέπει να λάβετε υπόψη πώς η ροή αέρα και ο σχεδιασμός του συμπυκνωτή στο συγκεκριμένο όχημα θα επηρεάσουν την επιτυχία της μετασκευής. Θα πρέπει να σημειωθεί ότι τα λυγισμένα, παραμορφωμένα ή ακατάλληλα τοποθετημένα φράγματα ροής αέρα και οι οδηγοί μπορεί να επηρεάσουν την απόδοση. Επιπλέον, τα συστήματα που δεν είναι εξοπλισμένα με διακόπτη διακοπής υψηλής πίεσης θα πρέπει να διαθέτουν έναν εγκατεστημένο για την αποφυγή ζημιών στα μέρη του συστήματος και την αποφυγή εκπομπών ψυκτικού. Συνιστάται η εγκατάσταση ενός διακόπτη διακοπής υψηλής πίεσης να κλείνει τον συμπιεστή όταν υπάρχουν υψηλές πιέσεις, μειώνοντας την πιθανότητα εξαέρωσης του ψυκτικού μέσου και υπερθέρμανσης του συστήματος ψύξης του κινητήρα.
- Συσκευές ελέγχου. Τα χειριστήρια ψυκτικού μέσου (είτε είναι σωλήνες στομίου είτε βαλβίδες εκτόνωσης που μετρούν τη ροή ψυκτικού, είτε διακόπτες κύκλου πίεσης ή άλλα χειριστήρια πίεσης που έχουν σχεδιαστεί για να προστατεύουν από το πάγωμα) ενδέχεται να πρέπει να αλλαχθούν κατά τη διάρκεια μιας μετασκευής.

#### 4.6.2 Το R600A ως ψυκτικό ρευστό

Για το μεγαλύτερο χρονικό διάστημα, οι χλωροφθοράνθρακες, οι υδροχλωροφθοράνθρακες και οι υδροφθοράνθρακες έχουν χρησιμοποιηθεί ως ψυκτικά μέσα. Έρευνες, ωστόσο, έχουν δείξει ότι οι CFC, οι HCFC και οι HFC είναι επιβλαβείς για το περιβάλλον. Μία από τις μεγαλύτερες ανησυχίες ήταν η καταστροφή του στρώματος του όζοντος. Έχουν γίνει βήματα (και συνεχίζονται) για να διασφαλιστεί ότι όλα τα ψυκτικά είναι ασφαλή, αποτελεσματικά και πάνω απ' όλα πράσινα. Τα περισσότερα επιβλαβή ψυκτικά καταργούνται σταδιακά και αντικαθίστανται με οικολογικά ψυκτικά όπως το R600A.

Το R600A είναι ένα ισοβουτάνιο ποιότητας ψυκτικού μέσου που διατίθεται ως φυσικό ψυκτικό. Το ψυκτικό χρησιμοποιείται σε ένα ευρύ φάσμα εφαρμογών και είναι η τέλεια αντικατάσταση για επιβλαβή ψυκτικά, όπως τα R12, R22 και άλλα CFC και HCFC. Το R600A κερδίζει δημοτικότητα με τα χρόνια, δεδομένου του χαμηλού GWP. Ως αποτέλεσμα, έχει γίνει το προτιμώμενο ψυκτικό για ελαφριές εμπορικές και οικιακές ψυκτικές μονάδες όπως

καταψύκτες, αυτόνομες μονάδες οθόνης, ψυγεία και διανομείς ποτών. Το ψυκτικό είναι μη τοξικό, έχει μηδενικό ODP και ξεχωρίζει για την εξαιρετική θερμοδυναμική του απόδοση. Μερικές από τις κυριότερες ιδιότητες του ψυκτικού μέσου R600A είναι:

- ✓ Το R600A είναι φιλικό προς το περιβάλλον - δεν προκαλεί το φαινόμενο του θερμοκηπίου
- ✓ Έχει χαμηλή κατανάλωση ρεύματος
- ✓ Το ψυκτικό είναι συμβατό με διαφορετικά λιπαντικά
- ✓ Η ταχύτητα θερμοκρασίας φορτίου του είναι χαμηλή
- ✓ Η απόδοση ψύξης του R600A είναι πολύ ισχυρή

#### *Χρήσεις του R600A*

Όπως τονίστηκε προηγουμένως, το R600A έχει γίνει το ψυκτικό μέσο της επιλογής λόγω των φιλικών προς το περιβάλλον ιδιοτήτων του. Μερικές από τις εφαρμογές αυτού του ψυκτικού μέσου είναι:

- Το ψυκτικό μέσο χρησιμοποιείται στη γεωθερμική παραγωγή ενέργειας
- Το R600A είναι ιδανικό για βιομηχανική ψύξη
- Εφαρμόζεται σε διανομείς ποτών
- Χρησιμοποιείται σε αφυγραντήρες
- Το R600A μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε plug-ins και μηχανήματα αυτόματης πώλησης
- Μπορούν επίσης να χρησιμοποιηθούν ως πρώτη ύλη στην πετροχημική βιομηχανία
- Χρησιμοποιείται σε σπρέι αεροζόλ

#### *Το R600a σε σύγκριση με το R134a*

Το R134A είναι διαλυτό στο νερό. Εάν υπάρχει νερό, θα παράγει οξύ, μονοξειδίο του άνθρακα ή διοξείδιο του άνθρακα υπό τη δράση λιπαντικού λαδιού, προκαλώντας διάβρωση μετάλλων. Το ψυκτικό χρειάζεται καθαρισμό και στέγνωμα του συστήματος. Το R600A, από την άλλη πλευρά, είναι ελαφρώς διαλυτό στο νερό και είναι συμβατό με τα περισσότερα μέταλλα, συμπεριλαμβανομένου του αλουμινίου, του ανοξείδωτου χάλυβα, του χαλκού και του ανθρακούχου χάλυβα. Ο χειρισμός του ψυκτικού R600A πρέπει να γίνεται με απόλυτη προσοχή και η μεταφορά και η συσκευασία του πρέπει να γίνεται σύμφωνα με τις καθορισμένες οδηγίες. Επιπλέον, το R600A είναι εύφλεκτο, πράγμα που σημαίνει ότι πρέπει να φυλάσσεται μακριά από γυμνές φλόγες. Πρέπει επίσης να φοράτε



μάσκα όταν χειρίζεστε το R600A γιατί η εισπνοή του αερίου δεν είναι υγιής. Το R134A δεν είναι εύφλεκτο και έχει χαμηλή τοξικότητα και ομαδοποιείται στην κατηγορία ασφαλείας A1. Το R600A είναι εύφλεκτο και μπορεί να προκαλέσει ασθενή αναισθησία και ερεθισμό. Όταν αναμιγνύεται με τον αέρα, σχηματίζει ένα μείγμα BaoZa και όταν εκτίθεται σε οξειδωτικά, μπορεί να αντιδράσει βίαια. Το ψυκτικό R134A έχει επίδραση στο φαινόμενο θερμοκηπίου, ενώ το R600A όχι. Σε σύγκριση με το 134A, το R600A έχει χαμηλότερη πίεση συμπίκνωσης, πίεση εξάτμισης και θερμοκρασία εξάτμισης.

#### **4.6.3. Το ψυκτικό νέας γενιάς R1234yf**

Τα ψυκτικά HFC όπως R134a, R404A, R407C και R410A χρησιμοποιούνται συνήθως σε συστήματα θέρμανσης, κλιματισμού και ψύξης (HACR) από το πρωτόκολλο του Κιότο. Ωστόσο, καταργούνται σταδιακά λόγω του υψηλού δυναμικού υπερθέρμανσης του πλανήτη (GWP). Υπάρχουν διάφορες επιλογές για την αντικατάσταση ψυκτικών μέσων υψηλού GWP. Μεταξύ όλων των υγρών υδροφθορολεφίνης (HFO), το R1234yf, αποτελεί μια εξαιρετική εναλλακτική λύση. Με GWP <1, το R1234yf είναι ένα πολλά υποσχόμενο υποκατάστατο του R134a.

Τα τελευταία τριάντα χρόνια, το ψυκτικό R134a έχει χρησιμοποιηθεί ως ρευστό εργασίας σε πολλά θερμικά και ψυκτικά συστήματα όπως η θέρμανση και ψύξη χώρων, η ψύξη τροφίμων και η παραγωγή ζεστού νερού. Οι έρευνες έχουν δείξει ότι το R134a είναι πιο κοινό σε συστήματα ψύξης μεσαίας θερμοκρασίας (με ψυχρές θερμοκρασίες από 0°C έως 15°C). Αν και αυτό το υγρό έχει ODP ίσο με μηδέν, έχει GWP ίσο με 1430 που συμβάλλει στο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Το 2006 εγκρίθηκε και συμφωνήθηκε η νομοθεσία αριθ. 842/2006 στην Ευρωπαϊκή Ένωση για τη χρήση ψυκτικών με χαμηλό GWP. Επομένως, το ψυκτικό R134a (και άλλα υγρά με υψηλό GWP όπως R410A και R407C) θα πρέπει να καταργηθεί στις Ευρωπαϊκές χώρες. Αυτό ανακοινώθηκε στην Ευρωπαϊκή Ένωση με τον Κανονισμό Νο. 517/2014 (κανονισμός F-gas) και σε επίπεδο διεθνούς με την τροποποίηση του Kigali για το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ το 2016. Ορισμένες επιλογές για την αντικατάσταση του R134a είναι (i) φυσικά ψυκτικά μέσα όπως αμμωνία και διοξείδιο του άνθρακα (ii) υδρογονάνθρακες (HC) (iii) υδροφθοράνθρακες (HFC) με χαμηλό GWP, όπως R32 και R152a και (iv) υδροφθορολεφίνες (HFO), συγκεκριμένα R1234yf και R1234ze(E) που αναπτύχθηκε από τους Honeywell και DuPont. Μεταξύ όλων αυτών των εναλλακτικών, το R1234yf έχει προταθεί ως η κύρια αντικατάσταση των συστημάτων κλιματισμού αυτοκινήτων R134a επειδή οι θερμοφυσικές ιδιότητες του R1234yf είναι παρόμοιες με εκείνες του R134a.

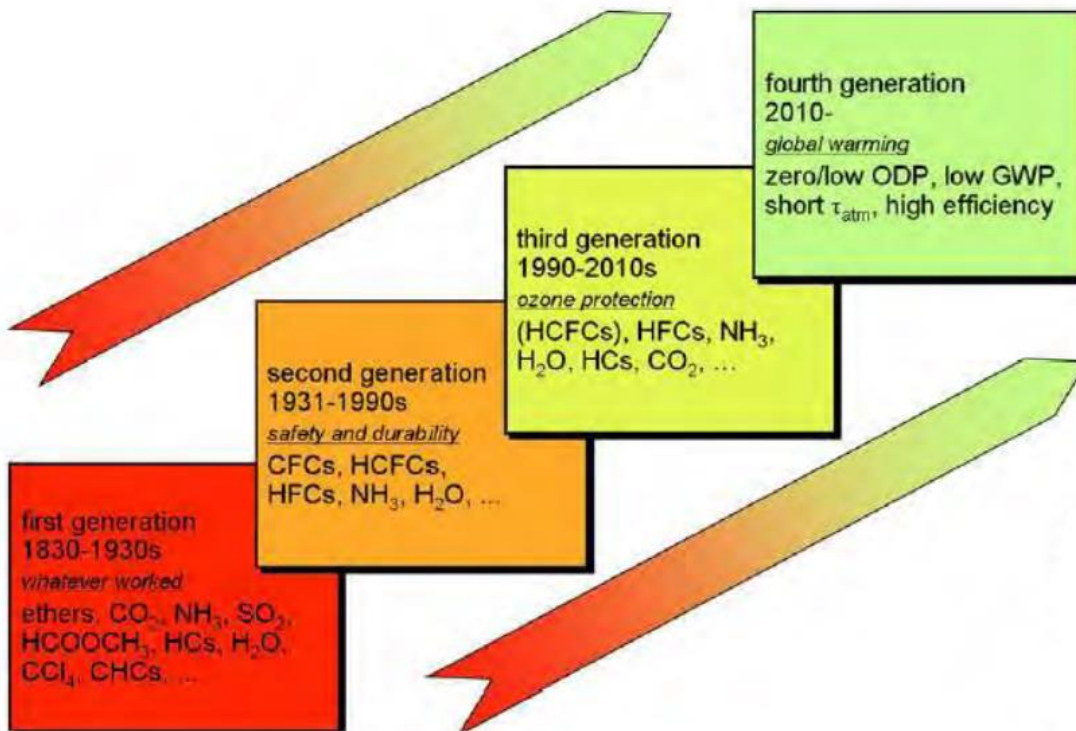
Το R1234yf ή 2,3,3,3-τετραφθοροπροπ-1-ένιο είναι ένα HFO (υδροφθοράνθρακας που προέρχεται από αλκένια), που έχει μηδενικό ODP και  $GWP < 1$  Όσον αφορά την ασφάλεια ερευνητές κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι το R1234yf παρουσιάζει χαμηλή τοξικότητα. Το R1234yf έχει ένα σχετικά υψηλό χαμηλότερο όριο αναφλεξιμότητας που είναι 6,2 vol% στον αέρα, υψηλή ελάχιστη ενέργεια ανάφλεξης από 5.000 έως 10.000 ml που υποδηλώνει ότι μπορεί να υπάρχουν πολύ λίγες πιθανές πηγές ανάφλεξης σε ένα όχημα. Επιπλέον, έχει πολύ χαμηλή ταχύτητα καύσης στα 1,5 cm/sec, υποδεικνύοντας χαμηλή πιθανότητα βλάβης λόγω της ανάφλεξης. Επιπλέον, διαθέτει υψηλή θερμοκρασία ανάφλεξης (678,15 K). Επομένως, το R1234yf ταξινομείται ως A2L (χαμηλότερη ευφλεκτότητα) της ταξινόμησης ASHRAE. Γενικά, το R1234yf δείχνει χαμηλότερη διαλυτότητα από το R134a στο ίδιο λιπαντικό, γεγονός που μπορεί να αυξήσει την κατακράτηση λαδιού στον συμπυκνωτή και στον εξατμιστή, μειώνοντας έτσι την απόδοση μεταφοράς θερμότητας. Όλες οι εργασίες έδειξαν ότι τα λιπαντικά που αναπτύχθηκαν για το R134a ή το R410A δεν είναι κατάλληλα για χρήση με το R1234yf. Οι Minor και Spatz (2008) σε συνεργασία με την Honeywell/DuPont δημοσίευσαν το πρώτο άρθρο σχετικά με την απόδοση του R1234yf στον κλιματισμό αυτοκινήτων. Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι χωρίς αλλαγές στο σύστημα, η ψυκτική ικανότητα και η ενεργειακή απόδοση του R1234yf έχει διαφορά μεταξύ 4-8% σε σύγκριση με το R134a. Οι υπολογισμοί της Κλιματικής Απόδοσης Κύκλου Ζωής (LCCP) δείχνουν επίσης ένα σημαντικό περιβαλλοντικό όφελος του R1234yf έναντι των R134a, R152a και CO<sub>2</sub>. Τέλος, το R1234yf παρουσίασε παρόμοια συμπεριφορά με τα πλαστικά, τα ελαστομερή και τα μέταλλα σε σύγκριση με το R134a, υποδεικνύοντας ότι πολλά υλικά που χρησιμοποιούνται συστήματα κλιματισμού μπορεί να είναι συμβατά με το R1234yf.

Οι Endoh et al. (64) δοκίμασαν το R1234yf σε κλιματιστικό δωματίου που λειτουργούσε με το R410A. Για ψυκτικές ικανότητες μεταξύ 2 και 4 kW, το COP μειώθηκε σχεδόν κατά 50% σε σχέση με το R410. Έτσι, εφάρμοσαν ορισμένες μεθόδους για να αυξήσουν το COP του συστήματος, όπως διπλασιασμό του αριθμού των διαδρομών των εναλλάκτη θερμότητας, τριπλασιασμό της εσωτερικής διαμέτρου του σωλήνα σύνδεσης από την πλευρά του αερίου και εγκατάσταση διαχωριστή λαδιού. Σε αυτήν την περίπτωση, το COP που χρησιμοποιεί το R1234yf ήταν 90% περισσότερο από το αρχικό σύστημα R410A. Πραγματοποιήθηκαν προσομοιώσεις για πολλαπλά εναλλακτικά ψυκτικά του R410A, π.χ. R32, R600a, R290, R1234yf, R1234ze. Σε αυτήν την περίπτωση, το R1234yf έδειξε τη χειρότερη αναλογία ενεργειακής απόδοσης (EER και απαιτούσε μεγαλύτερους όγκους μετατόπισης συμπίεστη για να επιτευχθεί η ίδια ψυκτική ικανότητα του R32, η οποία είναι η καλύτερη επιλογή καθώς τα αποτελέσματά τους έδειξαν ότι έχει υψηλότερο ικανότητα ψύξης χωρίς καμία τροποποίηση του συστήματος

#### 4.7 Εξέλιξη ψυκτικών μέσων

Η χρήση της ψύξης ξεκινάει από την αρχαιότητα χρησιμοποιώντας αποθηκευμένο πάγο, εξάτμιση νερού και άλλες διεργασίες εξάτμισης. Πολλοί ερευνητές σε διάφορες χώρες μελέτησαν την αλλαγής φάσης ενός ρευστού το 1600 και το 1700 και τα θεμελιώδη ευρήματά τους έθεσαν τα θεμέλια για την «τεχνητή» (κατασκευασμένες συσκευές από τον άνθρωπο) ψύξη. Ο Oliver Evans πρότεινε για πρώτη φορά τη χρήση ενός πτητικού υγρού σε κλειστό κύκλο για να ψύξει το νερό σε πάγο (65). Περιέγραψε ένα σύστημα που παρήγαγε ψύξη με εξάτμιση (ή ατμοποίηση) αιθέρα υπό κενό που στη συνέχεια αντλούσε τον ατμό σε έναν υδροψυκτο εναλλάκτη θερμότητας για να συμπυκνωθεί για επαναχρησιμοποιηθεί. Ενώ δεν υπάρχει κανένα τεκμηριωμένο στοιχείο ότι κατασκεύασε μια ψυκτική μηχανή που λειτουργούσε, οι ιδέες του πιθανότατα επηρέασαν τόσο τον Jacob Perkins όσο και τον Richard Trevithick. Ο τελευταίος πρότεινε ένα σύστημα κύκλου αέρα για ψύξη το 1828, αλλά και πάλι δεν κατασκεύασε μια τέτοια ψυκτική διάταξη. Ο Πέρκινς, ωστόσο, το έκανε με την εφεύρεσή μιας μηχανής συμπίεσης ατμών στη δεκαετία του 1830 και έτσι εισήγαγε πραγματικά ψυκτικά μέσα όπως τα ξέρουμε σήμερα. Το δίπλωμα ευρεσιτεχνίας του από το 1834 περιγράφει έναν κύκλο που χρησιμοποιεί ένα «πτητικό ρευστό με σκοπό την παραγωγή ψύξης και κατάψυξης με ταυτόχρονη συμπύκνωση πτητικών ρευστών που λειτουργούν χωρίς απώλειες (waste)» (66). Πολλοί ειδικοί στον τομέα της ψύξης αναγνωρίζουν τη συμβολή του ως ορόσημο με την αναγνώριση αυτής της προσέγγισης μηχανικής συμπίεσης ατμών ως Κύκλου Perkins. Αν και σχεδιάστηκε για να χρησιμοποιεί θειικό αιθέρα (αιθυλαιθέρα) ως ψυκτικό, οι πρώτες δοκιμές χρησιμοποίησαν στην πραγματικότητα καουτσουκίνη (caoutchoucine), έναν βιομηχανικό διαλύτη που ο Perkins χρησιμοποιούσε στην επιχείρησή του και επομένως είχε διαθέσιμο.

Το **Σχήμα 4.4** απεικονίζει την εξέλιξη των ψυκτικών μέσων από την πρώτη τους εμφάνισή μέχρι και σήμερα (τέσσερις «γενιές» αργότερα).



Σχήμα 4.4: Πρόοδος ψυκτικών (67)

#### 4.7.1 Πρώτη γενιά – ό,τι λειτουργήσει

Τα πιο κοινά ψυκτικά μέσα για τα πρώτα 100 χρόνια ήταν γνωστοί διαλύτες και άλλα πτητικά υγρά που αποτελούσαν την πρώτη γενιά ψυκτικών και συμπεριλάμβαναν ουσιαστικά όλα τα ψυκτικά μέσα που μπορούσαν να λειτουργήσουν στον ψυκτικό κύκλο και ήταν διαθέσιμα. Σχεδόν όλα αυτά τα πρώιμα ψυκτικά ήταν εύφλεκτα, τοξικά ή και τα δύο, και μερικά ήταν επίσης ιδιαίτερα επιρρεπή στο να αντιδρούν με άλλα στοιχεία. Τα ατυχήματα ήταν συνηθισμένα. Ορισμένες εταιρείες διέθεσαν στην αγορά το προπάνιο (R-290) ως το «άοσμο ασφαλές ψυκτικό» για την προώθηση του έναντι της αμμωνίας (R-717) (68). Μια χαρακτηριστική, ιστορική διαφήμιση ισχυριζόταν ότι το προπάνιο «είναι ένα ουδέτερο χημικό και κατά συνέπεια ούτε εμφανίζει διαβρωτική δράση» «και ούτε είναι επιβλαβές και βλαβερό και αν χρειαστεί η περίπτωση, ο μηχανικός μπορεί να εργαστεί στον ατμό του χωρίς ταλαιπωρία» (68). Η συνεχής προτίμηση, ακόμη και σήμερα, της αμμωνίας έναντι των υδρογονανθράκων σε βιομηχανικές εφαρμογές υποδηλώνει ότι η υψηλή ευφλεκτότητα ήταν και παραμένει η μεγαλύτερη ανησυχία στα μεγάλα συστήματα.

Η πρώτη τεκμηριωμένη, συστηματική αναζήτηση για ένα ψυκτικό μέσο που προσφέρει πρακτικό σχεδιασμό με βελτιωμένη απόδοση ήρθε τη δεκαετία του 1920, με την εξέταση διαφόρων ψυκτικών (69). Ο Willis H. Carrier, γνωστός για τις προόδους του στην ψυχομετρία και τον κλιματισμό, και ο R.W. Waterfill ερεύνησαν μια σειρά υποψήφιων ψυκτικών για το αν είναι κατάλληλα να εφαρμοστούν σε μηχανές θετικής μετατόπισης (positive displacement) και φυγοκεντρικούς συμπιεστές (radial compressors) με έμφαση στην ανάπτυξη των τελευταίων. Κατέληξαν στο συμπέρασμα (χωρίς ανάλυση υπερκρίσιμων κύκλων) ότι η απόδοση του διοξειδίου του άνθρακα (R-744) θα εξαρτιόταν από τον κύκλο και την θερμοκρασία υποψύξης, και ότι απέδωσε το χαμηλότερο βαθμό απόδοσης από τα ψυκτικά ρευστά που αναλύθηκαν. Σημείωσαν επίσης ότι η αμμωνία και το νερό (R-718) θα απαιτούσαν πολλές βαθμίδες συμπίεσης σε φυγόκεντρους συμπιεστές για τις επιδιωκόμενες συνθήκες, και ότι το νερό «παρέχει χαμηλό συντελεστή ψυκτικής απόδοσης (COP)». Απέρριψαν το διοξείδιο του θείου (R-764) για λόγους ασφαλείας και τον τετραχλωράνθρακα (R-10) για ασυμβατότητα με μέταλλα, ιδιαίτερα παρουσία νερού. Τελικά επέλεξαν το διελένιο (dielene) (1,2-διχλωροαιθένιο, R-1130) για το πρώτο φυγοκεντρικό συμπιεστή, αν και αυτή η επιλογή χρειάστηκε αναζήτηση για να βρεθεί η πηγή εύρεσης του (70).

#### 4.7.2 Δεύτερη γενιά – ασφάλεια και ανθεκτικότητα

Η δεύτερη γενιά διακρίθηκε από τη στροφή προς τα φθοριοχημικά για ασφάλεια και ανθεκτικότητα. Επανεξιλημμένες διαρροές, του τότε διαδεδομένου φορμικού μεθυλίου (R-611) και του διοξειδίου του θείου (R-764), καθυστέρησαν τις πρώιμες προσπάθειες για την αγορά οικιακών ψυγείων και την αντικατάσταση των ψυγείων με «πάγο». Με motto ότι η βιομηχανία ψύξης χρειάζεται ένα ψυκτικό ρευστό για να γίνει ευρέως διαδεδομένη, ο Thomas Midgley, Jr., και οι συνεργάτες του Albert L. Henne και Robert R. McNary αρχικά έψαξαν τους πίνακες ιδιοτήτων για να βρουν χημικά με το επιθυμητό σημείο ατμοποίησης. Περίορισαν την έρευνα τους στα σταθερά, μη τοξικά και μη εύφλεκτα στοιχεία. Μετά από έρευνες, διαπίστωσαν ότι η πραγματική θερμοκρασία ατμοποίησης για τον τετραφθοριούχο άνθρακα (R-14) ήταν πολύ χαμηλότερη από αυτή που παρουσίαζαν οι πίνακες ιδιοτήτων. Στρέφοντας την προσοχή τους στον περιοδικό πίνακα των στοιχείων, ο Midgley απέρριψε γρήγορα εκείνα που έδιναν ανεπαρκή πτητικότητα. Στη συνέχεια εξάλειψε εκείνα που παρήγαγαν ασταθείς και τοξικές ενώσεις καθώς και τα αδρανή αέρια, με βάση τα χαμηλά σημεία ατμοποίησης τους. Έμειναν μόνο οκτώ στοιχεία, δηλαδή ο άνθρακας, το άζωτο, το οξυγόνο, το θείο, το υδρογόνο, το φθόριο, το

χλώριο και το βρώμιο (71). Μέσα σε 3 ημέρες από την έναρξη, το 1928, ο Midgley και οι συνεργάτες του έκαναν κρίσιμες παρατηρήσεις σχετικά με την ευφλεκτότητα και την τοξικότητα των ενώσεων που αποτελούνται από αυτά τα στοιχεία. Σημείωσαν επίσης ότι κάθε γνωστό ψυκτικό μέσο εκείνη την εποχή συνδύαζε μόνο επτά από αυτά τα στοιχεία – όλα εκτός από το φθόριο. Η πρώτη τους δημοσίευση για τα φθοροχημικά ψυκτικά μέσα δείχνει πώς η διακύμανση της χλωρίωσης και της φθορίωσης των υδρογονανθράκων επηρεάζει το σημείο ατμοποίησης, την ευφλεκτότητα και την τοξικότητα (72).

Η εμπορική παραγωγή του R-12 ξεκίνησε το 1931 και ακολούθησε αυτή του R-11 το 1932 (73), (74). Οι χλωροφθοράνθρακες (CFC) και αργότερα, ιδίως ξεκινώντας από τη δεκαετία του 1950 σε οικιακά και μικρά εμπορικά κλιματιστικά και αντλίες θερμότητας, οι υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFC) κυριάρχησαν στη δεύτερη γενιά ψυκτικών. Η αμμωνία συνέχισε και παραμένει μέχρι και σήμερα το πιο δημοφιλές ψυκτικό σε μεγάλα, βιομηχανικά συστήματα, ειδικά για την επεξεργασία και αποθήκευση τροφίμων και ποτών.

#### 4.7.3 Τρίτη γενιά – προστασία του όζοντος

Η συσχέτιση των CFC, συμπεριλαμβανομένων των ψυκτικών CFC, με την καταστροφή του όζοντος οδήγησε στην τρίτη γενιά με έμφαση την προστασία του. Η Σύμβαση της Βιέννης και το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ επέβαλαν την αναγκαστική εγκατάλειψη των ουσιών που καταστρέφουν το όζον (ODS). Τα φθοροχημικά διατηρήθηκαν, με έμφαση τους HCFC για προσωρινή (μεταβατική) χρήση και τους υδροφθοράνθρακες (HFC) για μακροπρόθεσμη χρήση. Οι αλλαγές προκάλεσαν ανανεωμένο ενδιαφέρον για τα «φυσικά ψυκτικά» – ιδιαίτερα την αμμωνία, το διοξείδιο του άνθρακα, τους υδρογονάνθρακες και το νερό – μαζί με την εκτεταμένη χρήση ψύξης με απορρόφηση και άλλες που δεν χρησιμοποιούν συστήματα συμπίεσης ατμών με φθοροχημικά ψυκτικά. Δημόσια και ιδιωτικά ερευνητικά προγράμματα εξέτασαν συστηματικά άλλα υποψηφία μη-φθοροχημικά ψυκτικά και υδροφθοραιθέρες (HFE), αλλά μόνο λίγα από αυτά αποτέλεσαν επιλογές για χρήση σε ψυκτικούς κύκλους. Οι κατασκευαστές κυκλοφόρησαν στο εμπόριο τα πρώτα εναλλακτικά ψυκτικά μέσα στα τέλη του 1989 και, μέσα σε 10 χρόνια, εισήγαγαν αντικαταστάτες για τα περισσότερα ψυκτικά που κατέστρεφαν το όζον. Οι χώρες που δεν ανήκουν στο άρθρο 5 (κυρίως ανεπτυγμένες), που μερικές φορές αναφέρονται ως χώρες του άρθρου 2, κατάργησαν σταδιακά τη χρήση ψυκτικών CFC σε νέες εγκαταστάσεις έως το 1996, όπως απαιτείται από το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ (75). Οι χώρες του άρθρου 5 το πέτυχαν μέχρι το 2010 και ορισμένες (για παράδειγμα, η Κίνα) το πέτυχαν νωρίτερα. Η διάκριση «Άρθρου 5»

σχετίζεται με το επίπεδο προηγούμενης χρήσης ουσιών που καταστρέφουν το όζον, όπως ορίζεται στο Πρωτόκολλο. Εκτός εάν περιορίζεται από τους εθνικούς κανονισμούς, η συνεχής χρήση και η επισκευές επιτρέπονται για συστήματα που είχαν ήδη κατασκευαστεί και χρησιμοποιούσαν ψυκτικά CFC έως ότου αποσυρθούν.

Η μετάβαση από τους HCFC είναι επίσης σε εξέλιξη. Το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ περιορίζει την κατανάλωση (που ορίζεται ως παραγωγή συν εισαγωγές μείον εξαγωγές και καθορισμένη καταστροφή) HCFC σε στάδια: το 1996 (πάγωμα στο υπολογισμένο ανώτατο όριο), 2004 (65% του ανώτατου ορίου), 2010 (25%), 2015 (10%), και το 2020 (0,5%) με σταδιακή κατάργηση της πλήρους κατανάλωσης έως το 2030 σε χώρες εκτός του άρθρου 5 (76). Οι επιμέρους χώρες υιοθέτησαν διαφορετικές προσεγγίσεις. Οι περισσότερες δυτικές και κεντροευρωπαϊκές χώρες επιτάχυναν τη σταδιακή κατάργηση των HCFC, ενώ η πλειονότητα των άλλων ανεπτυγμένων χωρών θέτουν όρια καταργώντας σταδιακά τις χρήσεις προωθητικών αερίων (ειδικά R-141b), απαιτώντας τη σταδιακή κατάργηση του R-22 (το πιο ευρέως χρησιμοποιούμενο ψυκτικό έως το 2010), έως το 2010 σε νέο εξοπλισμό και, στη συνέχεια, απαγόρευση κάθε χρήσης HCFC σε νέο εξοπλισμό έως το 2020. Το χρονοδιάγραμμα για τις χώρες του άρθρου 5 ξεκινά με πάγωμα το 2013 (με βάση τα επίπεδα παραγωγής και κατανάλωσης 2009–2010) με φθίνοντα όρια από το 2015 (90%), 2020 (65%), 2025 (32,5%) και 2030 (2,5%) ακολουθούμενα από σταδιακή κατάργηση το 2040 (76). Και πάλι, η συνεχιζόμενη μελλοντική χρήση και οι επισκευές, ακόμη και μετά το 2040, επιτρέπονται για υπάρχοντα εξοπλισμό που χρησιμοποιεί ψυκτικά HCFC έως ότου αποσυρθούν, εκτός εάν περιορίζεται από τους εθνικούς κανονισμούς (75) (76). Οι εξαγωγές από χώρες του άρθρου 5 σε χώρες που δεν υπάγονται στο άρθρο 5 περιορίζονται ουσιαστικά για την τήρηση των αυστηρότερων χρονοδιαγραμμάτων εκτός του άρθρου 5. Για την αποφυγή χωριστών εγχώριων και εξαγωγικών προϊόντων και για την εκμετάλλευση νεότερων τεχνολογιών που προέρχονται από κοινές επιχειρήσεις και συμφωνίες αδειοδότησης, ορισμένα προϊόντα στις χώρες του άρθρου 5 ενσωματώνουν αντικαταστάσεις νωρίτερα από ότι απαιτείται.

Ο κανονισμός στοχεύει σε τρία σημεία. Πρώτον, τα ψυκτικά μέσα ιστορικά αποτελούσαν μόνο ένα μικρό κλάσμα των συνολικών εκπομπών ODS, αλλά οι περισσότεροι από τους ίδιους CFC και μερικούς από τους HCFC σε κοινή χρήση ως ψυκτικά χρησιμοποιήθηκαν επίσης σε εφαρμογές με πολλές εκπομπές επιβλαβών αερίων, όπως προωθητικά αεροζόλ, παράγοντες διόγκωσης αφρού και διαλύτες. Δεύτερον και τουλάχιστον συγκρίσιμο σε σημασία με τις αντικαταστάσεις ψυκτικού μέσου, οι περιβαλλοντικές ανησυχίες προκάλεσαν σημαντικές αλλαγές στο σχεδιασμό, την κατασκευή, την εγκατάσταση, την επισκευή και τις διαδικασίες τελικής διάθεσης για τη μείωση των εκπομπών από τα ψυκτικά που μπορούσαν να αποφευχθούν (77). Τρίτον, το στρώμα του όζοντος ανακάμπτει παρά τις αναφορές για ρεκόρ τρυπών του όζοντος στην

Ανταρκτική (78). Το μέγεθος της ετήσιας τρύπας της Ανταρκτικής προκύπτει από μεταβλητούς παράγοντες όπως οι νότιοι πολικοί άνεμοι και οι ταλαντώσεις, που προκαλούν την πολική δίνη και οι βαριές θερμοκρασίες του χειμώνα που ρυθμίζουν την αποτελεσματικότητα της καταστροφής του όζοντος και της φυσικής αναπλήρωσης. Οι διεθνείς επιστημονικές αξιολογήσεις τεκμηριώνουν ότι τόσο οι νέες εκπομπές ODS όσο και οι υπολειπόμενες προηγούμενες εκπομπές μειώνονται (78). Οι επιστήμονες ερμηνεύουν τις τάσεις της ελάχιστης συγκέντρωσης όζοντος και της ελάχιστης επιφάνειας του όζοντος που απεικονίζονται στο Σχήμα 2 ως ένδειξη σταθεροποίησης τα τελευταία χρόνια και έναρξη της ανάκαμψης, από το χειρότερο έτος το 1998. Η πρόοδος στην ανάκτηση του όζοντος είναι ακόμη πιο εμφανής όταν μετράται με τον παγκόσμιο μέσο όρο του όζοντος παρά το όζον στην απομονωμένη δίνη της Ανταρκτικής.

Ενώ η αύξηση των εκπομπών ODS θα μπορούσε να επιδεινώσει την καταστροφή του όζοντος και να παρατείνει ή να αποκλείσει την ανάκαμψη, οι ευκαιρίες για την επιτάχυνση της ανάκτησης της στιβάδας του όζοντος είναι πολύ πιο περιορισμένες, ειδικά λαμβάνοντας υπόψη την τεράστια επιρροή των CFC, αλογόνων και άλλων ODS που έχουν μεγάλη διάρκεια ζωής στην ατμόσφαιρα. Αυτό το σημείο προτείνει την εστίαση της ατμοσφαιρικής διάρκειας ζωής ( $\tau_{atm}$ ) στην επιλογή εναλλακτικών λύσεων, για να αποφευχθεί η επανάληψη της ατμοσφαιρικής συσσώρευσης πριν από την ανακάλυψη νέων ανησυχιών που μπορεί να προκύψουν στο μέλλον. Ενώ είναι επιθυμητή η σύντομη διάρκεια ζωής (ιδανικά μικρότερη από ένα έτος), οι ενώσεις που έχουν πολύ μικρή διάρκεια (ημέρες ή εβδομάδες ανάλογα με την τοποθεσία και τα προϊόντα αποσύνθεσης) μπορεί να οδηγήσουν σε υποβάθμιση της ποιότητας του αέρα, συμπεριλαμβανομένης της συμβολής στην αστική αιθαλομίχλη. Οι επιπτώσεις και η ασφάλεια των προϊόντων αποσύνθεσης μπορεί επίσης να είναι ανησυχητικές.

#### 4.7.4 Τέταρτη γενιά - υπερθέρμανση του πλανήτη

Η πολύ επιτυχημένη απόκριση στην καταστροφή του όζοντος έρχεται σε έντονη αντίθεση με την επιδεινούμενη κατάσταση με την κλιματική αλλαγή, όπως απεικονίζεται στο **Σχήμα 4.6** με βάση τους Brohan et al. (79) και Rayner et al. (80). Τα νέα ευρήματα και η πολιτική συζήτηση για την υπερθέρμανση του πλανήτη έχουν γίνει καθημερινά γεγονότα, ειδικά τους τελευταίους μήνες. Η Διακυβερνητική Επιτροπή για την Κλιματική Αλλαγή (IPCC) στην Τέταρτη Έκθεση Αξιολόγησης (AR4) αντικατοπτρίζει το πιο πρόσφατο επιστημονικό συμπέρασμα, ότι δηλαδή «η υπερθέρμανση του πλανήτη είναι αδιαμφισβήτητη, όπως είναι πλέον εμφανές από τις παρατηρήσεις των αυξήσεων της



παγκόσμιας μέσης θερμοκρασίας του αέρα και των ωκεανών, το λιώσιμο των χιονιών και των πάγων καθώς και η άνοδος της μέσης παγκόσμιας στάθμης της θάλασσας» (81). Η αξιολόγηση κατέληξε στο συμπέρασμα ότι «το μεγαλύτερο μέρος της παρατηρούμενης αύξησης στις παγκόσμιες μέσες θερμοκρασίες από τα μέσα του 20ου αιώνα οφείλεται πολύ στην παρατηρούμενη αύξηση των ανθρωπογενών συγκεντρώσεων αερίων του θερμοκηπίου» και ότι «οι ευδιάκριτες ανθρώπινες επιρροές επεκτείνονται πλέον και σε άλλες πτυχές του κλίματος, συμπεριλαμβανομένης της θέρμανσης των ωκεανών, των μέσων ηπειρωτικών θερμοκρασιών, των ακραίων θερμοκρασιών και των ανέμων» (81).

Το Πρωτόκολλο του Κιότο, σύμφωνα με τη Σύμβαση των Ηνωμένων Εθνών για την Κλιματική Αλλαγή (UNFCCC), θέτει δεσμευτικούς στόχους για τις εκπομπές αερίων θερμοκηπίου (GHG) υπολογισμένα σε ισοδύναμους τόνους σε διοξείδιο του άνθρακα, μεθανίου, οξειδίου του αζώτου, HFCs, υπερφθορανθράκων (PFC) και εξαφθοριούχου θείου (82). Δεν αντιμετωπίζει ODS που καλύπτονται από το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ, αν και ορισμένα είναι επίσης πολύ ισχυρά GHG. Οι εθνικοί νόμοι και κανονισμοί για την εφαρμογή του Πρωτοκόλλου του Κιότο διαφέρουν, αλλά συνήθως απαγορεύουν τις αποφευχθείσες εκλύσεις ψυκτικών HFC και PFC και σε ορισμένες χώρες ελέγχουν ή φορολογούν επίσης τη χρήση τους. Τα πιο πρόσφατα μέτρα (είτε εγκρίθηκαν είτε προτείνονται) σε περιφερειακό, εθνικό, κρατικό και δημοτικό επίπεδο είναι πιο αυστηρά. Αυτοί οι περιορισμοί αναγκάζουν τη μετάβαση σε μια τέταρτη γενιά ψυκτικών που ορίζονται εστιάζοντας στην υπερθέρμανση του πλανήτη.

Το Ευρωπαϊκό Κοινοβούλιο όρισε το χρονοδιάγραμμα με μια οδηγία που απαγορεύει τα φθοριοχημικά ("F-Gas") ψυκτικά με GWP άνω των 150 για 100 χρόνια σε κλιματιστικά νέων μοντέλων αυτοκινήτων που τέθηκε σε ισχύ από το 2011 και για όλα τα νέα αυτοκίνητα από το 2017 (83). Οι κανονισμοί που εγκρίθηκαν απαιτούν επίσης περιοδική επιθεώρηση συστημάτων που χρησιμοποιούν HFC (84). Το Ευρωπαϊκό Κοινοβούλιο απέρριψε τα προτεινόμενα μέτρα που θα απαγόρευαν τους HFC ως προωθητικά αεροζόλ έως το 2006, ως παράγοντες διόγκωσης αφρού έως το 2009 και ως ψυκτικά σε κλιματιστικά και για συστήματα ψύξης έως το 2010. Η επίμαχη ψηφοφορία για το τελευταίο σημείο ήταν 262–368, πάνω από 40% υπέρ. Αυτό το σημαντικό επίπεδο υποστήριξης προκαλεί μελλοντικό προβληματισμό, ειδικά με τα πρόσφατα επιστημονικά ευρήματα σχετικά με την ταχύτερη και πιο σοβαρή έναρξη της κλιματικής αλλαγής. Το άμεσο αποτέλεσμα αυτών των μέτρων είναι η απαγόρευση του R-134a, ως ψυκτικό αλλά και την χρήση του στα πιο διαδεδομένα συστήματα που είναι οι φορητές μονάδες κλιματιστικών. Το εγκεκριμένο όριο για το GWP επιτρέπει την εξέταση χαμηλών GWP HFC (κυρίως R-152a, ακόμη και αν είναι εύφλεκτο). Τα μέτρα F-Gas επιβάλλουν επίσης αυστηρότερους εθνικούς κανονισμούς, ορισμένοι από τους οποίους απαγορεύουν τους HFC σε μεγάλα συστήματα, απαγορεύουν ρητά τη χρήση HFC σε ψύκτες ή επιβάλλουν

σταθμισμένους ειδικούς φόρους κατανάλωσης στα ψυκτικά HFC. Τα συνδικάτα στην Ευρώπη πιέζουν για την υιοθέτηση πιο αυστηρών μέτρων για τον περιορισμό των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου. Ορισμένες πολιτείες και πόλεις στις ΗΠΑ έχουν προτείνει περιορισμούς στις εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου, είτε μεμονωμένα είτε σε περιφερειακό επίπεδο, αν και οι συγκεκριμένες επιπτώσεις σε μεμονωμένους HFC είναι αβέβαιες. Μια συχνή πολιτεία με τον μεγαλύτερο πληθυσμό, η Καλιφόρνια ψήφισε νέα νομοθεσία στα τέλη του 2006, επιβάλλοντας ένα πρώτο στη χώρα ανώτατο όριο εκπομπών σε επιχειρήσεις κοινής ωφελείας, διυλιστήρια και εργοστάσια παραγωγής, με στόχο τη μείωση των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου από το 1990 επίπεδα έως το 2020. Ο νόμος απαιτεί από τον κρατικό ρυθμιστικό φορέα να καθορίσει τις πραγματικές απαιτήσεις. Οι αλλαγές στην Καλιφόρνια είναι πιθανό να επιβάλουν απαιτήσεις για ψυκτικά με χαμηλό GWP σε νέα συστήματα οχημάτων και να απαγορεύσουν την επισκευή συστημάτων με διαρροή από μη αδειοδοτημένους τεχνικούς. Άλλα μέτρα ενδέχεται να περιορίσουν τους HFC που χρησιμοποιούνται σε εμπορικά συστήματα ψύξης. Τουλάχιστον οκτώ άλλες πολιτείες είναι επιρρεπείς στο να ακολουθήσουν το παράδειγμα της Καλιφόρνιας εάν αποφασίσει να περιορίσει τις εκπομπές HFC. Ορισμένες Βορειοανατολικές και Μεσοδυτικές πολιτείες προσχώρησαν σε ένα σύμφωνο το 2007 για να επιβάλουν ανώτατα όρια στις εκπομπές των σταθμών ηλεκτροπαραγωγής. Επίσης κυβερνήτες πέντε πολιτειών συμφώνησαν το 2007 στην Πρωτοβουλία Δυτικής Περιφερειακής Δράσης για το Κλίμα να θέσουν παρόμοιους στόχους.

#### 4.7.5 Επόμενη γενιά ψυκτικών

Οι κατασκευαστές ψυκτικών ανταποκρίθηκαν γρήγορα στην οδηγία F-Gas (83) με ανακοινώσεις νέων ψυκτικών. Τουλάχιστον τρεις πολυεθνικοί κατασκευαστές ψυκτικών ανέφεραν ιδιόκτητη ανάπτυξη καινοτόμων ψυκτικών για να πληρούν το όριο GWP των 150 (85) (86) (87) (88). Λαμβάνοντας υπόψη την πολύ μεγάλη αγοραία αξία των πωλήσεων ψυκτικών για αυτοκίνητα, είναι ασφαλές να υποθέσουμε ότι οι περισσότερες εταιρείες ψυκτικών αναζητούν λύσεις, ειδικά τώρα που ορισμένες από τις μεγαλύτερες εταιρείες αναμένουν να εκπληρώσουν τις εντολές F-Gas. Οι επαφές με αντιπροσωπευτικές εταιρείες επιβεβαιώνουν αυτή την προσδοκία.

Αυτές οι εταιρείες έχουν δημοσιεύσει προκαταρκτικά δεδομένα για το περιβάλλον, την ασφάλεια και τις επιδόσεις, αλλά περιορίζουν την πλήρη αποκάλυψη της συνθέσης του ψυκτικού μέσου για ανταγωνιστικούς λόγους, επειδή οι τελικές συνθέσεις βρίσκονται ακόμη υπό επεξεργασία και επειδή δεν υπάρχουν ακόμη πλήρη δεδομένα. Ορισμένα από τα υποκείμενα διπλώματα ευρεσιτεχνίας παρέχουν πληροφορίες για τις ουσίες που εξετάζονται, είτε μεμονωμένα είτε ως συστατικά μείγματος (89) (90).

Ο Πίνακας 4.5 δίνει αυτές τις πληροφορίες με τα υποψήφια συστατικά για τα ψυκτικά νέας γενιάς. Τα διπλώματα ευρεσιτεχνίας αναφέρουν ότι ορισμένονα από τα υποψήφια ψυκτικά μπορεί να απαιτούν πρόσθετα συστατικά για να μην αφρίζουν, σταθεροποιητές (όπως αναστολείς οξειδωσης), διαλύτες λιπαντικών, κ.α.

**Πίνακας 4.5: Υποψήφια ψυκτικά με χαμηλό GWP (67)**

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?
HCs, HEs (R-290, R-600, R-E170,...)	Flammability
Unsaturates (olefins) (R-1234yf,...)	Short atmospheric lifetime and therefore low GWP, flammability? toxicity? compatibility?
HFICs, FICs (R-311I (CH <sub>2</sub> FI), R-131I (CF <sub>3</sub> I),...)	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

Ορισμένοι, αν όχι όλοι, από τους κατασκευαστές αναμένουν ότι οι λύσεις ή οι παραλλαγές των λύσεων που προσδιορίζονται για να ικανοποιούν τις απαιτήσεις F-Gas θα έχουν ευρύτερες δυνατότητες εφαρμογής. Οι Dupond (85), Singh et al. (89) και οι Minor et al. (90) προσδιορίζουν συγκεκριμένα ευρύτερες ευκαιρίες εφαρμογής, τόσο για ψυκτικά μέσα σε σταθερά συστήματα κλιματισμού και ψύξης όσο και για εφαρμογές διόγκωσης αφρού και καταστολής πυρκαγιάς. Η αντιληπτή ευκολία ανταπόκρισης στο Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ, χωρίς προφανή συμβιβασμό στην ασφάλεια, την ανθεκτικότητα ή την αποτελεσματικότητα, έγκρυβε τεράστιες επενδύσεις για την ανάπτυξη ψυκτικών και συναφών λιπαντικών τρίτης γενιάς, τη βελτιστοποίηση και την κατασκευή εργοστασίων παραγωγής, την τροποποίηση εξαρτημάτων (ειδικά του συμπιεστή) και εξοπλισμού σχεδιάζει και εκπαιδεύει τεχνικούς εγκατάστασης, λειτουργίας και συντήρησης. Οι περαιτέρω γρήγορες και έντονα αισιόδοξες ανταποκρίσεις (85) (86) (87) στο όριο F-Gas και GWP για ψυκτικά μέσα αυτοκινήτων, η αρχή της επόμενης γενιάς ψυκτικών, στέλνουν ένα μήνυμα στις ρυθμιστικές αρχές ότι υπάρχουν επιλογές ψυκτικών που τηρούν τους περισσότερους βιώσιμους περιβαλλοντικούς στόχους από αυτούς που ενσωματώνουν τα τρέχοντα πρωτόκολλα του Μόντρεαλ και του Κιότο.

Ωστόσο, τέσσερα πολύ σημαντικά σημεία χρήζουν προσοχής. Πρώτον, οι κατασκευαστές είχαν προηγουμένως εξετάσει και μάλιστα πραγματοποιήσει περιορισμένες δοκιμές ψυκτικών μέσων αντικατάστασης. Τα αρχεία τεκμηριώνουν ειδικά δοκιμές ψυκτικών μη-ODS για την αντικατάσταση των CFC, για παράδειγμα μελέτη χρήσης του R-134a σε οικιακά ψυγεία, περισσότερα από 10 χρόνια νωρίτερα από το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ (91). Εκτός από τα συστατικά του μείγματος (όπως το R-152a στο R-500 και

το R-23 στο R-503), η βιομηχανία απέφυγε τα ψυκτικά HFC, βάσει εκτιμήσεων από τη μελέτη των λιπαντικών, πριν από τη σταδιακή κατάργηση των ODS, αν και αναγνωρίστηκαν ως υποψήφια από το 1928. Δεύτερον, η νέα γενιά ψυκτικών είναι γενικά λιγότερο αποδοτική από τις προηγούμενες επιλογές. Με λίγες εξαιρέσεις, τα κέρδη απόδοσης που επιτυγχάνονται σε μηχανήματα που χρησιμοποιούν εναλλακτικά ψυκτικά προέρχονται κυρίως από βελτιώσεις στο σχεδιασμό του εξοπλισμού και όχι από τις ιδιότητες των νεότερων ψυκτικών ρευστών. Με απλά λόγια, η καλύτερη βελτιστοποίηση με τα παλιά ψυκτικά θα είχε ακόμη υψηλότερη απόδοση στις περισσότερες περιπτώσεις, και τα εναλλακτικά ψυκτικά μειώνουν τα περιθώρια για περαιτέρω βελτίωση της απόδοσης του προϊόντος (92). Τρίτον, κανένα από τα τρέχοντα ή τα υποψήφια ψυκτικά δεν είναι ιδανικό και η μελλοντική ανακάλυψη ιδανικών ψυκτικών είναι εξαιρετικά απίθανη (92). Οι εντεινόμενοι περιορισμοί επιβάλλουν νέους συμβιβασμούς μεταξύ διαφορετικών περιβαλλοντικών στόχων, ασφάλειας, επιδόσεων και κόστους και σε καμία περίπτωση δεν επεκτείνουν τις ήδη πεπερασμένες διαθέσιμες επιλογές. Τέταρτον, η διαδοχική προσοχή σε μεμονωμένα περιβαλλοντικά ζητήματα ενέχει τον κίνδυνο εξάλειψης σημαντικών ή ακόμα και κρίσιμων επιλογών, για ισορροπημένες συνολικές λύσεις, που βασίζονται σε μικρές ή ακόμα και αμελητέες επιπτώσεις σε μεμονωμένα ζητήματα (93).

#### 4.8 Ισορροπία μεταξύ διαφορετικών περιβαλλοντικών στόχων

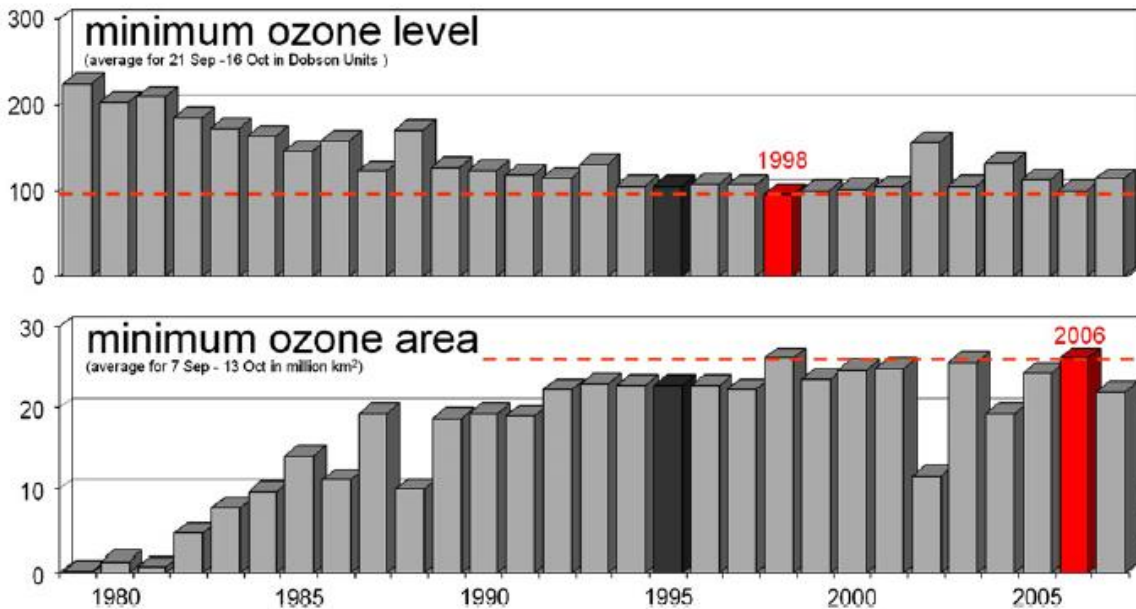
Τα νέα ψυκτικά εγείρουν ενδιαφέροντα ερωτήματα σχετικά με την ισορροπία μεταξύ αντικρουόμενων περιβαλλοντικών στόχων και μεταξύ περιβαλλοντικών στόχων και ασφάλειας ή συμβατότητας. Η σταδιακή κατάργηση των ODS μειώνει τις επιλογές για την αντιμετώπιση της κλιματικής αλλαγής είτε από άμεσες συνέπειες είτε από έμμεσες συνέπειες, όπως οι εκπομπές που σχετίζονται με την ενέργεια. Δύο παραδείγματα που αναφέρονται εδώ είναι υπό αμφισβήτηση. Το R-1311 (CF3I, ένας φθοριούχος ιωδοάνθρακας, FIC) αποτελεί ένα δυνητικό συστατικό σε ψυκτικά μέσα αυτοκινήτου με χαμηλό GWP (89) και το R-123 (ένα HCFC) ως ψυκτικό μέσο ψύξης (94). Και τα δύο αυτά ψυκτικά προσφέρουν σύντομη ατμοσφαιρική διάρκεια ζωής, πολύ χαμηλό GWP, χαμηλή οξεία τοξικότητα κατά την εισπνοή και μη αναφλεξιμότητα. Επίσης και τα δύο είναι αποτελεσματικά σαν ρευστα πυρόσβεσης. Ωστόσο, και τα δύο έχουν πολύ χαμηλό, αλλά μη μηδενικό ODP, 0,011 και 0,018 αντίστοιχα (μοντελοποιημένα) ανάλογα με το γεωγραφικό πλάτος και το υψόμετρο απελευθέρωσης για το R-1311 και 0,02 ημιεμπειρικό

(0,012 μοντέλο) για το R-123 (78) (95). Το R-1311 προσφέρει τη δυνατότητα ως συστατικό μείγματος σε συνδυασμό με φθοριούχες ολεφίνες (ακόρεστα αλκένια) να καταστέλλει την ευφλεκτότητά τους ελαχιστοποιώντας το GWP. Παρά το γεγονός ότι είναι ODS, αν και με πολύ χαμηλό ODP, το R-1311 δεν ελέγχεται από το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ, καθώς δεν ήταν σε εμπορική χρήση το 1992, την τελευταία φορά που προστέθηκαν ουσίες στο Πρωτόκολλο. Το R-123 είναι το πιο αποτελεσματικό ψυκτικό μέσο για ψύκτες νερού εκτός των R-11 και R-141b (95), που και τα δύο έχουν σημαντικά υψηλότερο ODP και υψηλότερο GWP (78) (95). Ωστόσο, το R-123 είχε ήδη καταργηθεί σταδιακά στην Ευρώπη ως HCFC και έχει προγραμματιστεί, εκτός επανεξέτασης, για παρόμοια σταδιακή κατάργηση σε νέους ψύκτες έως το 2020 σε χώρες εκτός του άρθρου 5 και έως το 2040 σε χώρες του άρθρου 5. Αυτές οι εντολές σταδιακής κατάργησης απευθύνονται αποκλειστικά σε όλους τους HCFC και όχι στο R-123. Οι πιο πρόσφατες (95) και προηγούμενες διεθνείς αξιολογήσεις επιλογών σημειώνουν ότι το R-123 έχει πολύ χαμηλό συνολικό αντίκτυπο στο περιβάλλον λόγω του χαμηλού ODP του, του πολύ χαμηλού GWP, της πολύ μικρής ατμοσφαιρικής διάρκειας ζωής, των πολύ χαμηλών εκπομπών σε σημερινούς σχεδιασμούς ψυκτών, και υψηλή απόδοση. Μια άλλη πρόσφατη διεθνής αξιολόγηση, που επίσης προετοιμάστηκε για να καθοδηγήσει τις αναθεωρήσεις του Πρωτοκόλλου του Μόντρεαλ, προτείνει την επανεξέταση προηγούμενων προτάσεων σχετικά με τη σταδιακή κατάργηση όλων των ODS. Υποδεικνύει ότι «η παραγωγή και η κατανάλωση συγκεκριμένων χημικών ουσιών που αποδείχθηκε ότι είναι αβλαβείς για τη στιβάδα του όζοντος θα μπορούσε να επιτραπεί μετά την αξιολόγηση μέσω προσαρμογής του Πρωτοκόλλου» (96). Προς το παρόν, το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ επιτρέπει περιορισμένη παραγωγή R-123 και άλλων HCFC για ανάγκες υπηρεσιών έως το 2030 σε χώρες εκτός του άρθρου 5 (ανεπτυγμένες) και έως το 2040 σε χώρες του άρθρου 5. Δεν επιβάλλει κανένα όριο πουθενά για συνεχή χρήση και επισκευή υπάρχοντος εξοπλισμού ή αποθηκευμένου ή ανακτημένου ψυκτικού μέσου. Αυτά τα παραδείγματα δείχνουν σαφείς συγκρούσεις στους περιβαλλοντικούς στόχους για την αντιμετώπιση της καταστροφής του όζοντος και της κλιματικής αλλαγής.

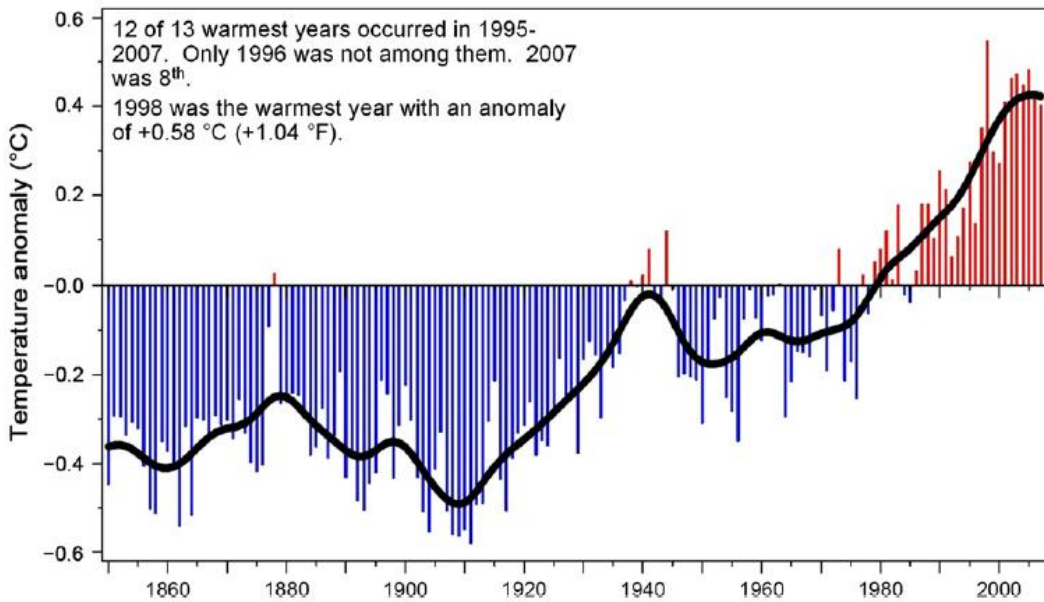
Συγκρίνοντας τα **Σχημάτα 4.5** και **4.6**, γίνεται κατανοητή και πιο επείγουσα η ανάγκη για τον μετριασμό της υπερθέρμανσης του πλανήτη. Αυτές οι συγκρίσεις αμφισβητούν την απρόσκοπτη εξάλειψη των λίγων επιλογών που έχουν ασήμαντη ή ακόμα και μηδαμινή επίδραση στο όζον της στρατόσφαιρας αλλά σημαντική, ή ακόμη και ισχυρή, δυνατότητα μετριασμού της παγκόσμιας κλιματικής αλλαγής. Και τα δύο περιβαλλοντικά ζητήματα είναι σημαντικά, αλλά η απουσία ιδανικών υποψήφιων ψυκτικών ρευστών που επιλύουν και τα δύο προβλήματα από κοινού, χωρίς να υποβαθμίζουν την ασφάλεια, απαιτεί ισορροπία μεταξύ των στόχων. Κάνοντας εικασία, οι συντάκτες του Πρωτοκόλλου του Μόντρεαλ πιθανότατα θα είχαν επιδείξει μεγαλύτερη

προσοχή στην ευρεία εξάλειψη των χημικών ουσιών ανά κατηγορία, και όχι μεμονωμένα, εάν υπήρχε η τρέχουσα επίγνωση της σοβαρότητας της υπερθέρμανσης του πλανήτη και η αναγνώριση των περιορισμών από εκείνη την εποχή. Ωστόσο, το Πρωτόκολλο προέβλεπε μελλοντικές προσαρμογές με βάση επιστημονικές αξιολογήσεις, οι οποίες προσφέρουν μια επιλογή, αν και δύσκολη από πολιτική άποψη, για αναθεωρήσεις για την αντιμετώπιση των λίγων αλλά σημαντικών περιπτώσεων αυτού του τύπου.

Προκύπτουν όμως κι άλλα ζητήματα σε περιβαλλοντικούς συμβιβασμούς. Η κύρια αντικατάσταση που επιλέχθηκε από τους κατασκευαστές για το R-22, το πιο ευρέως χρησιμοποιούμενο ψυκτικό μέσο επί του παρόντος, είναι το R-410A (ένα μείγμα HFCs R-32 και R-125). Αυτό το υποκατάστατο προσφέρει πρακτικά μηδενικό ODP. Ωστόσο, αυξάνει το GWP κατά 16% (από το 1810 στο 2100 για ενοποίηση 100 ετών) και μειώνει την εφικτή απόδοση κατά 6%, αυξάνοντας έτσι τις εκπομπές αερίων θερμοκηπίου που σχετίζονται με την ενέργεια, για συμβατικά κλιματιστικά (97). Άλλοι παράγοντες, όπως η μεγαλύτερη μεταφορά θερμότητας του μείγματος και η έκταση της βελτιστοποίησης του εξοπλισμού επιτρέπουν την αντιστοίχιση ή ακόμα και τη βελτίωση της απόδοσης σε τυπικές συνθήκες αξιολόγησης για ελάχιστα επιτρεπόμενα επίπεδα απόδοσης, αλλά όχι για τις καλύτερες αποδόσεις που μπορούν να επιτευχθούν. Ενώ όλα τα ψυκτικά μπορούν θεωρητικά να επιτύχουν παρόμοιες αποδόσεις με επαρκή τροποποίηση και βελτιστοποίηση του κύκλου (98) (99), κάθε στοιχείο πρόσθετης πολυπλοκότητας αυξάνει το κόστος, τη φόρτιση ψυκτικού μέσου (ποσότητα), την πιθανότητα διαρροών και τις θερμοδυναμικές αναντιστρεπτότητες (irreversibilities) και μειώνει την αξιοπιστία (92). Ως εκ τούτου, τα ψυκτικά με υψηλή απόδοση σε απλούς κύκλους έχουν ένα εγγενές πλεονέκτημα να βελτιώνουν την απόδοση με χαμηλότερο κόστος και με χαμηλότερο κίνδυνο περιβαλλοντικής βλάβης του συστήματος.



**Σχήμα 4.5:** Μέγεθος τρύπας του όζοντος με βάση δεδομένα της NASA (100) (67)



**Σχήμα 4.6:** Παγκόσμια αύξηση θερμοκρασίας (79) (80) (67)

Επιπλέον, η απόδοση του R-410A υποβαθμίζεται πιο γρήγορα από εκείνη του R-22 σε αυξανόμενες θερμοκρασίες περιβάλλοντος που πλησιάζουν την κρίσιμη θερμοκρασία του R-125, επομένως η ζήτηση αιχμής ισχύος είναι υψηλότερη με το R-410A για αερόψυκτα συστήματα για την ίδια ονομαστική ισχύ και εποχιακή απόδοση. Η αυξημένη ζήτηση αιχμής είναι ιδιαίτερα έντονη σε τοποθεσίες με ανεπαρκή αποθέματα

παραγωγής ή μεταφοράς ηλεκτρικής ενέργειας, συμπεριλαμβανομένων εκείνων στις αναπτυσσόμενες χώρες που αντιμετωπίζουν ήδη την πρόκληση να παρέχουν επαρκή και οικονομικά προσιτή ισχύ για ανάπτυξη. Το μειονέκτημα αυτό βλάπτει επίσης την υποκατάσταση της βιώσιμης παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, για τη μείωση της καύσης και της εξάρτησης από ορυκτά καύσιμα με τις σχετικές εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου, καθώς οι τεχνολογίες των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας, δηλαδή της ηλιακής, αιολικής και άλλες τείνουν να έχουν υψηλότερο αρχικό κόστος. Σε αντίθεση με το R-410A, το R-32 και κάποια άλλα R-32 αποφεύγουν την απότομη πτώση της απόδοσης σε υψηλότερες θερμοκρασίες περιβάλλοντος και προσφέρουν υψηλότερες εποχιακές αποδόσεις και πολύ χαμηλότερα GWP (97). Είναι, ωστόσο, οριακά εύφλεκτα.

Οι φθοροολεφίνες, όπως αυτές που εξετάζονται ως ψυκτικά για αυτοκίνητα με χαμηλό GWP, είναι γενικά πιο δραστικές από τις ενώσεις με μόνο δεσμούς άνθρακα-άνθρακα. Αυτό οδηγεί σε μικρότερη διάρκεια ζωής στην ατμόσφαιρα, χαμηλότερο ODP (για αυτά που περιέχουν χλώριο, βρώμιο ή ιώδιο) και χαμηλότερο GWP, αλλά και μειωμένη σταθερότητα και υψηλότερη τοξικότητα. Ομοίως, τα χημικά με τα χαμηλότερα GWP τείνουν να αποσυντίθενται κοντά στην επιφάνεια, συχνά κυρίως κοντά στη θέση απελευθέρωσης. Μερικά μπορεί να προκαλέσουν αιθαλομίχλη και άλλα μπορεί να αποσυντίθενται ή να συμβάλλουν άμεσα ή καταλυτικά στο σχηματισμό άλλων χημικών ουσιών με υψηλότερα GWP από την αρχική χημική ένωση, επομένως παρουσιάζουν υψηλότερο έμμεσο από το άμεσο GWP. Αυτά με τα έμμεσα (indirect) GWP, δηλαδή τα περισσότερα μικρά υδρογονανθρακικά αλκάνια και ολεφίνες (αλκένια) υπερβαίνουν το άμεσο (direct) GWP τους, αλλά οι επιδράσεις της θερμοκρασίας, του γεωγραφικού πλάτους, του υψομέτρου, ακόμη και της παρουσίας άλλων ατμοσφαιρικών ρύπων περιπλέκουν τον προσδιορισμό των καθαρών GWP για αυτά. Το ζήτημα υπερβαίνει το σκοπό της παρούσας εργασίας αλλά εγείρεται μόνο για να απεικονίσει τις περίπλοκες αλληλεπιδράσεις και τους αναπόφευκτους συμβιβασμούς μεταξύ περιβαλλοντικών στόχων, ακόμη και πέρα από την εξέταση της καταστροφής του όζοντος και της υπερθέρμανσης του πλανήτη ή μεταξύ των σχετιζόμενων με το ψυκτικό («άμεσο αποτέλεσμα») και της συσχέτισης της ενέργειας (μερικές φορές προσδιορίζεται ως «έμμεσο αποτέλεσμα», όχι το ίδιο με τις έμμεσες επιπτώσεις των GWP) με τις εκπομπές.

#### 4.9 Πρόσφατες εξελίξεις και προοπτικές για ευρύτερη αποδοχή των «φυσικών ψυκτικών»

Οι αλλαγές τεχνολογίας, αγοράς και πολιτικής που επηρεάζουν τα μελλοντικά ψυκτικά αλλάζουν γρήγορα. Πρόσφατα ευρήματα τοξικότητας ολοκλήρωσαν την περαιτέρω εξέταση τουλάχιστον τριών μιγμάτων ψυκτικών ρευστών (που προσδιορίζονται



ως AC-1, DP-1 και JDH) για να αντικαταστήσουν το R-134a για χρήσεις αυτοκινήτων. Ομοίως, το R-1311 δεν πληρούσε τα κριτήρια αποδοχής, με βάση τη σταθερότητα και την αβεβαιότητα σχετικά με την αποδοχή του ODP του, εξαλείφοντας έτσι την πρωταρχική εξέταση ενός μείγματος R-1234yf/1311 (ρευστό Η) (101). Αυτά τα τέσσερα μείγματα, που συχνά προσδιορίζονται ως «Παγκόσμια Εναλλακτικά Ψυκτικό» (GAR: Global Alternative Refrigerants) προχώρησαν από πολλά υποσχόμενα το 2006 και στις αρχές του 2007, κατά τη διάρκεια δοκιμών οχημάτων, ως εγκαταλελειμμένα στα τέλη του 2007 (101) (102).

Η αυτοκινητοβιομηχανία επιδιώκει τώρα τρεις κύριους υποψηφίους για να αντικαταστήσει το R-134a σε φορητές μονάδες κλιματιστικών, συγκεκριμένα το διοξείδιο του άνθρακα και το R-1234yf σε συστήματα άμεσης εκτόνωσης και το R-152a σε συστήματα έμμεσης («δευτερογενούς βρόχου» (secondary loop)) που χρησιμοποιούν ένα ενδιάμεσο ρευστό μεταφοράς θερμότητας (HTF: High Transfer Fluid). Παρά την απήχηση του διοξειδίου του άνθρακα ως «φυσικού ψυκτικού μέσου» και τα ευνοϊκά ευρήματα σε ορισμένες αναφερόμενες δοκιμές σε οχήματα (103) (104), υπάρχουν ανησυχίες σχετικά με την πολυπλοκότητα και το βάρος του συστήματος, ειδικά σε μικρά οχήματα και θερμά κλίματα και τις συνακόλουθες επιπτώσεις στις συνολικές εκπομπές, συμπεριλαμβανομένων των κυρώσεων από την αυξημένη κατανάλωση καυσίμου. Ωστόσο, αρκετοί κατασκευαστές σχεδιάζουν την εισαγωγή του για να πληρεί το χρονοδιάγραμμα F-Gas της ΕΕ και να προβάλουν τα πλεονεκτήματά του, ιδιαίτερα σε αντλίες θερμότητας που θεωρούνται πλέον ως κατάλληλη επιλογή για τη θέρμανση οχημάτων σε ψυχρά κλίματα με αναμενόμενη βελτίωση στην απόδοση του κινητήρα.

Ως ψυκτικό ενός συστατικού, το R-1234yf προσφέρει παρόμοιες θερμοφυσικές ιδιότητες με το R-134a, ελαχιστοποιώντας έτσι τις αλλαγές του εξοπλισμού ενώ ταυτόχρονα πληρεί και τα κριτήρια σταθερότητας και συμβατότητας (101). Προσφέρει επίσης ένα εξαιρετικά χαμηλό άμεσο (direct) GWP ίσο με 4 σε βάση μέτρησης 100 ετών (105). Η δοκιμή χρόνιας (μακροχρόνιας, επαναλαμβανόμενης έκθεσης) και αναπαραγωγικής τοξικότητας του R-1234yf είναι ατελής, αλλά τα αποτελέσματα για οξεία (βραχυπρόθεσμη, μεμονωμένη έκθεση) και υποχρόνια (ενδιάμεση διάρκεια, επαναλαμβανόμενη έκθεση) είναι ευνοϊκά (101). Η παραγωγή του θα απαιτήσει αυστηρό έλεγχο της διαδικασίας, και πιθανώς επίσης διαδικασίες καθαρισμού, για να αποφευχθεί η παραγωγή τοξικών ρύπων. Όπως και με τα ισομερή R-1225, περαιτέρω μελέτες τοξικότητας θα μπορούσαν να αποκαλύψουν απρόβλεπτες, δυσμενείς επιπτώσεις, καθώς οι ακόρεστες ενώσεις συχνά παρουσιάζουν μη αποδεκτή τοξικότητα. Το κόστος του R-1234yf είναι πιθανό να είναι σημαντικά υψηλότερο από το R-134a, ειδικά αρχικά. Ωστόσο, τουλάχιστον δύο μεγάλοι κατασκευαστές χημικών που εργάζονται από κοινού (88) έχουν ανακατευθύνει την εστίασή τους στο R-1234yf στα συστήματα άμεσης εκτόνωσης (101) και οι μεγάλοι κατασκευαστές αυτοκινήτων το αξιολογούν τώρα.

Οι περισσότεροι κατασκευαστές τερμάτισαν επίσης την αναζήτηση του R-152a ως παγκόσμια εναλλακτική σε συστήματα άμεσης εκτόνωσης που βασίζονται στην περιορισμένη ευφλεκτότητά του, παρά τη δυσκολία ανάφλεξης όταν απελευθερώνεται στους χώρους του κινητήρα, καταλήγοντας στο συμπέρασμα ότι «δεν είναι κατάλληλο για χρήση σε οχήματα που δεν έχουν σχεδιαστεί για εύφλεκτα ψυκτικά " (106). Η αξιολόγηση συνεχίζεται σε έμμεσα συστήματα με αναγνωρισμένα πλεονεκτήματα ειδικά σε μικρά οχήματα και σε θερμά κλίματα (107) (108).

Πολλές μελέτες αξιολογούν το διοξείδιο του άνθρακα και άλλα «φυσικά ψυκτικά» σε σταθερά συστήματα ψύξης. Η χρήση διοξειδίου του άνθρακα στις χαμηλές βαθμίδες συστημάτων «κλιμακωτού καταράκτη (cascade systems)» για βιομηχανική ψύξη είναι πλέον κοινή, αν και αντικαθιστά κατά κύριο λόγο τη χρήση αμμωνίας σε αυτή την εφαρμογή. Η χρήση διοξειδίου του άνθρακα σε αντλίες θερμότητας για παροχή ζεστού νερού χρήσης (HPWH:Heat Pump Water heaters) αυξάνεται, ειδικά στην Ιαπωνία όπου η θέρμανση νερού χρήσης αντιπροσωπεύει περίπου το 30% της χρήσης ενέργειας για οικίες. Από την εμπορευματοποίηση το 2001, οι συνολικές παραγγελίες των EcoCute HPWH ξεπέρασαν το ένα εκατομμύριο μονάδες το 2007 (109). Οι ετήσιες εγκαταστάσεις υπερβαίνουν πλέον τις 500.000 μονάδες ετησίως (109) και η ιαπωνική βιομηχανία αναμένει ότι οι σωρευτικές πωλήσεις θα ξεπεράσουν τα 5,2 εκατομμύρια μονάδες μέχρι το 2010 (110). Κάποια από την αρχική επιτυχία της EcoCute HPWH εξαρτιόταν από κρατικές επιδοτήσεις και επιδοτήσεις κοινής ωφελείας ύψους 47 δισεκατομμυρίων γιεν από το 2002, ή περίπου 47.000 γιεν (\$290, \$420) ανά μονάδα (111) (112). Το κόστος εξακολουθεί να είναι αρκετά υψηλό σε σύγκριση με εκείνα σε άλλες χώρες και η ευρύτερη εφαρμογή εκτός Ιαπωνίας είναι πιθανό να απαιτήσει περαιτέρω μειώσεις κόστους (111).

Η χρήση διοξειδίου του άνθρακα αυξάνεται επίσης, ειδικά στην Ευρώπη, για εμπορική ψύξη τόσο ως ψυκτικό όσο και στα έμμεσα συστήματα (σε «δευτερογενή βρόχο») ψυκτικών συστημάτων ως ρευστό μεταφοράς θερμότητας (HTF) (95). Η τελευταία εφαρμογή διευκολύνει τη σημαντική μείωση της ποσότητας πλήρωσης ψυκτικού μέσου και ανοίγει περαιτέρω προοπτικές για χρήση αμμωνίας, μιγμάτων αμμωνίας (όπως ένα που διατίθεται στο εμπόριο με R-E170, διμεθυλαιθέρα), υδρογονανθράκων, R-152a και άλλων εύφλεκτων ψυκτικών και για τις δύο εμφανίσεις λιανικής. θήκες και χώρους προετοιμασίας και αποθήκευσης σε σουπερμάρκετ (95).

Τα ψυκτικά ρευστά των υδρογονανθράκων, ιδίως τα μείγματα R-600a (ισοβουτάνιο) και ισοβουτανίου, έχουν εκτοπίσει το R-12 και αργότερα το R-134a και κυριαρχούν πλέον στα οικιακά ψυγεία στην Ευρώπη, αλλά όχι στη Βόρεια Αμερική και ιδιαίτερα στις Ηνωμένες Πολιτείες (95). Αν και υπάρχει ανησυχία σε σχέση με την ασφαλή χρήση τους σε συστήματα που περιέχουν μεγάλες ποσότητες, αυτό δεν ισχύει για τα

ψυγεία που έχουν πολύ μικρές ποσότητες ψυκτικού (συνήθως λιγότερο από 120 g, 1/4 lb). Οι μεγάλοι κατασκευαστές συσκευών δραστηριοποιούνται παγκοσμίως και δεν θα μπορούσαν να θεωρήσουν τους υδρογονάνθρακες ασφαλείς στην Ευρώπη αλλά μη ασφαλείς στις ΗΠΑ. Τα τυπικά μεγέθη ψυγείων είναι μεγαλύτερα στις ΗΠΑ από ό,τι στην Ευρώπη, αλλά είναι πιο συγκρίσιμα με αυτά στην Ιαπωνία και την Κορέα, όπου η χρήση ισοβουτανίου αυξάνεται επίσης σε ψυγεία και μηχανήματα αυτόματης πώλησης. Η διάκριση έγκειται στους νόμους περί αδικοπραξίας στις ΗΠΑ, οι οποίοι οδηγούν τους κατασκευαστές να φοβούνται ότι πρέπει να αμυνθούν έναντι ισχυρισμών για την αιτία ή τη συμβολή σε οικιακές πυρκαγιές, δεδομένης της διαθεσιμότητας μη εύφλεκτων εναλλακτικών λύσεων. Η κατάσταση είναι πολύ διαφορετική από τη χρήση φυσικού αερίου και άλλων υδρογονανθράκων σε συσκευές μαγειρέματος και θέρμανσης νερού, για τις οποίες υπάρχει γενική αποδοχή ότι μια εύφλεκτη ουσία είναι αναπόφευκτη. Οι κίνδυνοι αναφλεξιμότητας και έκρηξης γενικά εμποδίζουν τη χρήση υδρογονανθράκων σε μεγάλες χωρητικότητες, εκτός από εφαρμογές χημικών διεργασιών για τις οποίες οι ίδιες οι διαδικασίες παρουσιάζουν μεγαλύτερους κινδύνους και ήδη προστατεύονται.

Ένα από τα παλαιότερα ψυκτικά, η αμμωνία παραμένει το ψυκτικό της επιλογής στα βιομηχανικά συστήματα και ιδιαίτερα στην επεξεργασία τροφίμων και ποτών, που συχνά απαιτούν μεγάλους εσωτερικούς όγκους και ευελιξία στην τροποποίηση του συστήματος, καθώς και στην αποθήκευση. Το ενδιαφέρον για την αμμωνία ανανεώθηκε στην Ευρώπη και ιδιαίτερα στη Βόρεια Ευρώπη. Οι ανησυχίες για την ευφλεκτότητά του και, σε μικρότερο βαθμό, τον ερεθισμό που προκαλεί όταν έρθει σε επαφή με το δέρμα, περιορίζουν την ευρύτερη αποδοχή σε άλλες τοποθεσίες, ιδιαίτερα σε θερμότερα κλίματα που συνήθως χρησιμοποιούν μεγαλύτερα ψυκτικά συγκροτήματα κοντά σε πυκνοκατοικημένους χώρους.

Το νερό εξακολουθεί να είναι το κύριο ψυκτικό μέσο σε ψύκτες μεγάλης απορρόφησης και ψυκτικούς θερμαντήρες, κυρίως σε αυτούς που χρησιμοποιούν βρωμιούχο λίθιο ως μέσο απορρόφησης. Παρά την περιστασιακή αναφορά χρήσης νερού σε μικρότερα συστήματα απορρόφησης, ο πρωταρχικός του ρόλος σε συστήματα ψύξης με απορρόφηση όπου χρησιμοποιείται σε συνδιασμό με την αμμωνία είναι ως μέσο απορρόφησης και η αμμωνία ως ψυκτικό μέσο. Γίνονται μελέτες για την περαιτέρω ανάπτυξη ψυκτών που χρησιμοποιούν νερό και ειδικά για την ψύξη σε βαθεία ορυχεία, για τα οποία υπάρχει αυξημένη ευαισθησία στα φορτία άντλησης και στις υπόγειες διαρροές ψυκτικού είτε είναι εύφλεκτα είτε όχι. Η ανάγκη για λειτουργία σε βαθύ κενό (deep vacuum) και η χρήση συμπιεστών πολλαπλών σταδίων, συνήθως είναι αξονικής ροής, σε μεγάλες χωρητικότητες που χρησιμοποιούν στροβιλοσυμπιεστές, περιορίζει την έλξη στο νερό για ψύκτες μηχανικής συμπίεσης ατμών, αν και η έρευνα συνεχίζεται με κάποια προσοχή σε καινοτόμους σχεδιασμούς συμπιεστών.

#### 4.10 Επίδραση των ιδιοτήτων του υγρού στη συμπεριφορά του εγχυτήρα

Μεταξύ των διαφόρων φυσικών παραγόντων που επηρεάζουν τη συμπεριφορά και την αποτελεσματικότητα του εγχυτήρα σε έναν κύκλο ψύξης, η φύση του εργαζόμενου ρευστού αξίζει αναμφίβολα μιας προσεκτικής συζήτησης. Όλοι οι κύκλοι θερμικής ενέργειας υποβάλλουν το εργαζόμενο μέσο σε ένα ευρύ φάσμα θερμοκρασιών, καθώς έρχεται σε επαφή με τη θερμή πηγή θερμότητας καθώς και με τον χώρο ψύξης. Ορισμένα εργαζόμενα ρευστά έχουν υψηλή πίεση κορεσμού στη θερμοκρασία της θερμής πηγής, αυξάνοντας το κόστος του συστήματος. Θερμοδυναμικοί κύκλοι με εγχυτήρα, όπως φαίνεται στο Κεφ. 1, περιλαμβάνουν αντλία που αναρροφά το υγρό από τον συμπυκνωτή και τροφοδοτεί το λέβητα ατμού. Εάν αυτός λειτουργεί σε υψηλή πίεση, η αντλία μπορεί να απορροφήσει σημαντική ηλεκτρική ισχύ.

Το φορτίο του ρευστού (fluid charge) είναι υψηλότερο σε σύγκριση με τους κύκλους συμπίεσης ατμών, επειδή οι κύκλοι που λειτουργούν με πηγή θερμότητας συνδυάζουν έναν κύριο κύκλο (motive cycle) και έναν κύκλο ψύξης (cooling cycle). Αυτό αυξάνει τους πιθανούς κινδύνους εάν χρησιμοποιούνται εύφλεκτα ή/και τοξικά ρευστού.

Από περιβαλλοντική άποψη, το μεγάλο φορτίο του ρευστού ανά μονάδα ψυκτικής ισχύος προκαλεί δυνητικά υψηλή ζημιά σε περίπτωση τυχαίας διαρροής του. Επομένως, ένα αξιόπιστο υποψήφιο ρευστό θα πρέπει να έχει τουλάχιστον μηδενικό ODP και να ικανοποιεί τους ισχύοντες κανονισμούς όσον αφορά το GWP. Στην Ευρώπη, οι κανονισμοί για τα φθοριούχα αέρια απαγορεύουν τη χρήση ψυκτικών με GWP > 2500 έως το 2017. Αυτή η τιμή μπορεί επομένως να οριστεί ως όριο.

Ξεκινώντας από τη θεμελιώδη εργασία των Dorantes και Lallemand (113), η οποία χρησιμοποίησε δέκα χλωρο- και υδροφθοράνθρακες, πολλοί συγγραφείς έχουν θεωρήσει τα καθαρά ρευστά καθώς και τα αζεοτροπικά ή μη αζεοτροπικά μείγματα ως υποψήφια ρευστά για συστήματα ψύξης με εγχυτήρα. Ο Sun (114) συνέκρινε 11 ψυκτικά μέσα που περιλαμβάνουν νερό, ενώσεις αλογονανθράκων, μια κυκλική οργανική ένωση και ένα αζεότροπο μείγμα. Οι βέλτιστες διατομές εγχυτήρα και COP υπολογίστηκαν για κάθε ρευστό, καταλήγοντας στο συμπέρασμα ότι οι εγχυτήρες που χρησιμοποιούν R134a και R152a έχουν καλή απόδοση, ανεξάρτητα από τις συνθήκες λειτουργίας.

Οι Cizungu et al. (115) προσομοίωσαν ένα σύστημα ψύξης χρησιμοποιώντας ένα μονοδιάστατο μοντέλο ιδανικού αερίου. Η θεωρητική επιβεβαίωση του μοντέλου πραγματοποιήθηκε χρησιμοποιώντας ως ψυκτικό το R11 ενώ οι συντελεστές απόδοσης COP επιβεβαιώθηκαν χρησιμοποιώντας τέσσερα ρευστά (R123, R134a, R152a και R717) με διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας και λόγους διατομών. Για χαμηλής ποιότητας πηγή θερμότητας, τα R134a και R152a πέτυχαν υψηλότερο COP.

Πέντε ψυκτικά μέσα (R134a, R152a, R290, R600a και R717) εξετάστηκαν από τους Selvaraju και Mani (13) σε μια μονοδιάστατη προσομοίωση σε H/Y, με τις θερμοδυναμικές ιδιότητες του ρευστού να λαμβάνονται μέσω της βιβλιοθήκης REFPROP. Η καλύτερη απόδοση βρέθηκε για το R134a.

Χρησιμοποιώντας μια εμπειρική συσχέτιση από τη βιβλιογραφία, έγινε μια σύγκριση των COPs για ένα σύστημα ψύξης με ηλιακή ενέργεια που λειτουργεί με οκτώ διαφορετικά εργαζόμενα ρευστά από τους Nehdi et al. (116), εστιάζοντας κυρίως στον ολικό βαθμό απόδοσης του συστήματος με την καλύτερη να βρίσκεται με εργαζόμενο ρευστό το R717.

Ο Petrenko (117) υποστήριξε ότι τα R245fa, R245ca, R600 και R600a προσφέρουν χαμηλές περιβαλλοντικές επιπτώσεις, καλή απόδοση και σχετικά μέση πίεση στο λέβητα. Αυτό το τελευταίο χαρακτηριστικό διευκολύνει την επιλογή της αντλίας τροφοδοσίας. Οι Kasperski και Gil (118) επικεντρώθηκαν στους υδρογονάνθρακες, δείχνοντας ότι το R600a μπορεί να επιτύχει καλές επιδόσεις. Οι Varga et al. (119) επιβεβαίωσε την εγκυρότητα για αυτό το ψυκτικό.

Οι Wang et al. (120) εισήγαγαν στις προσομοιώσεις τις πραγματικές ιδιότητες των ψυκτικών που υπολογίστηκαν μέσω θερμοδυναμικών βιβλιοθηκών REFPROP. Συνέκριναν τα R141b, R123, R600a, R142b, R134a, R152a, R290 και R717, καταλήγοντας στο συμπέρασμα ότι το τελευταίο παρουσιάζει τον υψηλότερο COP.

Οι Chen et al. (34) συνέκριναν τα R134a, R152a, R245fa, R290, R600, R600a, R1234ze, R430A και R436B, λαμβάνοντας υπόψη την επίδραση της υπερθέρμανσης της κύριας ροής. Σύμφωνα με την προσομοίωσή τους, τα R245fa και R600 έχουν το υψηλότερο COP.

Οι Fang et al. (121) παρουσίασαν μια μελέτη σχετικά με την πιθανή υποκατάσταση των HFC από HFO. Χρησιμοποίησαν R1234yf και R1233ze(E) στον εγχυτήρα που χρησιμοποιήθηκε από τους Garcia del Valle et al. (122) και έδειξαν με αριθμητική προσομοίωση ότι η απόδοση του εγχυτήρα τροποποιήθηκε ελαφρώς σε σχέση με το R134a που χρησιμοποιήθηκε προηγουμένως. Ωστόσο όμως η απόδοση του συστήματος ψύξης ήταν μειωμένη κατά 4,2% και 26,6% στο COP και στην ικανότητα ψύξης αντίστοιχα για το R1233ze(E) και μειωμένη κατά 9,6% και 19,8% στο COP και στην ικανότητα ψύξης αντίστοιχα για το R1234yf).

Συνοψίζοντας όλα αυτά τα ευρήματα, τα επιθυμητά χαρακτηριστικά ενός εργαζόμενου ψυκτικού ρευστού σε ένα σύστημα ψύξης με εγχυτήρα είναι:

- ✓ Μηδενικό ODP και χαμηλό GWP
- ✓ Χαμηλή ευφλεκτότητα και τοξικότητα

- ✓ Υψηλή λανθάνουσα θερμότητα και υψηλή πυκνότητα σε θερμοκρασίες λέβητα, συμπυκνωτή και ατμοποιητή, προκειμένου να μειωθεί το μέγεθος και το κόστος του συστήματος.

Ένα σύνολο υποψήφιων ρευστώ που τηρούν αυτές τις προδιαγραφές παρατίθεται στον **Πίνακα 4.6**. Όταν εξαιρεθεί η αμμωνία εξαιτίας της τοξικότητάς της και το CO<sub>2</sub> για το πολύ χαμηλό κρίσιμο σημείο του, η πρώτη και μάλλον προφανής επιλογή είναι το νερό. Χωρίς κόστος και απολύτως ασφαλές, έχει πολύ υψηλή λανθάνουσα θερμότητα σε όλο το τυπικό εύρος θερμοκρασιών που συναντώνται στους κύκλους ψύξης με εγχυτήρα. Τα κύρια μειονεκτήματα είναι η πολύ χαμηλή πίεση και η πυκνότητα του ατμού σε χαμηλές θερμοκρασίες και το μάλλον υψηλό τριπλό σημείο που εμποδίζει τις εφαρμογές σε χαμηλές θερμοκρασίες.

Μια δεύτερη δυνατότητα δίνουν οι υδρογονάνθρακες που παίζουν κεντρικό ρόλο στην εγχώρια αγορά ψύξης. Το ισοβουτάνιο (R600a) λαμβάνεται εδώ ως παράδειγμα αυτής της κατηγορίας ρευστών, τα οποία παρουσιάζουν χαμηλό GWP και αρκετά υψηλό COP στους κύκλους συμπίεσης ατμών. Το ισοβουτάνιο έχει μια «ξηρή εκτόνωση (dry expansion)», δηλαδή, η εντροπία του μειώνεται κατά μήκος του ανώτερου ορίου της καμπύλης (upper limit curve), η οποία είναι χρήσιμη για την αποφυγή συμπύκνωσης εντός του εγχυτήρα. Το προφανές μειονέκτημα των υδρογονανθράκων είναι η ευφλεκτότητα, η οποία μπορεί να αποτελέσει σοβαρό πρόβλημα καθώς αυξάνεται το ψυκτικό φορτίο.

Μια τρίτη ομάδα περιλαμβάνει τους φθοράνθρακες. Αυτά τα ρευστά έχουν μηδενική ή χαμηλή ευφλεκτότητα και ευνοϊκές θερμοδυναμικές ιδιότητες, αλλά γενικά υψηλό GWP. Μερικά από αυτά έχουν ξηρή εκτόνωση. Μεταξύ των φθορανθράκων, το R134a έχει λογικό κόστος και είναι πολύ γνωστό στη βιομηχανία ψύξης, αλλά έχει υψηλή πίεση κορεσμού στη θερμοκρασία του λέβητα και σχετικά υψηλό GWP.

Τα R143a, R218, R227ea, R236fa και RC318, απορρίπτονται λόγω του GWP τους που είναι υψηλότερο από 2500. Το R152a έχει χαμηλό GWP, αλλά είναι εύφλεκτο. Τα R236ea και R245fa έχουν GWP < 2500 και παρουσιάζουν ξηρή εκτόνωση. Τα R32 και R41 έχουν μέτρια GWP, αλλά πολύ χαμηλή κρίσιμη θερμοκρασία. Το R365mfc έχει την υψηλότερη κρίσιμη θερμοκρασία, αποδεκτό GWP και παρουσιάζει ξηρή εκτόνωση.

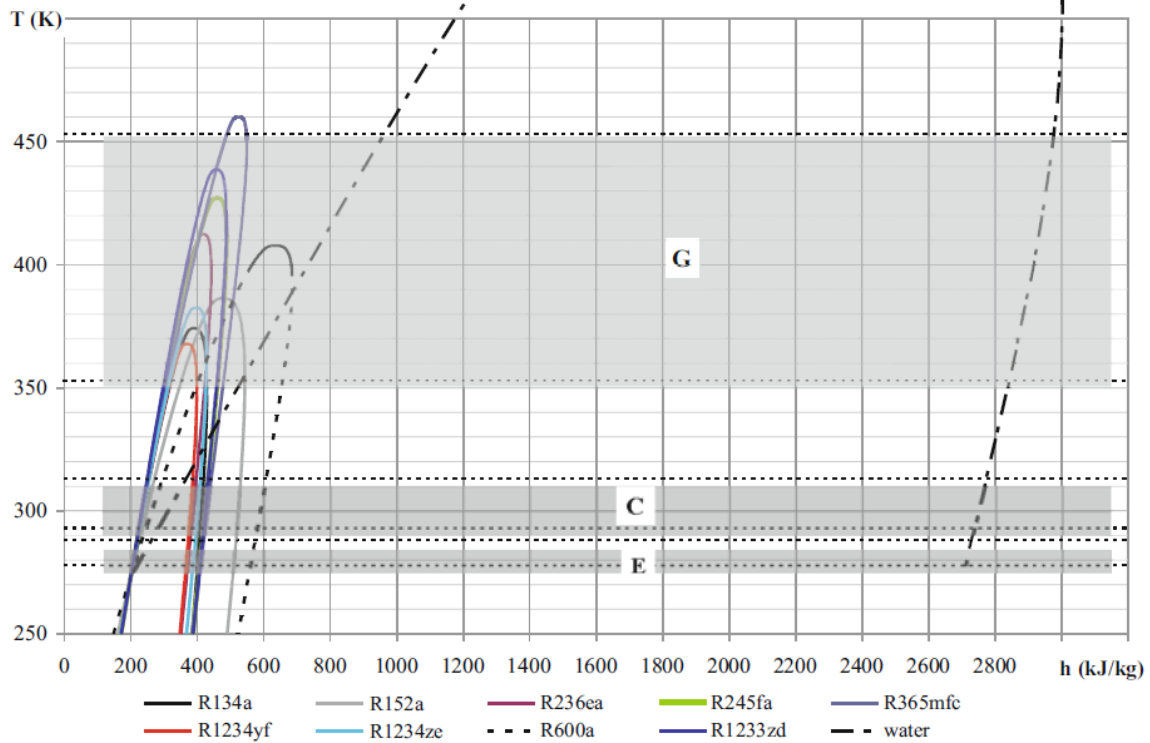
Τα τρία ρευστά στο κάτω μέρος του **Πίνακα 4.6** είναι φθορο-ολεφίνες, υποσχόμενες εναλλακτικές λύσεις για τους φθοράνθρακες με χαμηλό GWP και γενικά χαμηλή ευφλεκτότητα, αν και πιθανόν να έχουν υψηλό κόστος στο εγγύς μέλλον.

Μετά την απόρριψη όλων των ρευστών με GWP > 2500 και/ή T<sub>crit</sub> < 90°C, καταλήγουμε στα δέκα (10) ρευστά που σημειώνονται με **έντονους** χαρακτήρες στον **Πίνακα 4.6**.

**Πίνακας 4.6:** Στοιχεία για κάποια ψυκτικά με μηδενικό ODP (3)

Fluid	$M_{\text{mol}}$ [kg/kmol]	$T_{\text{crit}}$ [K]	$P_{\text{crit}}$ [MPa]	N.B.P. <sup>a</sup> [K]	Expansion	GWP	Safety
<b>Water</b>	18.015	647.1	22.064	373.12	W	0	A1
<b>R600a</b>	58.122	407.81	3.629	261.4	D	20	<b>A3</b>
<b>R134a</b>	102.03	374.21	4.059	247.08	W	1300	A1
R143a	84.041	<b>345.86</b>	3.761	225.91	W	<b>4300</b>	A2L
<b>R152a</b>	66.051	386.41	4.517	249.13	W	120	<b>A2</b>
R218	188.02	<b>345.02</b>	2.64	236.36	D	<b>8600</b>	A1
R227ea	170.03	374.9	2.925	256.81	D	<b>3500</b>	A1
<b>R236ea</b>	152.04	412.44	3.502	279.34	D	1200	A1
R236fa	152.04	398.07	3.2	271.71	D	<b>9400</b>	A1
<b>R245fa</b>	134.05	427.16	3.651	288.29	D	950	B1
R32	52.024	<b>351.26</b>	5.782	221.5	W	550	A2L
<b>R365mfc</b>	148.07	460.0	3.266	313.3	D	890	–
R41	34.033	<b>317.28</b>	5.897	194.84	W	97	–
RC318	200.03	388.38	2.778	267.18	D	<b>10,000</b>	A1
<b>R1234yf</b>	114.04	367.85	3.382	243.66	D	4	A2L
<b>R1234ze</b>	114.04	382.52	3.636	254.19	D	6	A2L
<b>R1233zd</b>	130.5	438.75	3.772	195.15	D	<5	A2L

Τα επιλεχθέντα ρευστά έχουν αξιοσημείωτα διαφορετικές θερμοδυναμικές ιδιότητες, όπως φαίνεται στο διάγραμμα θερμοκρασίας-ενθαλπίας του **Σχήματος 4.7**. Η ειδική ενθαλπία έχει οριστεί στα 200 kJ/kg για όλα τα ρευστά στους 0°C (κατάσταση αναφοράς IIR), κάτι που είναι ασυνήθιστο για το νερό, αλλά χρήσιμο για λόγους σύγκρισης. Οικαμπύλες κορεσμού υπολογίζονται μέσω των υπορουτινών NIST REFPROP (123).



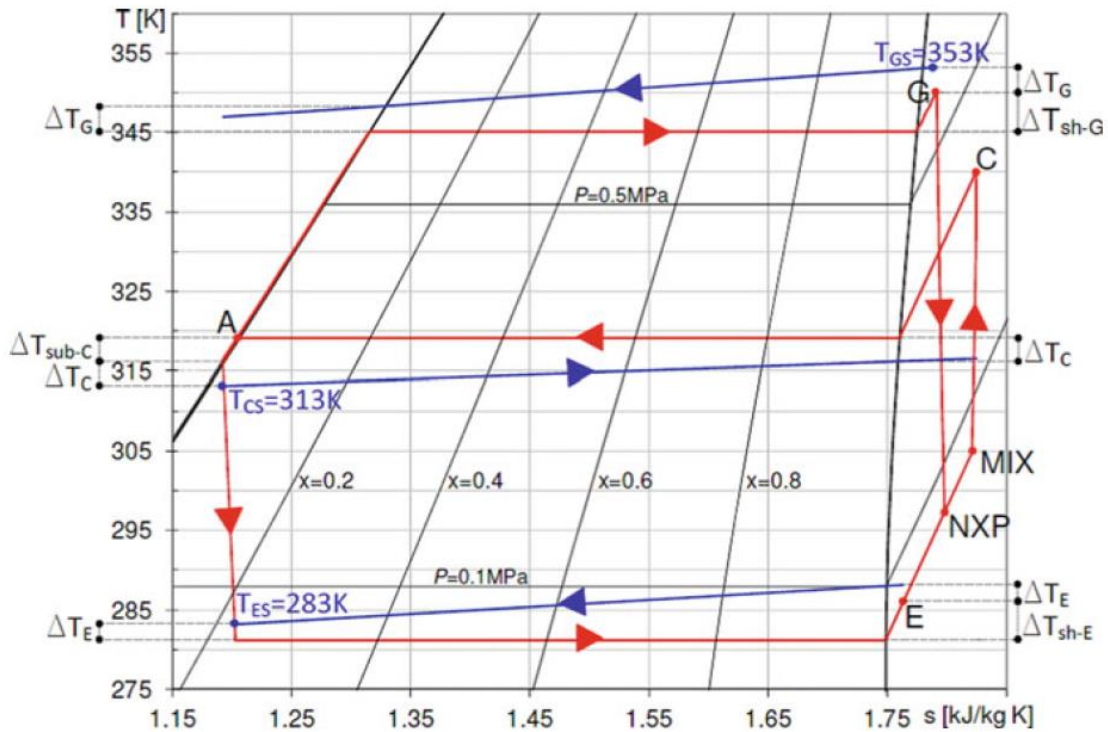
**Σχήμα 4.7:** Διάγραμμα T-h για επιλεγμένα ρευστά (124)

Το Διάγραμμα T-h είναι χρήσιμο γιατί δείχνει το ποσό της λανθάνουσας θερμότητας που μπορεί να ανταλλάξει κάθε ρευστό στο εύρος θερμοκρασιών ενδιαφέροντος. Το νερό έχει 4-6 φορές πιο πλατύ εύρος τιμών λανθάνουσας θερμότητας στο διάγραμμα T-h, αφήνοντας το ισοβουτάνιο πολύ στα αριστερά του διαγράμματος. Οι φθοράνθρακες και οι φθοροολεφίνες σχηματίζουν μια δέσμη από δυσδιάκριτες καμπύλες που καλύπτουν ένα πολύ μικρό διάστημα στον άξονα h (200–300 kJ/kg). Ορισμένα ρευστά εμφανίζουν επίσης χαμηλές κρίσιμες θερμοκρασίες.

Το θερμοκρασιακό εύρος μιας πηγής θερμότητας μπορεί να κυμαίνεται από μέτρια θερμοκρασία (π.χ επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες ή κεντρική θέρμανση/ψύξη) μέχρι υψηλή (συνδιασμένος κύκλος για παραγωγή ισχύος και ψύξης τροφοδοτούμενος από θερμά καυσαέρια από ΜΕΚ). Επομένως η θερμοκρασία του ρευστού στην είσοδο του λέβητα κυμαίνεται από 80°C μέχρι 180°C. (γκρίζα περιοχή "G"). Το μεσαίο θερμοκρασιακό εύρος, μπορεί να μεταβάλλεται σε σχέση με την περιοχή και την ώρα του χρόνου. Για σταθερές εφαρμογές μπορεί να κυμαίνεται από 25°C έως 40°C (περιοχή "C").



Το χαμηλότερο θερμοκρασιακό εύρος (περιοχή "E"), κυμαίνεται από 5 °C έως 15 °C και χρησιμοποιείται για κλιματισμό ή βιομηχανικές εφαρμογές.



**Σχήμα 4.8:** Παράδειγμα κύκλου με εγχυτήρα με τις θερμοκρασίες των πηγών θερμότητας (124)

Όταν υπολογίζονται θερμικές πηγές με πεπερασμένη θερμοχωρητικότητα (π.χ. ρεύματα ρευστών), λειτουργούν ως όρια για τον κύκλο, όπως φαίνεται στο **Σχήμα 4.8**. Το διάγραμμα παρουσιάζεται ως παράδειγμα και αναφέρεται στο R245fa. Το ζεστό ρευστό εισέρχεται σε θερμοκρασία  $T_{GS}$  που είναι υψηλότερη από το σημείο G (έξοδος από το λέβητα) με κατάλληλη ελάχιστη διαφορά  $\Delta T_G$ . Το ίδιο όριο στη διαφορά θερμοκρασίας πρέπει να τηρείται σε όλα τα τμήματα του εναλλάκτη θερμότητας. Ομοίως, το ψυχρό ρευστό πρέπει να εξέλθει σε θερμοκρασία  $T_{ES}$  που πρέπει να είναι υψηλότερη από τη θερμοκρασία ατμοποίησης κατά  $\Delta T_E$ . Η ίδια οριακή συνθήκη πρέπει να πληρούται και στην έξοδο του ατμοποιητή (σημείο E). Τέλος, ο αέρας του περιβάλλοντος (ή το νερό, εάν είναι διαθέσιμο) που τροφοδοτεί το συμπυκνωτή έχει θερμοκρασία  $T_{CS}$  και πρέπει να διατηρεί μια ελάχιστη διαφορά θερμοκρασίας  $\Delta T_C$  από το ρευστό συμπύκνωσης. Όλα τα παραπάνω δεδομένα, καθώς και οι τιμές υπερθέρμανσης και υποψύξης, παρουσιάζονται στον **Πίνακα 4.7**.

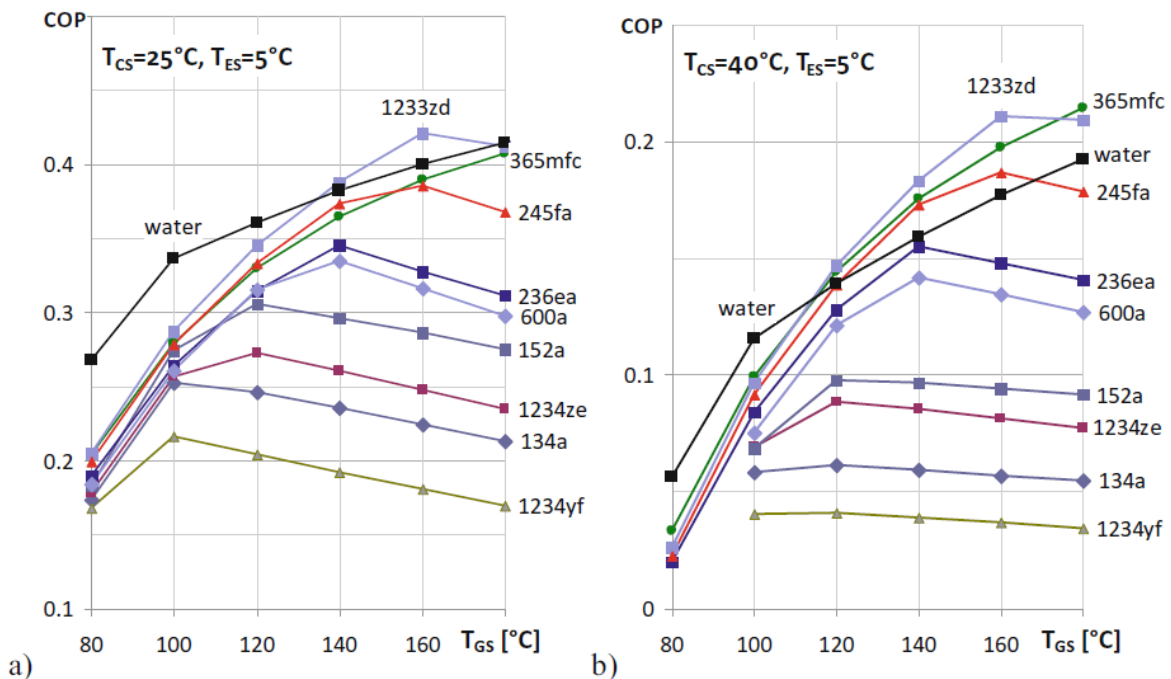
Πίνακας 4.7: Δεδομένα που καθορίζονται (3)

$T_{GS}$	Hot fluid at generator inlet [°C]	80–180	$\Delta T_{sh-E}$	Superheating at evaporator exit [°C]	5
$T_{CS}$	Ambient fluid at condenser inlet [°C]	25–40	$\Delta T_{sh-G}$	Minimum superheating at generator exit [°C]	5
$T_{ES}$	Cold fluid at delivery [°C]	5–15	$\Delta T_{sub-C}$	Subcooling at condenser exit [°C]	3
$\Delta T_G$	Minimum $\Delta T$ at generator [°C]	3	$\eta_p$	Primary expansion efficiency	0.95
$\Delta T_C$	Minimum $\Delta T$ at condenser [°C]	3	$\eta_{mix}$	Mixing efficiency	0.91
$\Delta T_E$	Minimum $\Delta T$ at evaporator [°C]	2	$\eta_{pump}$	Feed pump efficiency	0.75

Αυτά τα δεδομένα έχουν χρησιμοποιηθεί σε έναν αλγόριθμο θερμοδυναμικής προσομοίωσης, όπως περιγράφεται από τους Milazzo και Rocchetti (124). Αυτός ο αλγόριθμος επιτρέπει τη χρήση διαφόρων ρευστών, βασιζόμενοι στο NIST REFPROP για τις θερμοδυναμικές τους ιδιότητες, και υπολογίζει την απόδοση του συστήματος. Οι βαθμοί απόδοσης του κύριως ακροφύσιο, της αντλία τροφοδοσίας καθώς και της διεργασίας ανάμειξης παραμένουν σταθεροί κατά τη διάρκεια της προσομοίωσης. Ο υπερηχητικός διαχύτης προσομοιώνεται από ένα μονοδιάστατο μοντέλο που λαμβάνει υπόψην του τις απώλειες τριβής μέσω ενός συντελεστού τριβής και ως επομένως λαμβάνει υπόψην την επίδραση των διαφορετικών ταχυτήτων στο τέλος της διεργασίας ανάμειξης για διάφορα ρευστά. Το μοντέλο είναι μάλλον απλοποιημένο και περιέχει κάποιες υποθέσεις που θα πρέπει να επιβεβαιωθούν και πειραματικά. Επομένως, τα αποτελέσματα δεν πρέπει να λαμβάνονται ως απολύτως επιβεβαιωμένα, αλλά μόνο ως σύγκριση μεταξύ των διαφόρων ρευστών. Θα πρέπει να γίνει ξεκάθαρα κατανοητό ότι το μοντέλο παράγει διαφορετικό σχεδιασμό εγχυτήρα για κάθε ρευστό και κατάσταση λειτουργίας, που αντιστοιχεί στο μέγιστο λόγο παγίδευσης (entrainment ratio) που μπορεί να επιτευχθεί με τη δεδομένη πίεση εξόδου. Θα πρέπει επίσης να αναφερθεί ότι η πίεση κορεσμού στο λέβητα έχει επιλεγεί έτσι ώστε να είναι υποκρίσιμη για όλα τα ρευστά. Επομένως, σε υψηλές τιμές  $T_{GS}$ , τα ρευστά που διαθέτουν σχετικά χαμηλή κρίσιμη πίεση έχουν υπερθερμανθεί αρκετά στο λέβητα. Αυτό μπορεί αποτελεί μειονέκτημα για ορισμένα ρευστά, αλλά χρησιμεύει επίσης ως όριο στην πίεση του λέβητα. Η υπερθέρμανση στο λέβητα έχει επίσης εφαρμοστεί σε ρευστά με «υγρή εκτόνωση», προκειμένου να αποφευχθεί το υπερβολικά μεγάλο κλάσμα υγρού (μικρή ξηρότητα) στην έξοδο του κύριου ακροφυσίου (ένα κατώτερο όριο 0,85 έχει τεθεί για την ξηρότητα ή βαθμό ποιότητας του ατμού).

Τα αποτελέσματα φαίνονται στο **Σχήμα 4.9** για τις δύο ακραίες τιμές του  $T_{CS}$ . Οι χαμηλότερες τιμές COP αφορούν το R134a και τα υποκατάστατα του χαμηλού GWP

R1234ze και R1234yf. Αυτά τα ρευστά εμφανίζουν το μέγιστο COP στο εύρος θερμοκρασίας του λέβητα που είναι 100–120°C. Μια δεύτερη ομάδα ρευστών που αποτελείται από τα R152a, R600a και R236ea, εμφανίζει μέγιστο COP μεταξύ των θερμοκρασιών 120°C και 140°C. Τα R245fa και R1233zd παρουσιάζουν μέγιστο COP σε θερμοκρασία  $T_{GS} = 160^\circ\text{C}$ . Για όλα αυτά τα ρευστά, το COP αρχίζει να μειώνεται καθώς εισέρχεται ο περιορισμός της θερμοκρασίας κορεσμού στο λέβητα. Τα δύο ρευστά με την υψηλότερη κρίσιμη θερμοκρασία (νερό και R365mfc) έχουν αυξανόμενα COP σε ολόκληρο το διάγραμμα.



**Σχήμα 4.9:** Τιμές COP για διάφορα ρευστά. Θερμοκρασία περιβάλλοντος α) 25°C β) 40°C (124)

Οι τιμές COP που φαίνονται στο **Σχήμα 4.9b** είναι προφανώς χαμηλότερες από αυτές του **Σχήμα 4.9a**, λόγω της αυξημένης θερμοκρασίας συμπύκνωσης. Επιπλέον, οι τέσσερις χαμηλότερες καμπύλες διακόπτονται στην  $T_{GS} = 100^\circ\text{C}$ , επειδή τα ρευστά δεν μπορούν να λειτουργήσουν σε χαμηλότερες τιμές.

Η καμπύλη που αφορά το νερό έχει αισθητά διαφορετικό σχήμα, με μέτρια αλλά σταθερή αύξηση πάνω από τους  $T_{GS} = 100^\circ\text{C}$ , όπου τίθεται σε ισχύ το όριο για την ποιότητα του ακροφυσίου. Το νερό αποδεικνύεται ότι είναι η καλύτερη επιλογή σε χαμηλές θερμοκρασίες του λέβητα, ενώ σε υψηλότερες θερμοκρασίες άλλα ρευστά προσφέρουν καλύτερη απόδοση. Ωστόσο, το COP που λαμβάνεται με το νερό ως εργαζόμενο ρευστό εξακολουθεί να αυξάνεται  $T_{GS} = 180^\circ\text{C}$ , δείχνοντας ότι σε υψηλότερες

θερμοκρασίες του λέβητα, το νερό θα υπερέβαινε το αποτέλεσμα οποιουδήποτε άλλου ρευστού, δεδομένης της πολύ υψηλής κρίσιμης θερμοκρασίας του.

Άλλα αποτελέσματα που αναφέρθηκαν από τους Milazzo και Rocchetti (124) δείχνουν ότι το COP αυξάνεται, όπως αναμενόταν, καθώς αυξάνεται η θερμοκρασία του ατμοποιητή.

Αυτά τα αποτελέσματα είναι αρκετά διαφορετικά από άλλα που αναφέρονται στη σχετική βιβλιογραφία. Για παράδειγμα, οι Varga et al. (119) τοποθέτησαν το νερό στο κάτω μέρος σε όλα τα διαγράμματα που δείχνουν το COP. Ένας πιθανός λόγος για αυτήν την εμφανή ασυμφωνία μπορεί να οφείλεται στο μοντέλο τους, το οποίο θυμίζει το κλασικό μονοδιάστατο, ιδανικού αερίου που παρουσιάστηκε από τους Huang et al. (11). Στην περίπτωση του ατμού, δεδομένης της πολύ υψηλής λανθάνουσας θερμότητας συμπύκνωσης, ακόμη και μικρές ποσότητες συμπυκνωμένου νερού μπορεί να επηρεάσουν σε μεγάλο βαθμό την κατάσταση του προς εκτόνωση ρευστού. Αντιθέτως, οι Milazzo και Rocchetti (124) υποθέτουν μια κατάσταση ισορροπίας. Αυτό μπορεί να θεωρηθεί ως μια αντίθετη προσέγγιση από τη συμπεριφορά του πραγματικού ρευστού: το ιδανικό αέριο, αφενός, υποθέτει ότι οι ιδιότητες του ρευστού πρέπει να παραμείνουν καθ' όλη τη διάρκεια της εκτόνωσης σταθερές, ενώ το διφασικό ρευστό ισορροπίας υποτίθεται ότι ακολουθεί απ' ευθείας την εκτόνωση.

Όταν αυτά τα πολλά υποσχόμενα αποτελέσματα σχετικά με το βαθμό απόδοσης συνδυάζονται με την ασφάλεια, το κόστος και τη διαθεσιμότητα του νερού, η σημασία μιας προσεκτικής μελέτης βελτιστοποίησης των εγχυτήρων ατμού αποδεικνύεται σημαντική, ακόμα κι αν η θεωρητική και υπολογιστική μοντελοποίηση του εγχυτήρα είναι πολύπλοκη. Το νερό διαθέτει επίσης πολύ χαμηλή πίεση κορεσμού στο λέβητα, επιτρέποντας μια ελαφρύτερη και φθηνότερη κατασκευή. Δεδομένης της χαμηλής πίεσης του λέβητα και της υψηλής πυκνότητας, το νερό μπορεί ακόμη και να τροφοδοτείται από τη βαρύτητα, παραλείποντας την αντλία (125). Εναλλακτικά, ο λέβητας μπορεί να τροφοδοτείται και από έναν εγχυτήρα.

Ο υψηλός ειδικός όγκος στον ατμοποιητή και στον συμπυκνωτή μπορεί να αυξήσει το μέγεθος αυτών των εναλλάκτων θερμότητας, αλλά αυτό μπορεί να θεωρηθεί ως ένα μικρό μειονέκτημα για σταθερές ψυκτικές εγκαταστάσεις. Το υψηλό τριπλό σημείο του νερού μπορεί να θεωρηθεί ως ένα ακόμα πλεονέκτημά του, όπως φαίνεται από την εργασία των Eames et al. (126) που ενσωμάτωσαν ένα σύστημα αποθήκευσης πάγου σε ένα ψύκτη με εγχυτήρα.

#### 4.11 Δυναμικό Καταστροφής του Όζοντος (ODP)

Το ODP είναι ένας αριθμός που αναφέρεται στο μέγεθος καταστροφής του όζοντος που προκαλείται από μια χημική ουσία. Το ODP είναι η αναλογία της επίδρασης στο όζον μιας χημικής ουσίας σε σύγκριση με την επίδραση παρόμοιας μάζας R-11. Έτσι, το ODP του R-11 ορίζεται να είναι 1. Άλλοι CFC και HCFC έχουν ODP που κυμαίνονται από 0,01 έως 1,0. Τα αλογόνα έχουν ODP που φτάνει μέχρι τη τιμή 10. Ο τετραχλωράνθρακας έχει ODP 1,2 ενώ το ODP του μεθυλοχλωροφορμίου είναι 0,11. Οι HFC έχουν μηδενικό ODP επειδή δεν περιέχουν χλώριο. Τα δεδομένα ODP όλων των ουσιών που καταστρέφουν το όζον παρατίθενται στον **Πίνακα 4.8**.

Για παράδειγμα, μια ένωση με ODP 0,2 είναι περίπου το ένα πέμπτο πιο επιβλαβής από το R-11. Το ODP οποιουδήποτε ψυκτικού μέσου (δηλαδή R-X) ορίζεται ως ο λόγος της συνολικής ποσότητας όζοντος που καταστρέφεται από μια σταθερή ποσότητα R-X προς την ποσότητα όζοντος που καταστρέφεται από την ίδια μάζα του R-11, ως εξής:

$$\text{ODP (R-X)} = (\text{Απώλεια όζοντος λόγω R-X}) / (\text{Απώλεια όζοντος λόγω R-11})$$

Οι CFC θεωρούνται ότι είναι πλήρως αλογονωμένοι. Αυτό σημαίνει ότι δεν υπάρχουν άτομα υδρογόνου, παρά μόνο αλογόνα (χλώριο, φθόριο, βρώμιο κ.λπ.). Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, τα ψυκτικά με άτομα υδρογόνου είναι γνωστά ως HCFC (π.χ. R-22, R-123, R-124, R-141b και R-142b), δεν είναι πλήρως αλογονωμένα και είναι λιγότερο σταθερά από τους CFC. Οι υπολογισμένες τιμές ODP για ψυκτικά HCFC είναι πολύ χαμηλές (της τάξης από 0,01 έως 0,08) σε σύγκριση με τις τιμές που εκτιμώνται για τους CFC (της τάξης του 0,7 έως 1, για τα R-11, R-12, R-113 και R-114 και περίπου 0,4 για το R-115). Αυτός είναι ο λόγος που το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ είχε κύριο στόχο τη σταδιακή κατάργηση των ψυκτικών ουσιών τύπου CFC. Υπάρχει μια οικογένεια ψυκτικών με εκτιμώμενη τιμή ODP μηδέν και χωρίς καθόλου χλώριο, που ονομάζονται HFC. Μερικά παραδείγματα HFC που αναφέρονται παραπάνω είναι τα R-125, R-134a, R-143a και R-152a. Οι δραστηριότητες έρευνας και ανάπτυξης έχουν επικεντρωθεί στη χρήση αυτών των ψυκτικών που είναι φιλικά προς το όζον και το περιβάλλον.

**Πίνακας 4.8:** ODP, GWP και αριθμοί CAS των ODS τάξης I και II. (63) (1)

Chemical Name	ODP	GWP	CAS Number
<i>Class I</i>			
<b>Group I</b>			
CFC-11 Trichlorofluoromethane	1.0	4,000	75-69-4
CFC-12 Dichlorodifluoromethane	1.0	8,500	75-71-8
CFC-113 1,1,2-Trichlorotrifluoroethane	0.8	5,000	76-13-1
CFC-114 Dichlorotetrafluoroethane	1.0	9,300	76-14-2
CFC-115 Monochloropentafluoroethane	0.6	9,300	76-15-3
<b>Group II</b>			
Halon 1211 Bromochlorodifluoromethane	3.0	1,300	353-59-3
Halon 1301 Bromotrifluoromethane	10.0	5,600	75-63-8
Halon 2402 Dibromotetrafluoroethane	6.0	–	124-73-2
<b>Group III</b>			
CFC-13 Chlorotrifluoromethane	1.0	11,700	75-72-9
CFC-111 Pentachlorofluoroethane	1.0	–	354-56-3
CFC-112 Tetrachlorodifluoroethane	1.0	–	76-12-0
CFC-211 Heptachlorofluoropropane	1.0	–	422-78-6
CFC-212 Hexachlorodifluoropropane	1.0	–	3182-26-1
CFC-213 Pentachlorotrifluoropropane	1.0	–	2354-06-5
CFC-214 Tetrachlorotetrafluoropropane	1.0	–	29255-31-0
CFC-215 Trichloropentafluoropropane	1.0	–	1599-41-3
CFC-216 Dichlorohexafluoropropane	1.0	–	661-97-2
CFC-217 Chloroheptafluoropropane	1.0	–	422-86-6
<b>Group IV</b>			
CCl <sub>4</sub> Carbon tetrachloride	1.1	1,400	56-23-5
<b>Group V</b>			
Methyl chloroform 1,1,1-trichloroethane	0.1	110	71-55-6
<b>Group VI</b>			
CH <sub>3</sub> Br Methyl bromide	0.7	5	7-55-6
<b>Group VII</b>			
CHFBr <sub>2</sub>	1.0	–	–
CHF <sub>2</sub> Br (HBFC-12B1)	0.74	–	–

Chemical Name	ODP	GWP	CAS Number
CH <sub>2</sub> FBr	0.73	-	-
C <sub>2</sub> HFBr <sub>4</sub>	0.3-0.8	-	-
C <sub>2</sub> HF <sub>2</sub> Br <sub>3</sub>	0.5-1.8	-	-
C <sub>2</sub> HF <sub>3</sub> Br <sub>2</sub>	0.4-1.6	-	-
C <sub>2</sub> HF <sub>4</sub> Br	0.7-1.2	-	-
C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> FBr <sub>3</sub>	0.1-1.1	-	-
C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> F <sub>2</sub> Br <sub>2</sub>	0.2-1.5	-	-
C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> F <sub>3</sub> Br	0.7-1.6	-	-
C <sub>2</sub> H <sub>3</sub> FBr <sub>2</sub>	0.1-1.7	-	-
C <sub>2</sub> H <sub>3</sub> F <sub>2</sub> Br	0.2-1.1	-	-
C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> FBr	0.07-0.1	-	-
C <sub>3</sub> HFB <sub>6</sub>	0.3-1.5	-	-
C <sub>3</sub> HF <sub>2</sub> Br <sub>5</sub>	0.2-1.9	-	-
C <sub>3</sub> HF <sub>3</sub> Br <sub>4</sub>	0.3-1.8	-	-
C <sub>3</sub> HF <sub>4</sub> Br <sub>3</sub>	0.5-2.2	-	-
C <sub>3</sub> HF <sub>5</sub> Br <sub>2</sub>	0.9-2.0	-	-
C <sub>3</sub> HF <sub>6</sub> Br	0.7-3.3	-	-
C <sub>3</sub> H <sub>2</sub> FBr <sub>5</sub>	0.1-1.9	-	-
C <sub>3</sub> H <sub>2</sub> F <sub>3</sub> Br <sub>4</sub>	0.2-2.1	-	-
C <sub>3</sub> H <sub>2</sub> F <sub>3</sub> Br <sub>3</sub>	0.2-5.6	-	-
C <sub>3</sub> H <sub>2</sub> F <sub>4</sub> Br <sub>2</sub>	0.3-7.5	-	-
C <sub>3</sub> H <sub>2</sub> F <sub>5</sub> Br	0.9-1.4	-	-
C <sub>3</sub> H <sub>3</sub> FBr <sub>4</sub>	0.08-1.9	-	-
C <sub>3</sub> H <sub>3</sub> F <sub>2</sub> Br <sub>3</sub>	0.1-3.1	-	-
C <sub>3</sub> H <sub>3</sub> F <sub>3</sub> Br <sub>2</sub>	0.1-2.5	-	-
C <sub>3</sub> H <sub>3</sub> F <sub>4</sub> Br	0.3-4.4	-	-
C <sub>3</sub> H <sub>4</sub> FBr <sub>3</sub>	0.03-0.3	-	-
C <sub>3</sub> H <sub>4</sub> F <sub>2</sub> Br <sub>2</sub>	0.1-1.0	-	-
C <sub>3</sub> H <sub>4</sub> F <sub>3</sub> Br	0.07-0.8	-	-
C <sub>3</sub> H <sub>5</sub> FBr <sub>2</sub>	0.04-0.4	-	-
C <sub>3</sub> H <sub>5</sub> F <sub>2</sub> Br	0.07-0.8	-	-
C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> FBr	0.02-0.7	-	-

Chemical Name	ODP	GWP	CAS Number
<i>Class II</i>			
HCFC-21 dichlorofluoromethane	0.04	210	75-43-4
HCFC-22 monochlorodifluoromethane	0.055	1,700	75-45-6
HCFC-31 monochlorofluoromethane	0.02	–	593-70-4
HCFC-121 tetrachlorofluoroethane	0.01–0.04	–	354-14-3
HCFC-122 trichlorodifluoroethane	0.02–0.08	–	354-21-2
HCFC-123 dichlorotrifluoroethane	0.02	93	306-83-2
HCFC-124 monochlorotetrafluoroethane	0.022	480	2837-89-0
HCFC-131 trichlorofluoroethane	0.01–0.05	–	359-28-4
HCFC-132b dichlorodifluoroethane	0.01–0.05	–	1649-08-7
HCFC-133a monochlorotrifluoroethane	0.02–0.06	–	75-88-7
HCFC-141b dichlorofluoroethane	0.11	630	1717-00-6
HCFC-142b monochlorodifluoroethane	0.065	2,000	75-68-3
HCFC-221 hexachlorofluoropropane	0.01–0.07	–	422-26-4
HCFC-222 pentachlorodifluoropropane	0.01–0.09	–	422-49-1
HCFC-223 tetrachlorotrifluoropropane	0.01–0.08	–	422-52-6
HCFC-224 trichlorotetrafluoropropane	0.01–0.09	–	422-54-8
HCFC-225ca dichloropentafluoropropane	0.025	180	422-56-0
HCFC-225cb dichloropentafluoropropane	0.033	620	507-55-1
HCFC-226 monochlorohexafluoropropane	0.02–0.1	–	431-87-8
HCFC-231 pentachlorofluoropropane	0.05–0.09	–	421-94-3
HCFC-232 tetrachlorodifluoropropane	0.008–0.1	–	460-89-9
HCFC-233 trichlorotrifluoropropane	0.007–0.2	–	7125-84-0
HCFC-234 dichlorotetrafluoropropane	0.01–0.28	–	425-94-5
HCFC-235 monochloropentafluoropropane	0.03–0.52	–	460-92-4
HCFC-241 tetrachlorofluoropropane	0.004–0.09	–	666-27-3
HCFC-242 trichlorodifluoropropane	0.005–0.13	–	460-63-9
HCFC-243 dichlorotrifluoropropane	0.007–0.12	–	460-69-5
HCFC-244 monochlorotetrafluoropropane	0.009–0.14	–	–
HCFC-251 trichlorofluoropropane	0.001–0.01	–	421-41-0
HCFC-252 dichlorodifluoropropane	0.005–0.04	–	819-00-1
HCFC-253 monochlorotrifluoropropane	0.003–0.03	–	460-35-5
HCFC-261 dichlorofluoropropane	0.002–0.02	–	420-97-3
HCFC-262 monochlorodifluoropropane	0.002–0.02	–	421-02-03
HCFC-271 monochlorofluoropropane	0.001–0.03	–	430-55-7

#### 4.12 Δυναμικό Πλανητικής Υπερθέρμανσης (GWP)

Το GWP είναι ένας αριθμός που αναφέρεται στο ποσό της υπερθέρμανσης του πλανήτη που προκαλείται από μια ουσία. Το GWP είναι ο λόγος της θέρμανσης που προκαλείται από μια ουσία προς τη θέρμανση που προκαλείται από παρόμοια μάζα CO<sub>2</sub>. Έτσι, το GWP του CO<sub>2</sub> ορίζεται να είναι 1,0. Το CFC-12 έχει GWP 8500, ενώ το CFC-11 έχει GWP 5000. Διάφοροι HCFC και HFC έχουν GWP που κυμαίνονται από 93 έως 12.100. Το νερό, ένα υποκατάστατο σε πολλές τελικές χρήσεις, έχει GWP 0. Το GWP αντιπροσωπεύει πόσο μια δεδομένη μάζα μιας χημικής ουσίας συμβάλλει στην υπερθέρμανση του πλανήτη, σε μια δεδομένη χρονική περίοδο, σε σύγκριση με την ίδια μάζα CO<sub>2</sub>. Αυτές οι τιμές υπολογίζονται σε χρονικό ορίζοντα 100 ετών. Οι HFC αριθμούνται σύμφωνα με το



σχήμα ASHRAE Standard 34. Ο **Πίνακας 4.8** παραθέτει πολλές ουσίες που καταστρέφουν το όζον, εμφανίζοντας τους αριθμούς ODP, GWP και Chemical Abstract Service (CAS).

Όπως φαίνεται στον **Πίνακα 4.8**, οι PFC δεν καταστρέφουν το όζον της στρατόσφαιρας, αλλά η Υπηρεσία Προστασίας του Περιβάλλοντος των ΗΠΑ ανησυχεί για τον αντίκτυπό τους στην υπερθέρμανση του πλανήτη. Πρόσφατες επιστημονικές μελέτες, ωστόσο, δείχνουν ότι τα ODP για το halon 1301 και το halon 1211 είναι τουλάχιστον 13 και 4, αντίστοιχα. Παρόλο που οι HBFC δεν ρυθμίζονταν αρχικά βάσει του ομοσπονδιακού νόμου για καθαρό αέρα (CAA: Clean Air Act), ο μεταγενέστερος κανονισμός πρόσθεσε τους HBFC στον κατάλογο των ουσιών κατηγορίας I. Παρόλο που τα HC είναι πολύ εύφλεκτα, μπορεί να προσφέρουν πλεονεκτήματα ως υποκατάστατα ODS επειδή είναι φθηνά στην παραγωγή τους και έχουν μηδενικό ODP, πολύ χαμηλό GWP και χαμηλή τοξικότητα. Οι HCFC έχουν ODP που κυμαίνεται από 0,01 έως 0,1. Η παραγωγή HCFC με τα υψηλότερα ODP θα καταργηθεί πρώτα, ακολουθούμενη από άλλους HCFC. Όλοι οι HFC έχουν ODP 0. Ορισμένοι HFC έχουν υψηλά GWP.

## 5. Έρευνα & Συζήτηση Αποτελεσμάτων

### 5.1 Μονοδιάστατο μοντέλο εγχυτήρα με ατμοποιητή και συμπυκνωτή

#### 5.1.1 Μοντέλο Kornhauser

##### 5.1.1.1 Ανάλυση

Προκειμένου να συγκριθεί η απόδοση του κύκλου με εγχυτήρα με ένα τυπικό κύκλο συμπίεσης ατμού, πραγματοποιήθηκαν προσομοιώσεις των δύο κύκλων για τις ίδιες θερμοκρασίες του ατμοποιητή και του συμπυκνωτή, την ίδια απόδοση του συμπιεστή και την ίδια θερμική ισχύ. Τα κοινά στοιχεία με έναν τυπικό ψυκτικό κύκλο μοντελοποιήθηκαν ως ιδανικά ενώ περισσότερη προσοχή δόθηκε στη μοντελοποίηση του εγχυτήρα.

Στη δεκαετία του 1990 η λειτουργία των εγχυτήρων, ενώ είχε μελετηθεί εκτενώς, δεν ήταν πλήρως κατανοητή. Οι Keenan et al (6) παρουσίασαν μια ανάλυση μονοφασικών εγχυτήρων χρησιμοποιώντας ιδανικά αέρια. Ο Stoeker (127) μελέτησε εγχυτήρες χρησιμοποιώντας υπέρθερμο ή υψηλής ποιότητας ατμό ενώ ο Flügel (128) χρησιμοποίησε διφασικά μείγματα (αερίων και υγρών) ως εργαζόμενο μέσο. Τέλος, οι Bonnington και King (129) παρουσίασαν μια εκτενή βιβλιογραφία συστημάτων ψύξης με εγχυτήρα.

Οι περισσότερες από τις μελέτες που περιγράφονται παραπάνω χρησιμοποίησαν μονοδιάστατα μοντέλα για τα συστήματα ψύξης με εγχυτήρα. Χρησιμοποίησαν τρεις τρόπους μοντελοποίησης του εγχυτήρα:

- I. ανάμιξη υπό σταθερή πίεση,
- II. ανάμιξη υπό σταθερή διατομή και
- III. συνδυασμό σταθερής πίεσης και σταθερής διατομής.

Στη μελέτη του ο Kornhauser (35) υπέθεσε ανάμιξη υπό σταθερή πίεση, μαζί με άλλες παραδοχές του εγχυτήρα και του κυκλώματος ψύξης που παρατίθενται παρακάτω:

1. Το τμήμα ανάμιξης του εγχυτήρα διαμορφώθηκε έτσι ώστε η ανάμιξη να λαμβάνει χώρα σε σταθερή πίεση. Η πίεση αυτή μπορεί να είναι κάτω από την πίεση του ατμοποιητή.

2. Εκτός από τη διαδικασία ανάμιξης στον εγχυτήρα, οι ιδιότητες και οι ταχύτητες ήταν σταθερές στις διατομές. Η ανάλυση ήταν επομένως μονοδιάστατη.
3. Το ψυκτικό βρισκόταν ανά πάσα στιγμή σε θερμοδυναμική ισορροπία. Μαζί με την υπόθεση 2, αυτό αντιστοιχούσε σε αυτό που είναι γνωστό στη ροή δύο φάσεων ως "μοντέλο ομογενούς ισορροπίας" (homogeneous equilibrium model).
4. Οι διεργασίες στα ακροφύσια του εγχυτήρα, στο διαχύτη και στον συμπιεστή ήταν τέτοιες που οι αποκλίσεις από τις αδιαβατικές αναστρέψιμες διεργασίες μπορούσαν να εκφραστούν σε όρους βαθμών απόδοσης. Αυτοί οι βαθμοί απόδοσης περιλαμβάνουν τυχόν κρουστικά φαινόμενα.
5. Η πτώση πίεσης στις σωληνώσεις, τον ατμοποιητή και τον συμπυκνωτή ήταν αμελητέα. Η κινητική ενέργεια ήταν αμελητέα εκτός του εγχυτήρα.
6. Καμία μεταφορά θερμότητας δεν έλαβε χώρα προς το περιβάλλον παρά μόνο στον ατμοποιητή και τον συμπυκνωτή.
7. Το ψυκτικό που εξέρχεται από τον ατμοποιητή ή τον συμπυκνωτή ήταν κορεσμένος ατμός ή κορεσμένο υγρό αντίστοιχα και ο διαχωριστής υγρού-ατμού ήταν ιδανικός, είχε δηλαδή βαθμό απόδοσης 1.

### 5.1.1.2 Διαδικασία Υπολογισμού

Ως πρώτο βήμα επιλέχθηκε μια τιμή για την πίεση ανάμιξης, κάτω από την πίεση του ατμοποιητή. Επίσης υποτέθηκε μια αρχική τιμή του λόγου της κύριας ροής (που έρχεται από το συμπυκνωτή) προς τη συνολική ροή του εγχυτήρα,  $r$ . Στην έξοδο του κύριου ακροφυσίου, με αρχή διατήρησης της ενέργειας προκύπτει:

$$h_n = (1-\eta_n)h_{fc} + \eta_n h(s_{fc}, P_m) \quad (5.1)$$

και

$$u_n = \sqrt{2(h_{fc}-h_n)} \quad (5.2)$$

Στην έξοδο του δευτερεύοντος ακροφυσίου, με εφαρμογή της διατήρησης της ενέργειας προκύπτουν:

$$h_s = (1-\eta_s)h_{ge} + \eta_s h(s_{ge}, P_m) \quad (5.3)$$

και

$$u_s = \sqrt{2(h_{ge}-h_s)} \quad (5.4)$$

Στην έξοδο του τμήματος ανάμιξης, με διατήρηση της ενέργειας και της ορμής έχουμε:

$$u_m = (1-r)u_s + ru_n \quad (5.5)$$

$$h_m = (1-r)h_{ge} + rh_{fc} - \frac{u_m^2}{2} \quad (5.6)$$

και

$$s_m = s(h_m, P_m) \quad (5.7)$$

Όμοια στην έξοδο του διαχύτη, έχουμε:

$$h_d = h_m + \frac{u_m^2}{2} \quad (5.8)$$

$$h'_d = h_m + \eta_d \frac{u_m^2}{2} \quad (5.9)$$

$$P_d = P(s_m, h'_d) \quad (5.10)$$

και

$$r = x_d = x(P_d, h_d) \quad (5.11)$$

Η υπολογιζόμενη τιμή του λόγου  $r$  συγκρίνεται με την τιμή που υπολογίστηκε στην αρχή της ανάλυσης και επιλέγεται μια νέα τιμή. Βρέθηκε ότι εάν γινόταν χρήση του αριθμητικού μέσου όρου των δύο τιμών, η λύση συνέκλινε γρηγορότερα. Αφού υπολογίστηκε ο βαθμός απόδοσης του εγχυτήρα, υπολογίστηκαν οι βαθμοί απόδοσης των άλλων στοιχείων του κύκλου και συγκρίθηκαν με τον ισοδυναμο κλασσικό κύκλο.

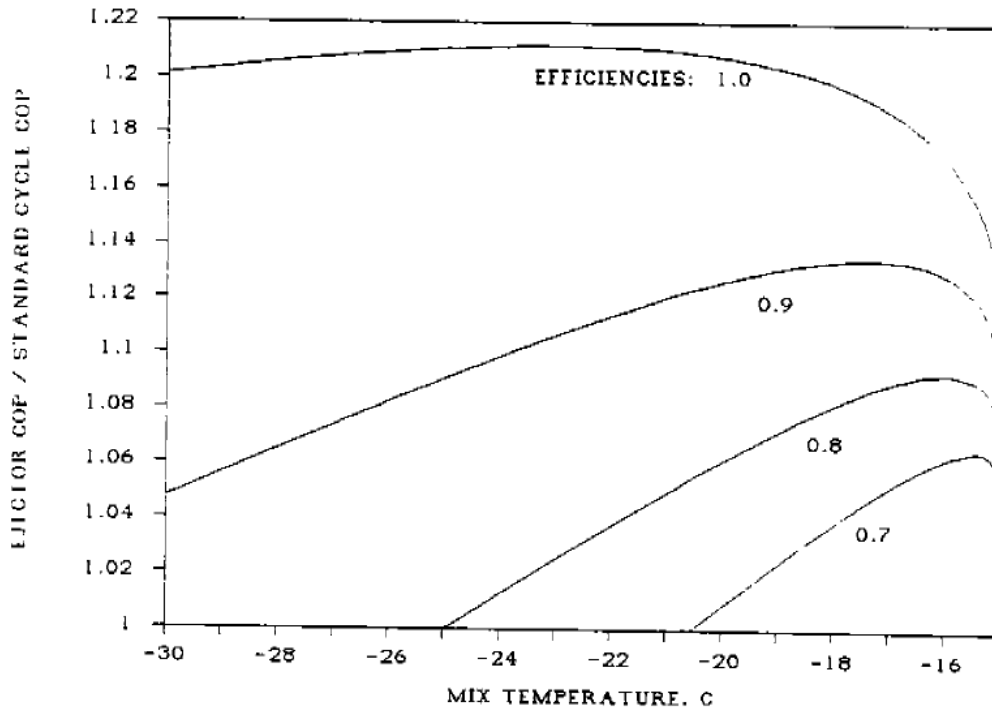
Για την εκτέλεση των υπολογισμών ανέπτυξαν έναν αλγόριθμο στη γλώσσα προγραμματισμού Fortran. Προκειμένου να αυτοματοποιηθεί η διαδικασία υπολογισμού, οι ιδιότητες του ψυκτικού μέσου υπολογίστηκαν από τις καταστατικές εξισώσεις. Οι ιδιότητες των ψυκτικών μέσων των αλογοανθράκων υπολογίστηκαν χρησιμοποιώντας ρουτίνες που βασίζονταν στην εργασία του Downing (130). Οι ιδιότητες της αμμωνίας υπολογίστηκαν χρησιμοποιώντας ρουτίνες βασισμένες στην εργασία των Haar και Gallagher (131).

### 5.1.1.3 Επιλογή Πίεσης Ανάμειξης

Οι υπολογισμοί πραγματοποιήθηκαν αρχικά με την ανάμιξη να λαμβάνει χώρα στην πίεση του ατμοποιητή και στη συνέχεια δοκιμάστηκαν χαμηλότερες πιέσεις. Διαπιστώθηκε ότι, για δεδομένες συνθήκες λειτουργίας και απόδοσης ακροφυσίων και

διαχύτη, υπήρχε μια πίεση ανάμειξης κάτω από την πίεση αναρρόφησης που έδωσε τη βέλτιστη απόδοση του εγχυτήρα καθώς και το μέγιστο COP.

Μια εξήγηση για τα παραπάνω αποτελέσματα βρίσκεται εξετάζοντας ένα διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας ή πίεσης-ενθαλπίας για ένα τυπικό ψυκτικό μέσο. Στην χαμηλής ποιότητας διφασική περιοχή, οι γραμμές σταθερής ενθαλπίας είναι σχεδόν παράλληλες με τις γραμμές σταθερής εντροπίας. Στην υψηλής ποιότητας διφασική περιοχή, ωστόσο, οι γραμμές έχουν σημαντικά διαφορετική κλίση. Η εκτόνωση μέσω ενός ισεντροπικού ακροφυσίου μεταξύ της ίδιας διαφοράς πιέσεων έχει ως αποτέλεσμα μεγαλύτερη αλλαγή ενθαλπίας, και επομένως μεγαλύτερη ταχύτητα, για ένα ρευστό υψηλής ποιότητας από ότι για ένα ρευστό χαμηλής ποιότητας. Στο διφασικό εγχυτήρα το χαμηλής ποιότητας πρωτεύον ρευστό (motive fluid) εκτονώνεται μεταξύ μιας μεγάλης διαφοράς πιέσεων, ενώ το υψηλής ποιότητας ρευστό που αναρροφάται (δευτερεύουσα ροή) εκτονώνεται μεταξύ μικρής διαφοράς πιέσεων. Στην πραγματικότητα, η πίεση ανάμειξης μπορεί να επιλεγεί έτσι ώστε τα δύο ρευστά να έχουν την ίδια ταχύτητα κατά την είσοδο τους στο τμήμα ανάμειξης. Επομένως η απώλεια λόγω ανάμειξης ρευμάτων διαφορετικών ταχυτήτων θεωρείται αμελητέα. Σε περιπτώσεις όπου και τα δύο ρευστά είναι στη περιοχή του διφασικού μίγματος στις εξόδους των ακροφυσίων, τότε θα βρίσκονται και στην ίδια θερμοκρασία και η ανάμειξη γίνεται μια αντιστρεπτή διεργασία.



**Σχήμα 5.1:** COP εγχυτήρα/COP κλασικού κύκλου προς τη θερμοκρασία ανάμειξης για R-12. Θερμοκρασία ατμοποίησης  $-15^{\circ}\text{C}$ , θερμοκρασία συμπύκνωσης  $30^{\circ}\text{C}$ , βαθμός απόδοσης συμπιεστή 1. (35)

Το **Σχήμα 5.1** δείχνει τη βελτίωση COP σε σχέση με τη θερμοκρασία ανάμειξης (θερμοκρασία κορεσμού που αντιστοιχεί στην πίεση ανάμειξης) για μια μεμονωμένη κατάσταση λειτουργίας και διάφορες αποδόσεις. Για ιδανικές αποδόσεις (1,0), το μέγιστο της καμπύλης αντιπροσωπεύει τη θερμοκρασία ανάμειξης στην οποία η πρωτεύουσα και δευτερεύουσα ροή επιτυγχάνουν ίσες ταχύτητες. Σε υψηλότερες θερμοκρασίες ανάμειξης η πρωτεύουσα ροή κινείται γρηγορότερα από τη δευτερεύουσα ενώ σε χαμηλότερες θερμοκρασίες συμβαίνει το αντίθετο.

Για έναν εγχυτήρα με μη ιδανικά ακροφυσία και διαχύτη (βαθμοί απόδοσης μικρότεροι της μονάδας), η χρήση της βέλτιστης πίεσης ανάμειξης έχει ως αποτέλεσμα μεγάλες απώλειες στην εκτόνωση και επανασυμπύεση των δύο ροών. Η επιλογή της βέλτιστης πίεσης ανάμειξης γίνεται ως αντιστάθμισμα μεταξύ απώλειας ανάμειξης και απωλειών στα ακροφύσια και στο διαχύτη. Η βέλτιστη θερμοκρασία ανάμειξης τείνει προς τη θερμοκρασία του ατμοποιητή καθώς μειώνονται οι αποδόσεις.

Ο αλγόριθμος που αναπτύχθηκε για τον υπολογισμό του βαθμού απόδοσης του κύκλου για μια δεδομένη πίεση ανάμειξης τροποποιήθηκε με σκοπό τη βελτιστοποίηση

της. Όλα τα δεδομένα απόδοσης που παρουσιάστηκαν στην ενότητα των αποτελέσματος υπολογίστηκαν στη βέλτιστη πίεση ανάμιξης για τις αναφερόμενες συνθήκες.

#### 5.1.1.4 Περιορισμοί-Μειονεκτήματα Ανάλυσης

Η μονοδιάσταση αυτή ανάλυση είναι εγγενώς περιοριστική. Οι λεπτομέρειες του ροικού πεδίου και οι κλίσεις θερμοκρασίας μέσα στον εγχυτήρα δεν μπορούν να αποτυπωθούν σωστά. Γ' αυτό το λόγο θα μπορούσε να αυξηθεί η πολυπλοκότητα του μονοδιάστατου μοντέλου αντικαθιστώντας την απόδοση των ακροφυσίων και του διαχύτη με υπολογισμούς συντελεστών τριβής και κρουστικών κυμάτων. Ωστόσο, δεδομένης της ήδη πολυπλοκότητας των φαινομένων που λαμβάνουν χώρα, αυτό μάλλον θα δυσκόλευε περαιτέρω την κατάσταση.

Η υπόθεση της ομοιογένειας της διατομής (cross sectional area homogeneity) και της θερμοδυναμικής ισορροπίας είναι σαφώς εσφαλμένη. Πολυάριθμες μελέτες έχουν δείξει ότι ένα κορεσμένο υγρό που εκτονώνεται μέσω ενός ακροφυσίου βρίσκεται σε ανομοιογενή κατάσταση μη-ισορροπίας. Διαπιστώνεται ότι η ροή τυπικά αποτελείται από έναν πυρήνα μετασταθερού υγρού που περιβάλλεται από έναν δακτύλιο κορεσμένου ατμού. Η κατάσταση μη ισορροπίας του ρευστού που εξέρχεται από το ακροφύσιο μπορεί να έχει σημαντικές επιπτώσεις στην απόδοση του εγχυτήρα.

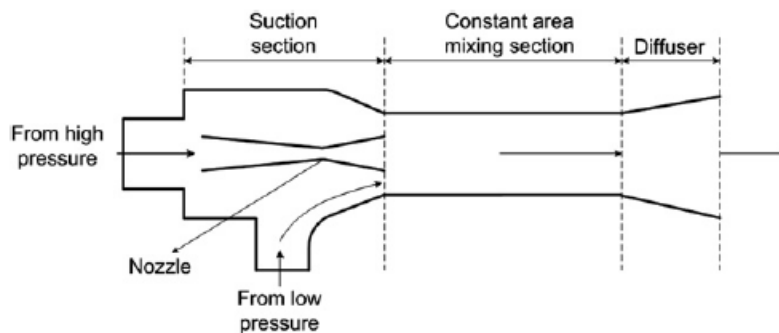
Η υπόθεση της ανάμιξης υπό σταθερή πίεση δεν είναι ιδιαίτερα περιοριστική. Κάποιες βελτιώσεις στην απόδοση θα μπορούσαν να επιτευχθούν χρησιμοποιώντας ανάμιξη σε σταθερή διατομή ή συνδυασμό αυτών δηλαδή ανάμιξη υπό σταθερή πίεσης και σε σταθερή διατομή (6), αλλά δεν θα ήταν δραματικές.

Η παραπάνω ανάλυση δεν εξετασε την απόδοση του εγχυτήρα εκτός συνθηκών λειτουργίας. Κι αυτό γιατί γενικά, οι εγχυτήρες έχουν μικρό βαθμό απόδοσης εκτός των σημείων σχεδιασμού τους, επομένως αυτός ο περιορισμός είναι σημαντικός.

## 5.1.2 Βελτιωμένο μοντέλο Kornhauser κατά Sumeru

### 5.1.2.1 Αρχές λειτουργίας του εγχυτήρα ως συσκευή εκτόνωσης

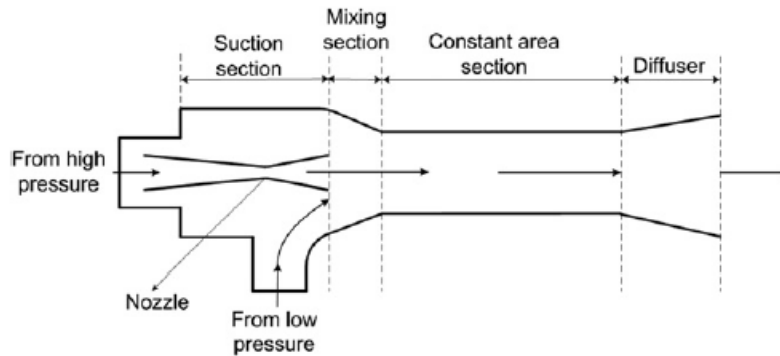
Οι Elbel και Hrnjak (132) ήταν οι πρώτοι που χρησιμοποίησαν έναν εγχυτήρα για να άντληση νερού από δεξαμενή λέβητα ατμομηχανής. Οι Keenan και Neumann (5) ανέπτυξαν μια αριθμητική μέθοδο χρησιμοποιώντας μονοδιάστατες εξισώσεις συνέχειας, ορμής και ενέργειας για να διερευνήσουν την απόδοση του εγχυτήρα. Στην ανάλυσή τους, ήταν δύσκολο να εξηγηθούν αναλυτικά τα φαινόμενα ανάμειξης. Ως εκ τούτου, η μελέτη τους συνεχίστηκε από τους Keenan et al. (6), οι οποίοι κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι υπάρχουν δύο τύποι εγχυτήρα, δηλαδή ο εγχυτήρας ανάμειξης σε σταθερή διατομή και ο εγχυτήρας ανάμειξης υπό σταθερή πίεση.



**Σχήμα 5.2:** Εγχυτήρας ανάμειξης σταθερής διατομής (133)

Το **Σχήμα 5.2** δείχνει έναν εγχυτήρα ανάμειξης σε σταθερή διατομή που αποτελείται από τρία τμήματα: ένα ακροφύσιο, ένα τμήμα ανάμειξης σταθερής διατομής και έναν διαχύτη. Η ανάμειξη μεταξύ της πρωτεύουσας (ή κύριας) ροής με υψηλή πίεση και της δευτερεύουσας ροής με χαμηλή πίεση συμβαίνει στη περιοχή σταθερή διατομής. Επίσης, το **Σχήμα 5.3** απεικονίζει έναν εγχυτήρα ανάμειξης υπό σταθερή πίεσης και αποτελείται από τέσσερα τμήματα: ένα ακροφύσιο, ένα τμήμα ανάμειξης (όχι σταθερής διατομής) και έναν διαχύτη. Η ανάμειξη μεταξύ της κύριας και της δευτερεύουσας ροής λαμβάνει χώρα στο τμήμα ανάμειξης ή στον θάλαμο αναρρόφησης (suction chamber). Η μαθηματική μοντελοποίηση της ροής μέσα στους εγχυτήρες παρουσιάστηκε από τους He et al. (4). Στη μελέτη τους περιέγραψαν την εξέλιξη των εγχυτήρων καθώς και την τότε τρέχουσα κατάσταση των μαθηματικών μοντέλων στους εγχυτήρες.



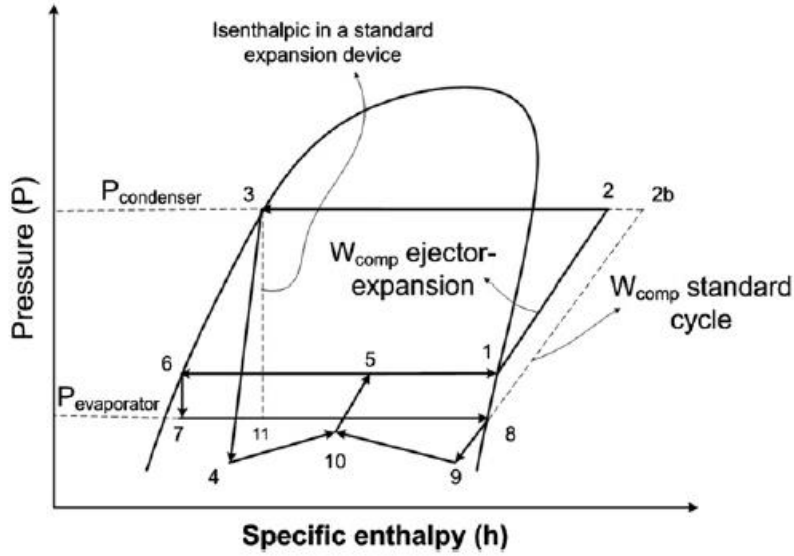


**Σχήμα 5.3:** Εγχυτήρας ανάμειξης υπό σταθερή πίεση (133)

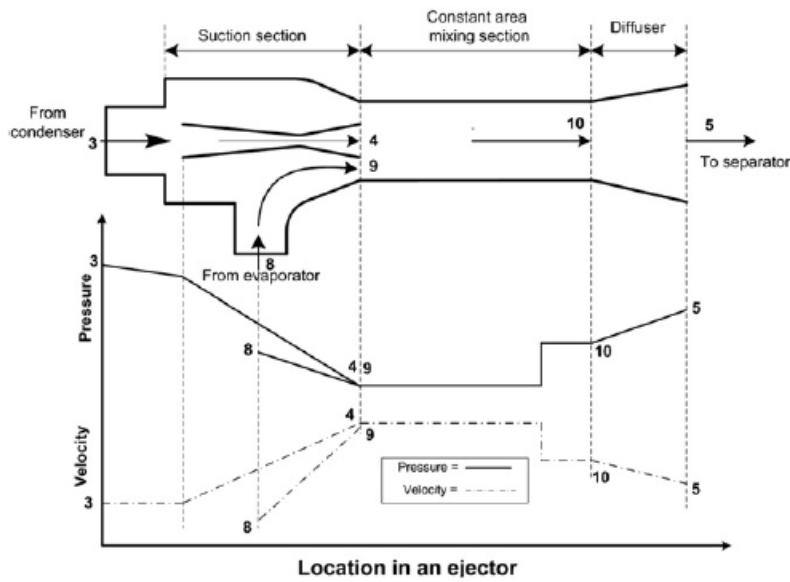
Τα αποτελέσματα της έρευνας έδειξαν ότι ο εγχυτήρας ανάμειξης υπό σταθερή πίεση έχει καλύτερη απόδοση από αυτών σε σταθερή διατομή (11) (6). Ως αποτέλεσμα, εγχυτήρες ανάμειξης υπό σταθερή πίεση χρησιμοποιούνται ευρέως σε διάφορες συστήματα ψύξης (134) (135) (32) (136) (8). Ωστόσο, οι Yarıcı και Ersoy (17) βρήκαν ότι για την ίδια θερμοκρασία λειτουργίας, ο εγχυτήρας ανάμειξης υπό σταθερή διατομή έχει υψηλότερο COP από το αντίστοιχο όπου η ανάμειξη λαμβάνει χώρα υπό σταθερή πίεση. Ως εκ τούτου, την τελευταία δεκαετία, οι περισσότεροι ερευνητές χρησιμοποιούν εγχυτήρα ανάμειξης σταθερής περιοχής για τις αριθμητικές και πειραματικές μελέτες για το EERC στην έρευνά τους (42) (137) (138) (43) (44).

Ο τριχοειδής σωλήνας, η θερμοστατική εκτονωτική βαλβίδα και η αυτόματη εκτονωτική βαλβίδα είναι συσκευές εκτόνωσης που χρησιμοποιούνται συνήθως στα σύστημα ψύξης (139) (140) (141). Αυτές οι συσκευές εκτόνωσης είναι ουσιαστικά ένας τρόπος να δημιουργούν αντιστάσεις στη ροή έτσι ώστε να μειώνονται απότομα οι πιέσεις (διεργασία στραγγαλισμού). Βασικά, υπάρχουν δύο είδη εκτόνωτικών βαλβίδων, οι σταθερού ανοίγματος (constant restriction) και οι μεταβλητού ανοίγματος (variable restriction) (140). Ο τριχοειδής σωλήνας ανήκει στη κατηγορία σταθερού ανοίγματος έχοντας μικρή διάμετρο. Η θερμοστατική εκτονωτική βαλβίδα και η αυτόματη εκτονωτική βαλβίδα είναι μεταβλητού ανοίγματος, στις οποίες το άνοιγμα εξαρτάται από το ψυκτικό φορτίο στον ατμοποιητή. Ο τριχοειδής σωλήνας είναι η απλούστερη και φθηνότερη συσκευή εκτόνωσης. Χρησιμοποιείται σε συστήματα ψύξης μικρής χωρητικότητας. Για μεσαία έως μεγάλη ικανότητα ψύξης, χρησιμοποιείται η θερμοστατική ή αυτόματη εκτονωτική βαλβίδα ως συσκευή εκτόνωσης. Η χρήση τριχοειδούς σωλήνα και άλλων συμβατικών συσκευών εκτόνωσης προκαλεί απώλεια κινητικής ενέργειας που προκύπτει λόγω της δημιουργούμενης πτώσης πίεσης. Θεωρητικά, ο στραγγαλισμό θεωρείται ως μια ισενθαλπική διεργασία. Η χρήση του εγχυτήρα ως συσκευής εκτόνωσης θα αλλάξει την ισενθαλπική σε ισεντροπική διεργασία όπως φαίνεται στο **Σχήμα 5.4**. Η ισενθαλπική

διεργασία είναι από το σημείο 3 έως το 11, ενώ η ισεντροπική διεργασία είναι από το σημείο 3 στο 4.



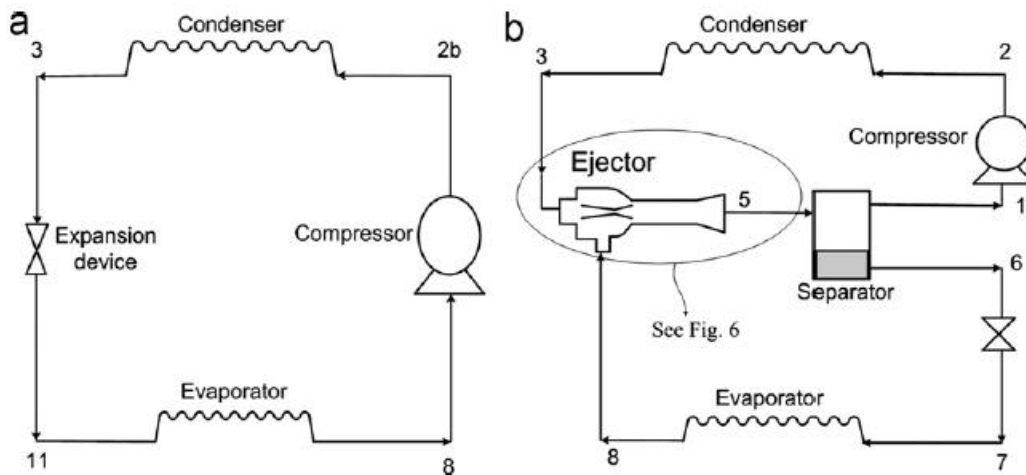
Σχήμα 5.4: Διάγραμμα P-h του κύκλου με και χωρίς εγχυτήρα (133)



Σχήμα 5.5: Κατανομή ροής, πίεσης και ταχύτητας ψυκτικού ρευστού εντός του εγχυτήρα (133)

Το **Σχήμα 5.4** δείχνει ένα διάγραμμα P-h για ένα κύκλο ψύξης με εγχυτήρα (EERC Ejector Expansion Refrigeration Cycle) μαζί με τον απλό κλασσικό κύκλο. Τα σημεία 8, 2b, 3, 11 και 8 αποτυπώνουν τις διεργασίες που διέπουν τη ροή ψυκτικού στον κύκλο χωρίς εγχυτήρα. Στον EERC υπάρχουν δύο ροές, η κύρια και η δευτερεύουσα ροή. Η κύρια ροή διέρχεται από τον συμπιεστή, το συμπυκνωτή, το κύριο ακροφύσιο το δοχείο αποτόνωσης και το διαχύτη (σημεία 1, 2, 3, 4, 10, 5 και 1), ενώ η δευτερεύουσα ροή διέρχεται από τη στραγγαλιστική βαλβίδα εκτόνωσης, τον ατμοποιητή, το δευτερέων ακροφύσιο του εγχυτήρα και το δοχείο αποτόνωσης (σημείο 6, 7, 8, 9, 10, 5 και 6). Η κύρια και η δευτερεύουσα ροή αναμειγνύονται σε σταθερή περιοχή και στη συνέχεια εισέρχονται στο διαχύτη (σημεία 10 και 5). Όπως φαίνεται στο **Σχήμα 5.4**, η πίεση στο σημείο 1 είναι υψηλότερη από αυτή της πίεσης αναρρόφησης στον τυπικό κύκλο (σημείο 8). Αυτό σημαίνει ότι το έργο του συμπιεστή στον κύκλο με τον εγχυτήρα είναι μικρότερο από αυτό του κύκλου χωρίς τον εγχυτήρα.

Η αρχή λειτουργίας του διφασικού εγχυτήρα ως συσκευή εκτόνωσης είναι παρόμοια με τη λειτουργία του εγχυτήρα σε άλλες εφαρμογές, όπου η κύρια ροή με την υψηλή πίεση αναρροφά τη δευτερεύουσα ροή με τη χαμηλή πίεση στο τμήμα αναρρόφησης του εγχυτήρα και τη φέρνει σε υψηλότερη πίεση στον διαχύτη. Το **Σχήμα 5.5** απεικονίζει τη ροή ψυκτικού, την πίεση και το προφίλ ταχύτητας μέσα σε έναν εγχυτήρα. Η κύρια με υψηλή πίεση επιταχύνεται και εκτονώνεται μέσω του κυρίως ακροφυσίου του εγχυτήρα από τη θέση 3 στη θέση 4. Η ροή πολύ υψηλής ταχύτητας προκαλεί πτώση πίεσης στο σημείο 4 και αναρροφά το ρευστό της δευτερεύουσας ροής από το σημείο 8 στο σημείο 9. Οι δύο ροές αναμειγνύονται στην είσοδο τμήματος ανάμειξης σταθερής διατομής και γίνονται ένα ρεύμα. Το ρεύμα ανάμειξης ρέει μέσω του σημείου 10 προς τον διαχύτη. Στον διαχύτη, το ψυκτικό παρουσιάζει επιβράδυνση ως αποτέλεσμα της αύξησης της πίεσης (σημείο 5).



**Σχήμα 5.6:** Σχηματικό διάγραμμα ψυκτικών κύκλων με συμπίεση ατμού. α) κλασικός κύκλος, β) κύκλος με εγχυτήρα (133)

Το **Σχήμα 5.6** δείχνει το σχηματικό διάγραμμα του τυπικού κύκλου και ενός κύκλου με εγχυτήρα (EERC). Το ψυκτικό μετά την έξοδο του από τον εγχυτήρα (σημείο 5) περνάει από το δοχείο αποτόνωσης. Ο κορεσμένος ατμός ψυκτικού εξέρχεται από το άνω μέρος του δοχείου αποτόνωσης και περνάει από το συμπιεστή (σημεία 1 έως 2) ως κύρια ροή, ενώ το κορεσμένο υγρό ψυκτικού εξέρχεται από το κάτω μέρος του δοχείου αποτόνωσης και μέσω της βαλβίδας στραγγαλισμού εισέρχεται στον ατμοποιητή της εγκατάστασης (σημεία 6, 7) και εισέρχεται μέσω του δευτερεύοντος ακροφυσίου στον εγχυτήρα (σημείο 8), ως δευτερεύουσα ροή.

Η απόδοση του κύκλου μπορεί να εξηγηθεί από το διάγραμμα P-h που φαίνεται στο **Σχήμα 5.4**. Στον τυπικό κύκλο ψύξης, το COP μπορεί να υπολογιστεί ως

$$COP_{std} = \frac{Q_e}{W_{comp}} = \frac{\dot{m}_{evap}(h_8-h_{11})}{\dot{m}_{comp}(h_{2b}-h_8)} \quad (5.12)$$

Αφού  $\dot{m}_{evap} = \dot{m}_{comp}$  η εξίσωση γίνεται:

$$COP_{std} = \frac{h_8-h_{11}}{h_{2b}-h_8} \quad (5.13)$$

Αυτή η κατάσταση δεν εμφανίζεται στον εγχυτήρα ως συσκευή εκτόνωσης, επειδή η παροχή μάζας στον ατμοποιητή δεν είναι ίδια με τη παροχή μάζας στο συμπιεστή. Επίσης, από το **Σχήμα 5.4**, το COP του κύκλου με εγχυτήρα είναι:

$$COP_{ejc} = \frac{Q_e}{W_{comp}} = \frac{\dot{m}_{evap}(h_8-h_7)}{\dot{m}_{comp}(h_2-h_1)} \quad (5.14)$$

$$\text{ή } COP_{ejc} = \omega \frac{(h_8-h_7)}{(h_2-h_1)} \quad (5.15)$$

όπου,  $\omega$  είναι ο λόγος παγίδευσης (entrainment ratio) του εγχυτήρα.

Η εξίσωση 5.15 δείχνει ότι μια αύξηση στο COP καθορίζεται από το  $\omega$  του εγχυτήρα. Επειδή το  $\omega$  επηρεάζεται από το σχεδιασμό του εγχυτήρα, η καλύτερη κατανόηση του σχεδιασμού του εγχυτήρα είναι ζωτικής σημασίας για τη βελτίωση του COP του συστήματος.

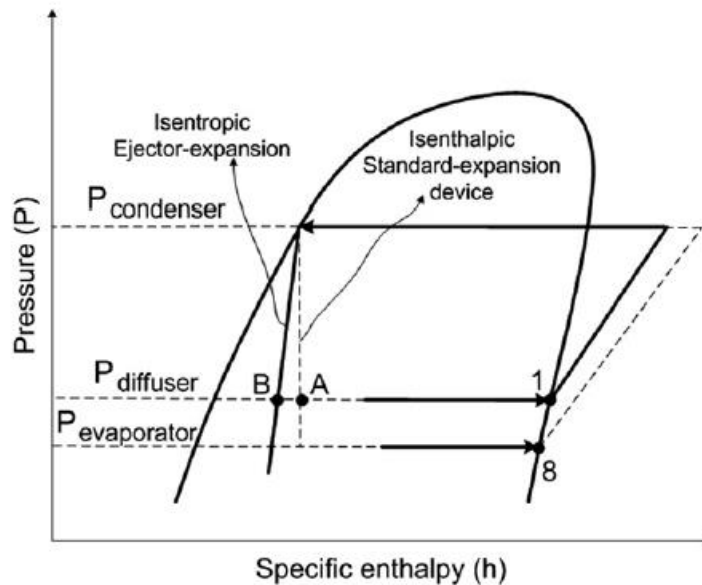
Στη διάταξη του κύκλου με τον εγχυτήρα, οι επιδόσεις του εγχυτήρα χαρακτηρίζονται από τη χρήση πολλών παραμέτρων, όπως το  $\omega$ , ο λόγος αύξησης της πίεσης ( $P_{lift}$ ) και η απόδοση του εγχυτήρα ( $\eta_{ejec}$ ). Από τις Εξ. 5.14 και 5.15, το  $\omega$  ορίζεται ως

$$\omega = \frac{\dot{m}_{evap}}{\dot{m}_{comp}} \quad (5.16)$$

Το **Σχήμα 5.7** χρησιμοποιείται για τον προσδιορισμό του λόγου αύξησης της πίεσης ( $P_{lift}$ ) και της απόδοσης του εγχυτήρα ( $\eta_{ejec}$ ). Το σχήμα προέρχεται από το **Σχήμα 5.4**.

$$P_{lift} = \frac{P_{diff,out}}{P_{evap,out}} = \frac{P_1}{P_8} \quad (5.17)$$

$$\eta_{ejc} = \omega \frac{(h_1 - h_8)}{(h_A - h_B)} \quad (5.18)$$



**Σχήμα 5.7:** Αποτόνωση και συμπίεση της κύριας και δευτερεύουσας ροής εντός του διφασικού εγχυτήρα. (133)

Τα σημεία A και B στο **Σχήμα 5.7** είναι ενθαλπία στην πίεση του διαχύτη όταν η διεργασία είναι ισενθαλπική και ισεντροπική, αντίστοιχα. Τα σημεία 1 και 8 εκφράζουν την πίεση στην είσοδο και έξοδο του συμπιεστή και του ατμοποιητή, αντίστοιχα.

Ο λόγος παγίδευσης ( $\omega$ ), ο λόγος αύξησης της πίεσης ( $P_{\text{lift}}$ ) και ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του εγχυτήρα ( $\eta_{\text{ejec}}$ ) είναι χρήσιμες παράμετροι για τη μέτρηση της απόδοσης του εγχυτήρα. Αυτές οι ποσότητες πρέπει να είναι όσο το δυνατόν μεγαλύτερες για βελτίωση της αποτελεσματικότητας του συστήματος (137). Η υψηλή αναλογία αύξησης της πίεσης του εγχυτήρα μειώνει το λόγο συμπίεσης του συμπιεστή. Η αύξηση του λόγου παγίδευσης μειώνει τη παροχή μάζας του συμπιεστή για μια δεδομένη ψυκτική ισχύ ή ικανότητα (cooling capacity). Η απόδοση του εγχυτήρα αυξάνεται όταν αυξάνεται ο λόγος παγίδευσης ή/και ο λόγος αύξησης της πίεσης. Ωστόσο, ο λόγος παγίδευσης δεν μπορεί να αυξηθεί πάρα πολύ, γιατί θα προκαλέσει μείωση της παροχής της κύριας ροής. Ένας υψηλός λόγος παγίδευσης θα κάνει την κύρια ροή ως "οδηγούμενη ροή (driven flow)" να είναι αδύναμη.

### 5.1.2.2 Θερμοδυναμική μοντελοποίηση

Πριν ο Kornhauser (35) προτείνει θερμοδυναμική αριθμητική προσέγγιση σε κύκλο ψύξης με εγχυτήρα, η αρχή λειτουργίας του εγχυτήρα είχε μελετηθεί από ερευνητές, ωστόσο δεν ήταν πλήρως κατανοητή. Οι περισσότερες μελέτες που διεξήχθησαν εκείνη την εποχή χρησιμοποιούσαν μονοδιάστατα μοντέλα υπολογισμού και εφαρμόστηκαν τρεις προσεγγίσεις για την ανάλυση των εγχυτήρων. Χρησιμοποιώντας έναν εγχυτήρα με ανάμειξη υπό σταθερή πίεσης, ο Kornhauser διατύπωσε τις ακόλουθες υποθέσεις:

- i. Η ανάμειξη γίνεται υπό σταθερή πίεση και κάτω από την πίεση του ατμοποιητή.
  - ii. Οι ιδιότητες και οι ταχύτητες είναι σταθερές στη διατομή (μονοδιάστατη).
  - iii. Η κατάσταση του ψυκτικού μέσου βρίσκεται σε οιονεί θερμοδυναμική ισορροπία.
  - iv. Οι διεργασίες απόκλισης από την αδιαβατική αντιστρεπτή διεργασία μπορούν να εκφραστούν με αποδόσεις.
  - v. Η πτώση πίεσης στις σωληνώσεις, στον ατμοποιητή και στον συμπυκνωτή, καθώς και η κινητική ενέργεια εκτός του εγχυτήρα είναι αμελητέα.
  - vi. Καμία μεταφορά θερμότητας δεν λαμβάνει χώρα, εκτός από αυτές στον ατμοποιητή και στο συμπυκνωτή.
  - vii. Το ψυκτικό ρευστό είναι σε κατάσταση κορεσμένου ατμού και υγρού κατά την έξοδο του από τον ατμοποιητή και συμπυκνωτή αντίστοιχα.
- Οι περισσότεροι ερευνητές ακολουθούν τις παραπάνω υποθέσεις.

### 5.1.2.3 Εξισώσεις που διέπουν το μοντέλο Kornhauser-Sumeru

Ο Kornhauser (35) εφάρμοσε τις τρεις γενικές εξισώσεις για να αναλύσει το τμήμα του ακροφυσίου, της ανάμειξης και του διαχύτη. Οι τρεις εξισώσεις που ισχύουν είναι οι εξής:

$$\text{Διατήρηση μάζας: } \sum \rho_i V_i A_i = \sum \rho_o V_o A_o \quad (5.19)$$

$$\text{Διατήρηση ορμής: } P_i A_i + \sum \dot{m}_i V_i = P_o A_o + \sum \dot{m}_o V_o \quad (5.20)$$

$$\text{Διατήρηση της ενέργειας: } \sum \dot{m}_i \left( h_i + \frac{V_i^2}{2} \right) = \sum \dot{m}_o \left( h_o + \frac{V_o^2}{2} \right) \quad (5.21)$$

όπου το «i» είναι η είσοδος και το «o» η έξοδος.

Ο Kornhauser (35) χρησιμοποίησε επίσης τρεις βαθμούς αποδόσης για κάθε τμήμα του εγχυτήρα, δηλαδή την απόδοση του κυρίως ακροφυσίου ( $\eta_n$ ), την απόδοση του δευτερεύοντος ακροφυσίου ( $\eta_s$ ) και του βαθμού απόδοσης του διαχύτη ( $\eta_d$ ). Ο ορισμός των τριών αποδόσεων κάθε τμήματος του εγχυτήρα με βάση το **Σχήμα 5.4** είναι ο ακόλουθος:

$$\eta_n = \frac{h_4 - h_3}{h_{4,is} - h_3} \quad (5.22)$$

$$\eta_s = \frac{h_9 - h_8}{h_{9,is} - h_8} \quad (5.23)$$

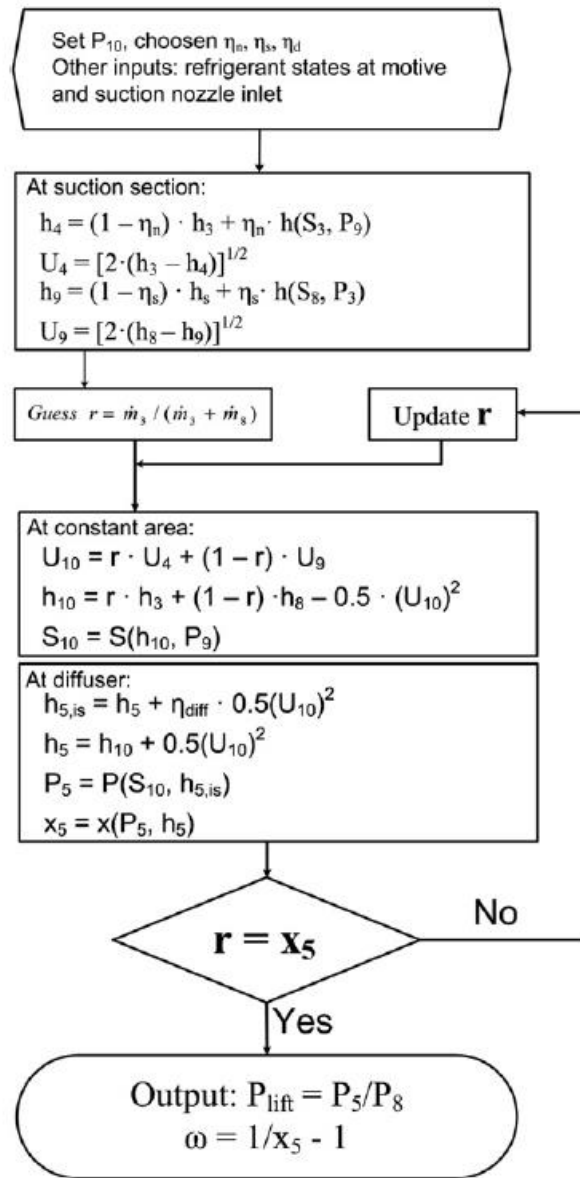
$$\eta_d = \frac{h_{5,is} - h_{10}}{h_5 - h_{10}} \quad (5.24)$$

όπου το «h» είναι η ειδική ενθαλπία, ο δείκτης «is» είναι η ισεντροπική διεργασία και οι αριθμοί υποδεικνύουν σημεία στο **Σχήμα 5.4**.

Αυτές οι ποσότητες ( $\eta_n$ ,  $\eta_s$ ,  $\eta_d$ ) θα πρέπει να είναι όσο το δυνατόν μεγαλύτερες για πιο αποτελεσματικό εγχυτήρα. Ο ιδανικός εγχυτήρας έχει τιμή απόδοσης ίσο με 1 και αυτό σημαίνει ότι η διαδικασία στον εγχυτήρα είναι ισεντροπική. Με μεθόδους αριθμητικής ανάλυσης, ο Kornhauser (35) βρήκε ότι η απόδοση του διαχύτη ( $\eta_d$ ) έχει την υψηλότερη επίδραση στη βελτίωση του COP, ενώ η απόδοση του ακροφυσίου ( $\eta_n$ ) έχει τη χαμηλότερη επίδραση στη βελτίωση του COP σε σχέση με τον απλό κλασσικό ψυκτικό κύκλο χωρίς εγχυτήρα.

### 5.1.2.4 Αλγόριθμος υπολογισμού

Ο Kornhauser (35) πρότεινε μια επαναληπτικό αλγόριθμο για τον υπολογισμό της βελτίωσης του COP στον ψυκτικό κύκλο με εγχυτήρα σε σχέση με τον απλο κλασσικό ψυκτικό κύκλο. Χρησιμοποιώντας το **Σχήμα 5.4** και τον ορισμό της απόδοσης των Εξ. (5.22)–(5.24), το διάγραμμα ροής του επαναληπτικού αλγορίθμου του παρουσιάζεται στο **Σχήμα 5.8**.



**Σχήμα 5.8:** Αλγόριθμος υπολογισμού απόδοσης του κύκλου με ακροφύσιο σύμφωνα με τον Kornhauser (35) (133)

Η επαναληπτική διεργασία έχει ως εξής:

- i. Επιλέγεται μια πίεση στην έξοδο του τμήματος σταθερής διατομής ( $P_{10}$ ). Η πίεση στο  $P_{10}$  πρέπει να είναι χαμηλότερη από την πίεση του ατμοποιητή.
- ii. Υπολογίζεται η ενθαλπία και η ταχύτητα εξόδου της κύριας ροής (στο κύριο ακροφύσιο) ( $h_4$  και  $V_4$ ) καθώς και της δευτερεύουσας (στο δευτερεύον ακροφύσιο) ( $h_9$  και  $V_9$ ) χρησιμοποιώντας τον ορισμό του βαθμού απόδοσης και τις εξισώσεις διατήρησης ενέργειας.



- iii. Γίνεται υπόθεση του λόγου ( $r$ ), δηλαδή του λόγου παροχής μάζας στον συμπιεστή  $\dot{m}_{\text{comp}}$  προς τη συνολική ροή ( $\dot{m}_{\text{evap}} + \dot{m}_{\text{comp}}$ ):
- iv. Η ενθαλπία και η ταχύτητα στην έξοδο του εγχυτήρα σταθερής διατομής ( $h_{10}$  και  $V_{10}$ ) υπολογίζονται χρησιμοποιώντας εξισώσεις διατήρησης ενέργειας και ορμής, αντίστοιχα.
- v. Η εντροπία στην έξοδο του εγχυτήρα σταθερής περιοχής ( $s_{10}$ ) προσδιορίζεται από τα  $h_{10}$  και  $P_9$ .
- vi. Η ενθαλπία στην έξοδο του διαχύτη ( $h_5$ ) υπολογίζεται χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις ορισμού του βαθμού απόδοσης και διατήρησης ενέργειας.
- vii. Η πίεση στην έξοδο του διαχύτη ( $P_5$ ) προσδιορίζεται από  $S_{10}$  και  $h_5$  (στην ισεντροπική διεργασία  $h_{5, \text{is}}$ ).
- viii. Η ποιότητα των ατμών του ψυκτικού στην έξοδο του διαχύτη ( $x_5$ ) προσδιορίζεται από τα  $P_5$  και  $h_5$ .
- ix. Η επανάληψη επαναλαμβάνεται έως ότου ο λόγος ροής ( $r$ ) είναι ίσος με την ποιότητα ατμού του ψυκτικού στην έξοδο του διαχύτη ( $x_5$ ).

Οι Nehdi et al. (42) τροποποίησαν τον παραπάνω αλγόριθμο (στο **Σχήμα 5.7**) προκειμένου να διερευνήσουν την επίδραση της γεωμετρικής παραμέτρου στην απόδοση του ψυκτικού κύκλου με εγχυτήρα. Την τροποποίηση την έκαναν για να υπολογίσουν την αναλογία διατομών ( $\Phi = A_{10}/A_4$ ) του εγχυτήρα και την επιρροή του στο σύστημα. Οι τροποποιήσεις τους ξεκινούν από τη διαίρεση της παροχής μάζας στον εγχυτήρα προς αυτή που διέρχεται από τον ατμοποιητή και τον συμπυκνωτή και προέκυψε η ακόλουθη εξίσωση:

$$\dot{m}_{\text{cond}} + \dot{m}_{\text{evap}} = \rho_{10} V_{10} A_{10} \quad (5.25)$$

όπου

$$\dot{m}_{\text{cond}} = \rho_4 V_4 A_4 \quad (5.26)$$

$$\dot{m}_{\text{evap}} = \rho_9 V_9 A_9 \quad (5.27)$$

όπου  $\rho$  είναι η πυκνότητα του εργαζόμενου ρευστού,  $V$  η ταχύτητα του και  $A$  το εμβαδό διατομής.

Επιπλέον, χρησιμοποιώντας την εξίσωση διατήρησης της ορμής εξήγαγαν την εξ. (5.28):

$$(P_{10} - P_4) A_{10} = \dot{m}_{\text{cond}} V_4 - (\dot{m}_{\text{cond}} + \dot{m}_{\text{evap}}) V_{10} \quad (5.28)$$

Συνδυάζοντας τις παραπάνω Εξ. (5.25)–(5.28), κατέληξαν στην εξ. (5.29)

$$\frac{P_{10} - P_4}{0,5 \rho_4 V_4} = 2 \left( \frac{1}{\Phi} \right) - 2(1 + \omega)^2 \left( \frac{\rho_4}{\rho_{10}} \right) \left( \frac{1}{\Phi} \right)^2 \quad (5.29)$$

Με αναδιάταξη των Εξ. (5.25)–(5.29) και χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις στο τμήμα αναρρόφησης και αυτές στο διαχύτη μπορεί να υπολογιστεί η επίδραση του λόγου διατομών στη βελτίωση του COP.

Ο Sarkar (44) επίσης τροποποίησε τις εξισώσεις του Kornhauser για να διερευνήσει την επίδραση που έχει στον εγχυτήρα ο λόγος διατομών ( $\phi$ ) στον κύκλο ψύξης με εγχυτήρα χρησιμοποιώντας ως φυσικά ψυκτικά ρευστό, την αμμωνία, το προπάνιο και το ισοβουτένιο. Ο ορισμός του για το λόγο διατομών ( $\phi$ ) είναι ελαφρώς διαφορετικός από αυτόν των Nehdi et al. (42), που είναι:

$$\phi = \frac{A_4 + A_9}{A_{10}} \quad (5.30)$$

Για να αποκτήσει μια βέλτιστη αναλογία εμβαδών, ο Sarkar (44) (142) τροποποίησε τις Εξ. (5.19)–(5.21), και απέδωσε τις Εξ. (5.31)–(5.33) στο τμήμα ανάμειξης σταθερής διατομής ως εξής:

$$\rho_4 V_4 A_4 - \rho_9 V_9 A_9 = \rho_{10} V_{10} (A_4 + A_9) = 1 \quad (5.31)$$

$$P_9 (A_4 + A_9) + \frac{1}{1+\omega} V_4 + \frac{1}{1+\omega} V_9 = P_{10} (A_4 + A_9) + V_{10} \quad (5.32)$$

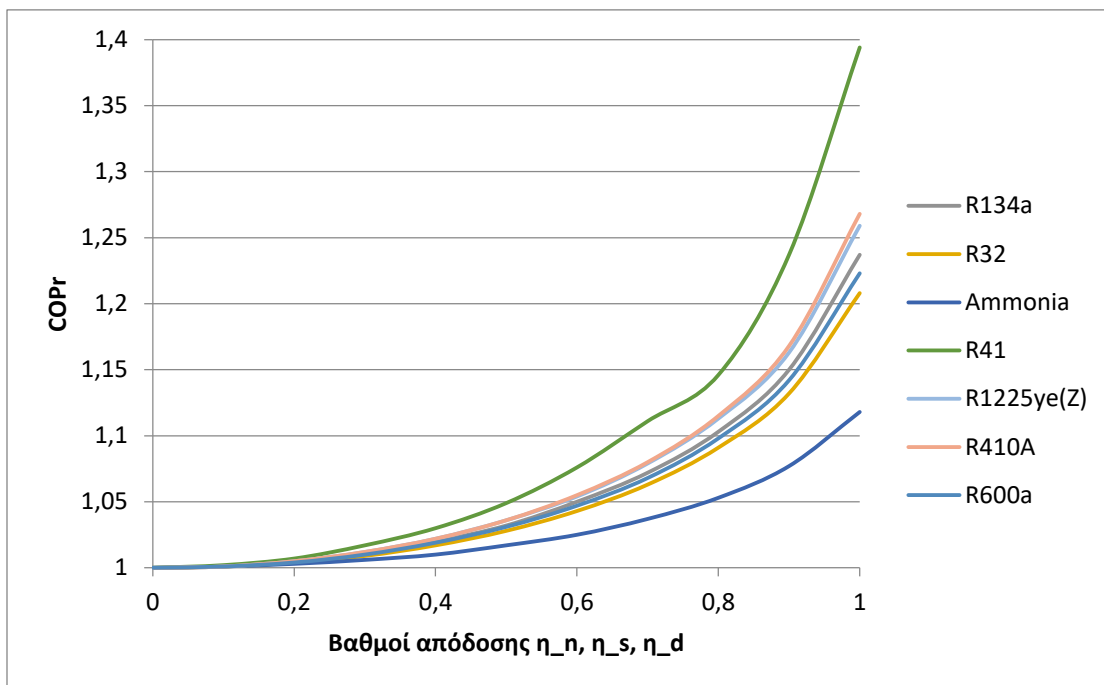
$$\frac{1}{1+\omega} \left( h_4 + \frac{V_4^2}{2} \right) + \frac{1}{1+\omega} \left( h_9 + \frac{V_9^2}{2} \right) = h_{10} + \frac{V_{10}^2}{2} \quad (5.33)$$

Μετά την αναδιατύπωση των Εξ. (5.31)–(5.33) και τις εξισώσεις στο τμήμα αναρρόφησης και αυτές στο διαχύτη, μπορεί να υπολογιστεί η επίδραση του λόγου διατομών ( $\phi$ ) στη βελτίωση του COP (**Σχήμα 5.8**).

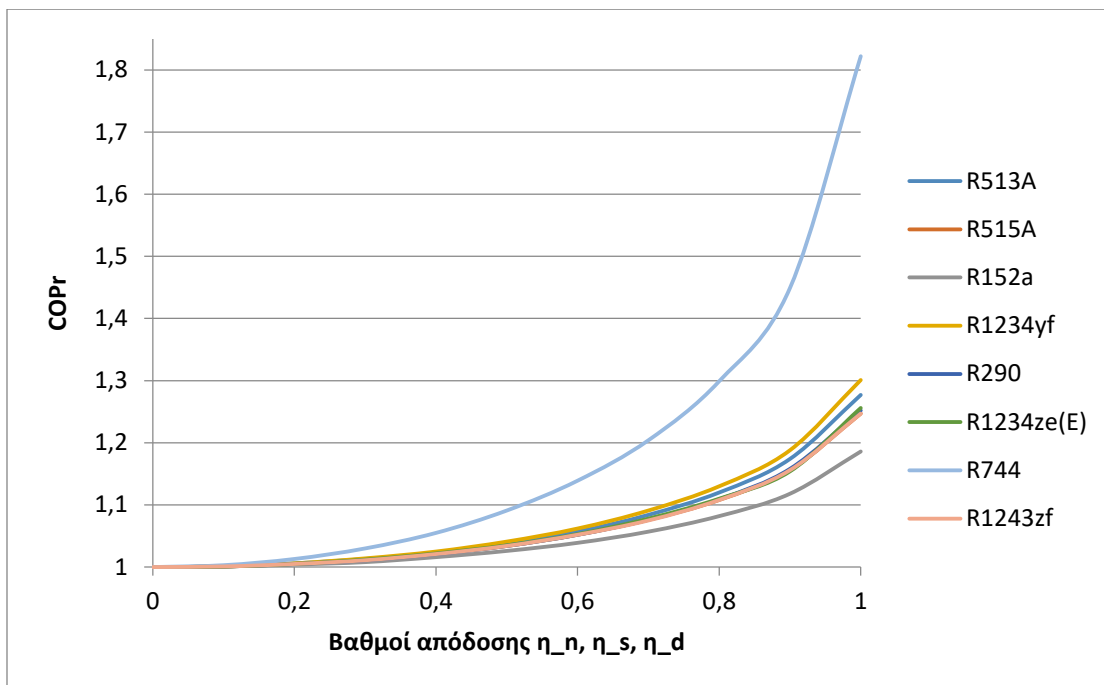
### 5.1.3 Αποτελέσματα μοντέλοποίησης ψυκτικού κύκλου με εγχυτήρα κατά Kornhauser – Sumeru με χρήση του EES και ψυκτικά νέας γενιάς

Τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται στην παράγραφο αυτή αφορούν ψυκτικό κύκλο με εγχυτήρα με ανάπτυξη κώδικα στο εμπορικό λογισμικό EES. Η διάταξη που μοντελοποιήθηκε είναι αυτή του **Σχήματος 5.6b**, με θερμοκρασίες συμπυκνωτή και ατμοποιητή 30°C και -15 °C, αντίστοιχα. Η ανάμειξη λαμβάνει χώρα στη θέση 10, όπως φαίνεται στο **Σχήμα 5.5**, που βρίσκεται ακριβώς πριν την είσοδο στο διαχύτη. Ο κώδικας που αναπτύχθηκε βασίστηκε στον αλγόριθμο των Sumeru et al. (**Σχήμα 5.8**) με διορθωτική αλλαγή στην πίεση  $P_3$  στην εξίσωση της ειδικής ενθαλπίας  $h_9$  η οποία αντικαταστάθηκε με τη σωστή πίεση  $P_4$  σύμφωνα με τις εξισώσεις του Kornhauser. Ο βαθμός απόδοσης του συμπιεστή ελήφθη ίσος με 1.

Τα **Σχήματα 5.9** και **5.10** περιγράφουν το λόγο του συντελεστή απόδοσης ψυκτικού κύκλου με εγχυτήρα προς τον αντίστοιχο συντελεστή απόδοσης του ιδανικού κλασικού κύκλου (COP<sub>r</sub>) για διάφορα ψυκτικά ρευστά σε σχέση με τους βαθμούς απόδοσης του κυρίως και δευτερεύοντος ακορφυσίου, καθώς και το βαθμό απόδοσης του διαχύτη. Εξαιτίας του μεγάλου πλήθους των ψυκτικών που εξετάστηκαν, χωρίστηκαν σε δύο σχήματα (**5.9** και **5.10**) για καλύτερη διάκριση των αποτελεσμάτων. Οι καμπύλες παρουσιάζουν την ίδια αυξητική τάση σε σχέση με τους βαθμούς απόδοσης, με τα ψυκτικά που παρουσιάζουν το μεγαλύτερο COP<sub>r</sub> να είναι το R744 και το R41, με 1,822 και 1,394 αντίστοιχα. Από τα δύο αυτά ψυκτικά, το R744 είναι και το πιο οικολογικό, με GWP=1 και ODP=0, ενώ το R41 έχει GWP=92. Το μικρότερο COP<sub>r</sub> παρουσιάζει η αμμωνία με τιμή 1,118, ενώ όλα τα υπόλοιπα κυμαίνονται από 1,186 μέχρι 1,301. Το COP<sub>r</sub> επηρεάζεται εκθετικά από τις αποδόσεις, με την τιμή του να αυξάνεται έντονα όταν οι βαθμοί απόδοσης πλησιάζουν το 1 και λιγότερο έντονα όταν η απόδοση μειώνεται κάτω του 0,6. Όλες οι παραπάνω μέγιστες και ελάχιστες τιμές αναφέρονται σε ιδανικά ακροφύσια και διαχύτη με βαθμούς απόδοσης 1.

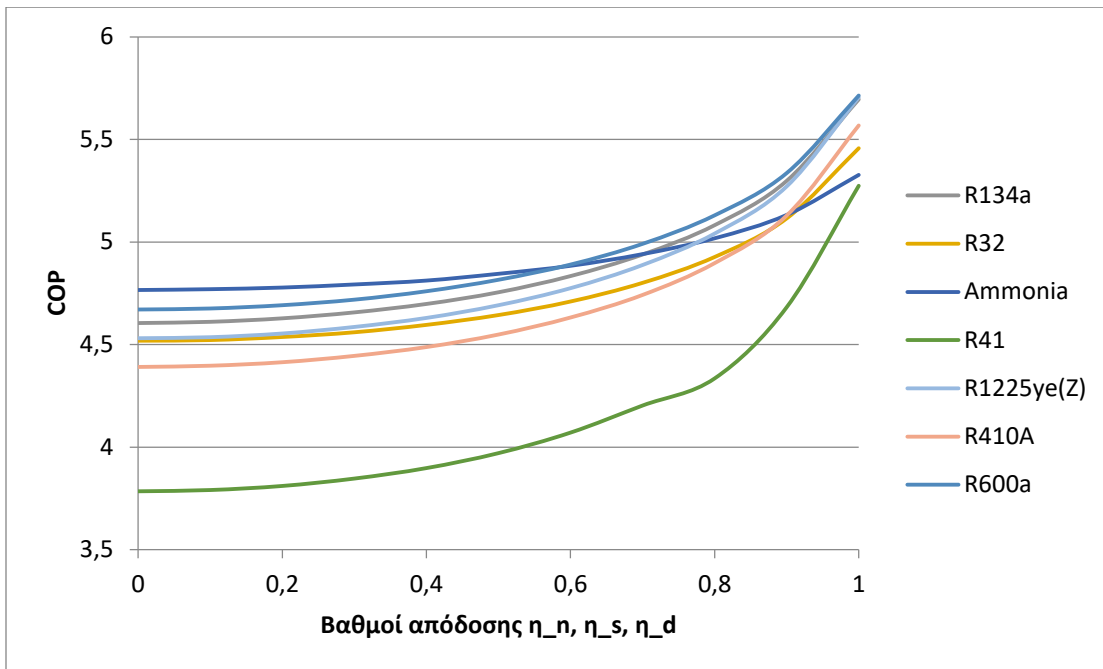


**Σχήμα 5.9:** COP<sub>r</sub> σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα (μέρος 1)

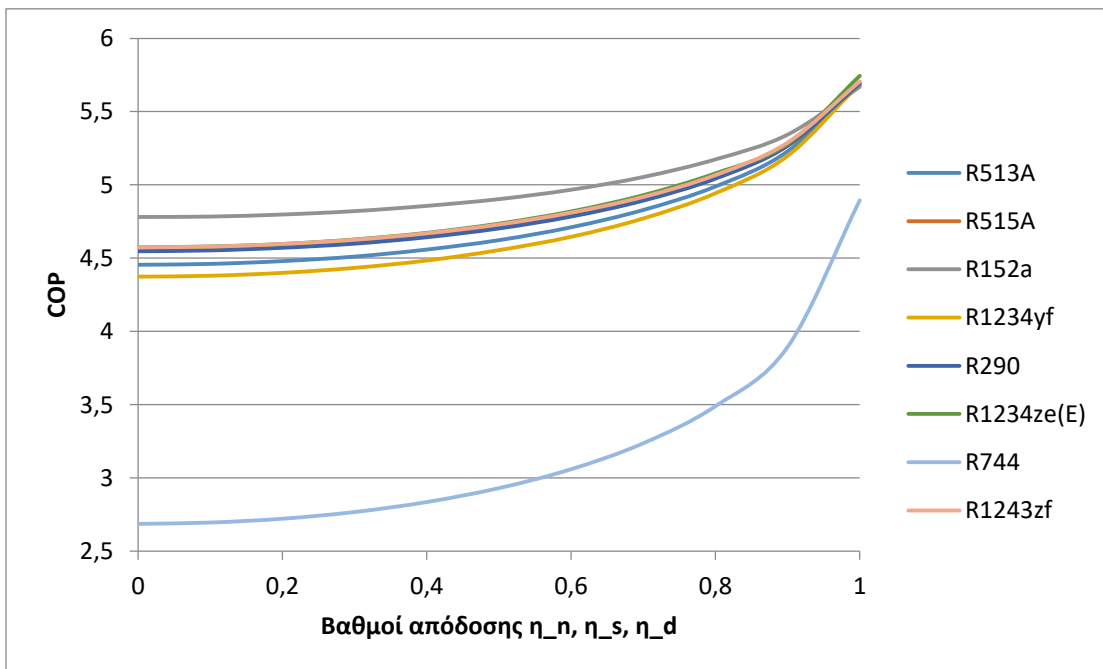


**Σχήμα 5.10:** COPr σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα (μέρος 2)

Τα **Σχήματα 5.11** και **5.12** περιγράφουν τους συντελεστές απόδοσης ψυκτικού κύκλου με εγχυτήρα (COP) για διάφορα ψυκτικά ρευστά σε σχέση με τους βαθμούς απόδοσης του κυρίως και δευτερεύοντος ακορφυσίου, καθώς και το βαθμό απόδοσης του διαχύτη. Εξαιτίας του μεγάλου πλήθους των ψυκτικών που εξετάστηκαν, χωρίστηκαν σε δύο σχήματα (**5.11** και **5.12**) για καλύτερη διάκριση των αποτελεσμάτων. Οι καμπύλες παρουσιάζουν την ίδια αυξητική τάση σε σχέση με τους βαθμούς απόδοσης, με τα ψυκτικά που παρουσιάζαν το μεγαλύτερο COPr, το R744 και το R41, τώρα να παρουσιάζουν το μικρότερο COP, με τιμή 4,895 και 5,274 αντίστοιχα. Το μεγαλύτερο COP παρουσιάζει το R1234ze(E) με τιμή 5,744. Το COP αυξάνεται γραμμικά μέχρι αποδόσεις 0,6-0,7 και σε αρκετά ψυκτικά φαίνεται να παραμένει ανεπηρέαστο σε αυτή την περιοχή. Από 0,7 μέχρι 1 αυξάνεται πλέον εκθετικά. Τους οι παραπάνω μέγιστες και ελάχιστες τιμές αναφέρονται σε ιδανικά ακροφύσια και διαχύτη με βαθμούς απόδοσης 1.



Σχήμα 5.11: COP σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα (μέρος 1)

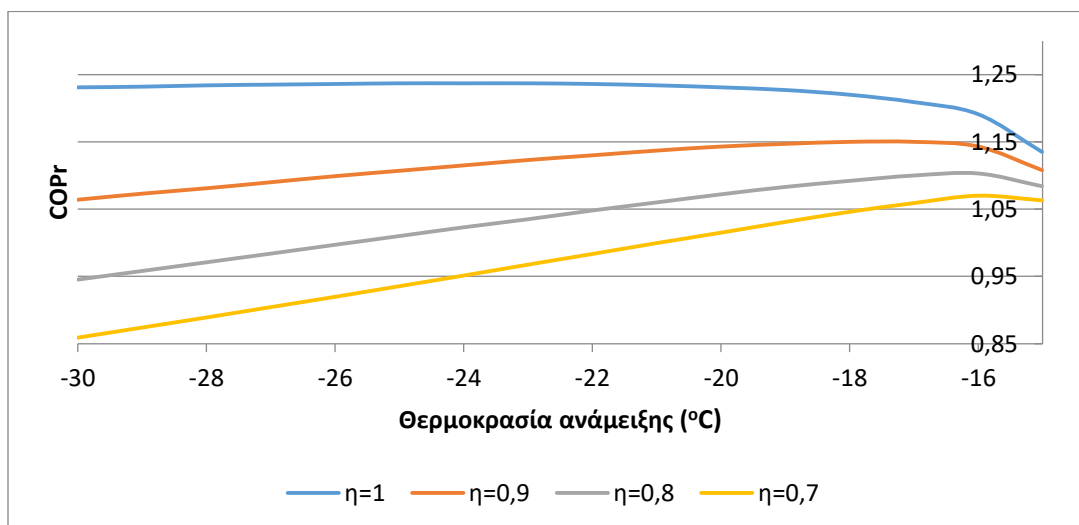


Σχήμα 5.12: COP σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα (μέρος 2)

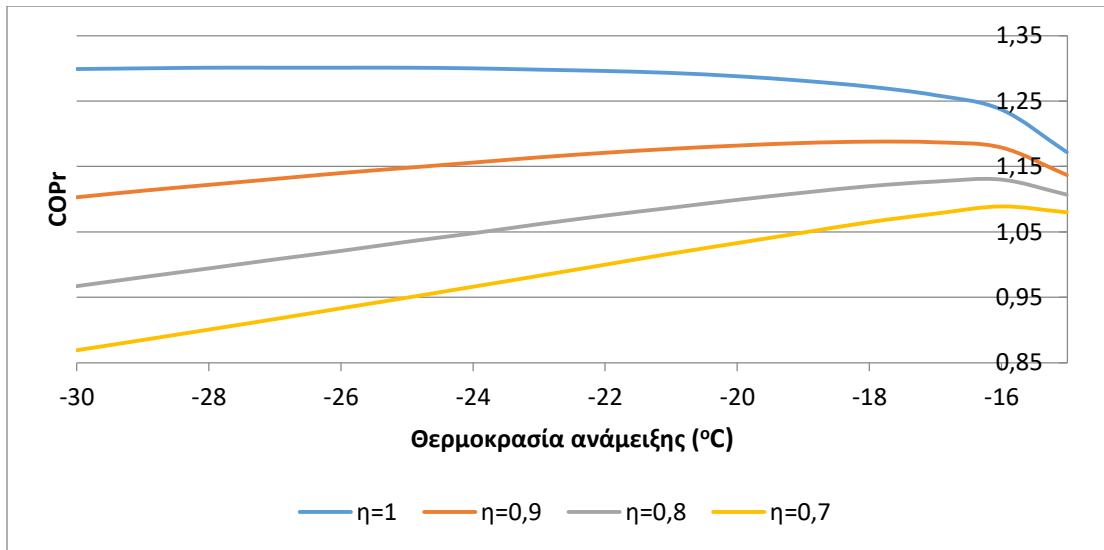
Η επιλογή να μελετηθούν πιο αναλυτικά τα ψυκτικά R134a, R1234yf και R600a βασίστηκε στην εξής λογική:

- Το R134a είναι ένα ευρέως χρησιμοποιούμενο ψυκτικό που έχει μελετηθεί εκτενώς και επομένως υπάρχει πληθώρα αποτελεσμάτων για σύγκριση.
- Το R1234yf παρουσιάζει σχετικά υψηλή τιμή COPr και καλή τιμή COP ενώ ταυτόχρονα είναι ένα πολύ οικολογικό ψυκτικό νέας γενιάς με GWP=4 και ODP=0.
- Αντιθέτως με το R1234yf, το R600a παρουσιάζει υψηλή τιμή COP και σχετικά καλή τιμή COPr ενώ ταυτόχρονα και αυτό παρουσιάζει τους ίδιους οικολογικούς δείκτες (GWP=4 και ODP=0).

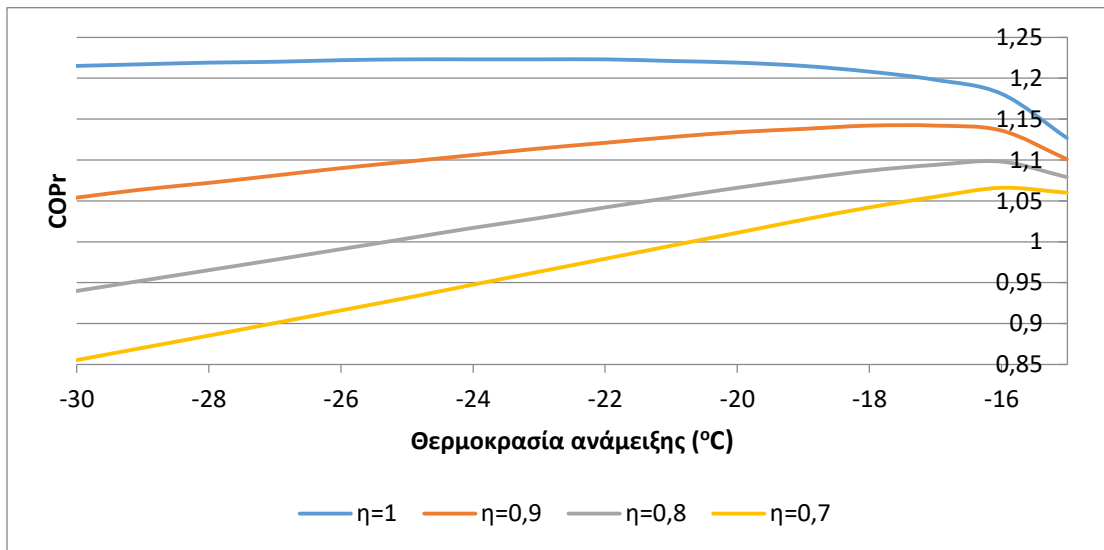
Τα **Σχήματα 5.13-5.15** παρουσιάζουν τη μεταβολή του COPr σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία ανάμειξης (θερμοκρασία κορεσμού που αντιστοιχεί στην πίεση ανάμειξης) στη θέση 10. Για ιδανικά ακροφύσια και διαχύτη (βαθμοί απόδοσης ίσοι με 1) το COPr παραμένει σταθερό μέχρι τη θερμοκρασία των  $-20^{\circ}\text{C}$  (για το μεγαλύτερο μέρος του εύρους θερμοκρασιών), ενώ στη συνέχεια παρουσιάζει πτωτική τάση με τη μικρότερη τιμή να παρουσιάζεται κοντά στην τιμή της θερμοκρασίας ατμοποίησης. Το μέγιστο αυτής της καμπύλης υποδεικνύει τη θερμοκρασία ανάμειξης στην οποία η κύρια και η δευτερεύουσα ροή αποκτούν ίσες ταχύτητες. Σε υψηλότερες θερμοκρασίες ανάμειξης η κύρια ροή κινείται γρηγορότερα από τη δευτερεύουσα, ενώ το αντίθετο συμβαίνει σε χαμηλότερες. Για βαθμούς απόδοσης ακροφυσίων και διαχύτη (με όλους τους βαθμούς να λαμβάνουν την ίδια τιμή σε κάθε αλλαγή) 0,7 μέχρι 0,9, οι καμπύλες παρουσιάζουν γραμμική αύξηση με διαφορετική κλίση μέχρι τη θερμοκρασία των  $-16^{\circ}\text{C}$ , ενώ όταν πλησιάζουν τη θερμοκρασία ατμοποίησης μειώνονται απότομα. Η γραμμική αύξηση μειώνεται με την αύξηση των βαθμών απόδοσης.



**Σχήμα 5.13:** COPr σε συνάρτηση με την θερμοκρασία ανάμειξης χρησιμοποιώντας ως ψυκτικό το R134a με παραμέτρους τους βαθμούς απόδοσης ακροφυσίων και διαχύτη

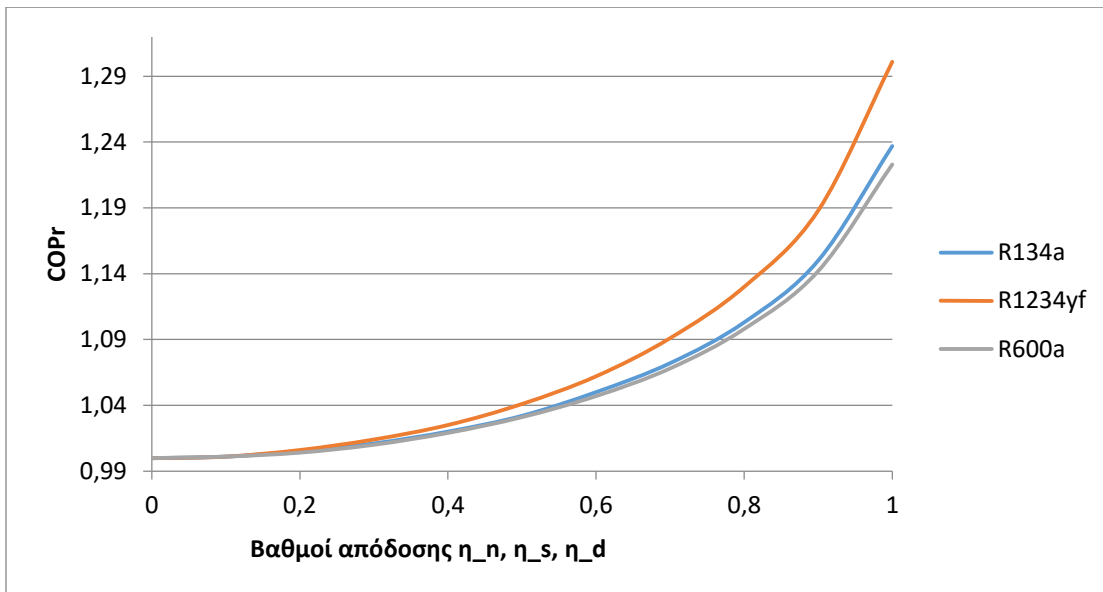


**Σχήμα 5.14:** COPr σε συνάρτηση με την θερμοκρασία ανάμειξης χρησιμοποιώντας ως ψυκτικό το R1234yf με παραμέτρους τους βαθμούς απόδοσης ακροφυσίων και διαχύτη



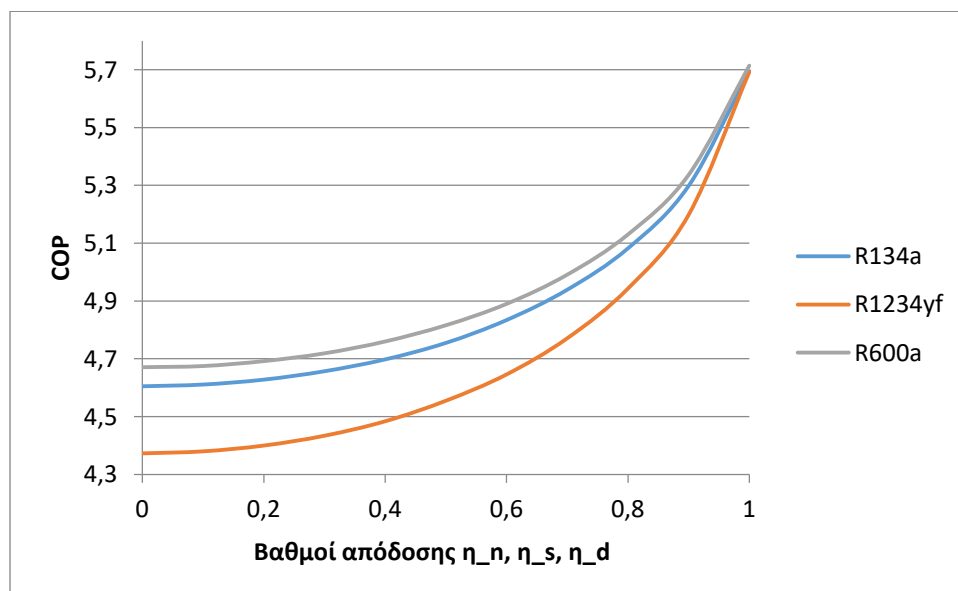
**Σχήμα 5.15:** COPr σε συνάρτηση με την θερμοκρασία ανάμειξης χρησιμοποιώντας ως ψυκτικό το R600a με παραμέτρους τους βαθμούς απόδοσης ακροφυσίων και διαχύτη

Το **Σχήμα 5.16** δείχνει το COPr σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης του εγχυτήρα (κύριως και δευρεύοντος ακροφυσίου και διαχύτη) για κάθε ένα από τα τρία επιλεχθέντα ψυκτικά ρευστά. Οι τιμές των καμπύλων αυξάνονται εκθετικά για όλα τα ψυκτικά σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης του εγχυτήρα, με τη μεγαλύτερη αύξηση να την παρουσιάζει το R1234yf και τη μικρότερη το R600a.



**Σχήμα 5.16:** COPr σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για R134a, R1234yf και R600a

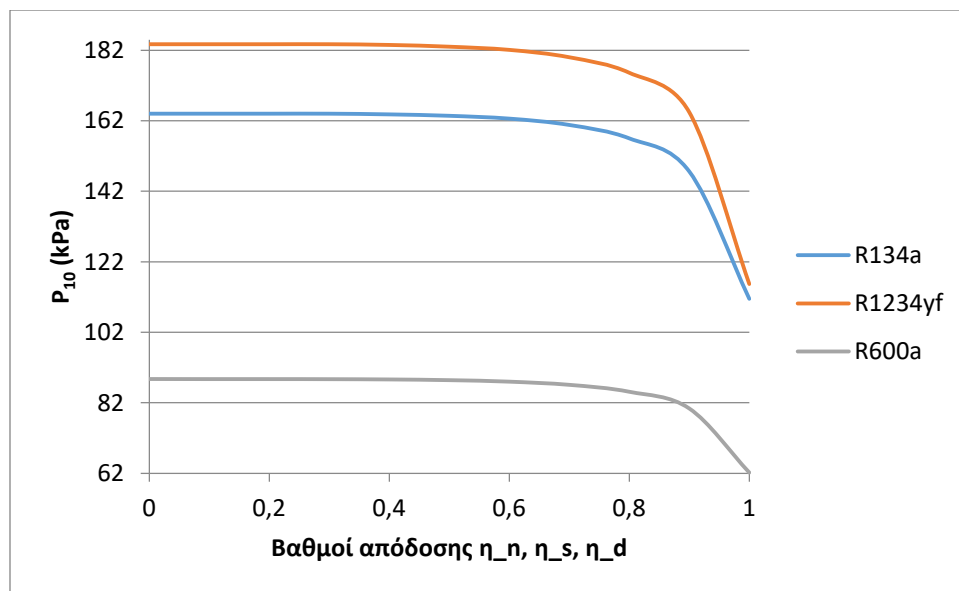
Το **Σχήμα 5.17** δείχνει το COP σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης του εγχυτήρα (κύριως και δευρεύοντος ακροφυσίου και διαχύτη) για κάθε ένα από τα τρία επιλεχθέντα ψυκτικά ρευστά. Οι τιμές των καμπύλων αυξάνονται εκθετικά για όλα τα ψυκτικά σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης του εγχυτήρα, με τη μεγαλύτερη αύξηση να την παρουσιάζει το R600a και τη μικρότερη το R1234yf.



**Σχήμα 5.17:** COP σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για R134a, R1234yf και R600a



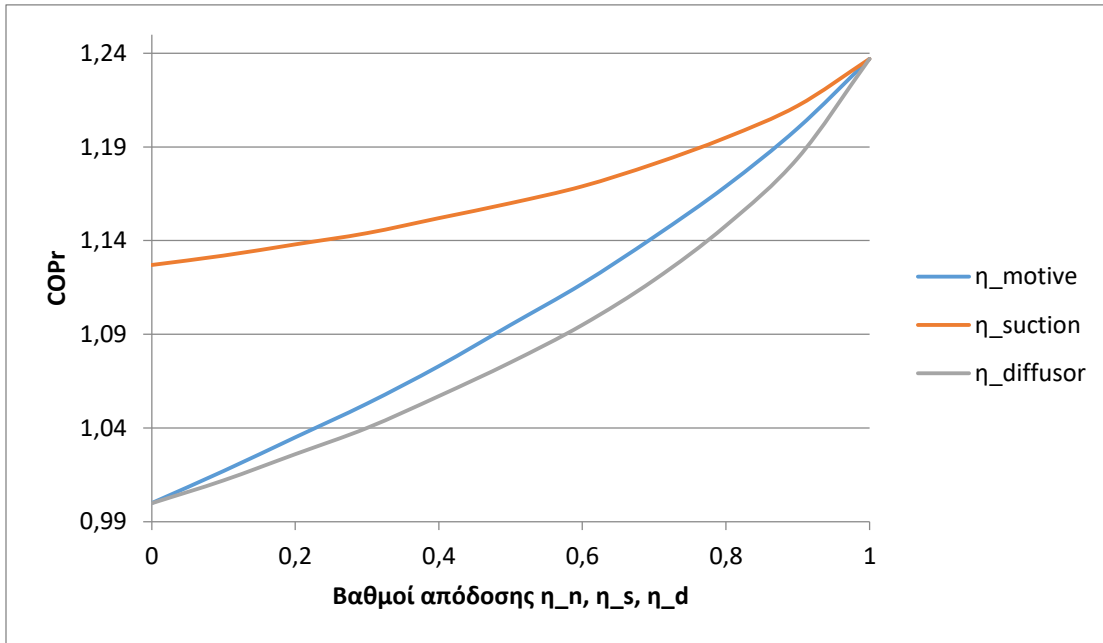
Το **Σχήμα 5.18** παρουσιάζει τη βέλτιστη πίεση ανάμειξης στη θέση 10 (τέλος ανάμειξης) σε σχέση με τους βαθμούς απόδοσης του ακροφυσίου. Η πίεση παραμένει σταθερή για όλα τα ψυκτικά ρευστά μέχρι βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα 0,7, ενώ στη συνέχεια μειώνονται απότομα όσο η απόδοση πλησιάζει την ιδανική της τιμή (1). Τη μεγαλύτερη πτώση παρουσιάζει το R1234yf. Πρέπει να τονιστεί ότι η κατανομή της πίεσης του R600a σε όλο το εύρος των βαθμών απόδοσης του εγχυτήρα είναι περίπου υποδιπλάσια των πιέσεων των άλλων δύο ψυκτικών. Η χρήση της βέλτιστης πίεσης ανάμειξης για αποδόσεις εγχυτήρα ίσες με 1 έχει ως αποτέλεσμα να παρουσιάζονται μεγάλες απώλειες κατά την εκτόνωση και επανασυμπίεση των ροών. Η επιλογή της βέλτιστης πίεσης ανάμειξης γίνεται με συμβιβασμό μεταξύ των απωλειών ανάμειξης και των απωλειών του εγχυτήρα (στα ακροφύσια και το διαχύτη).



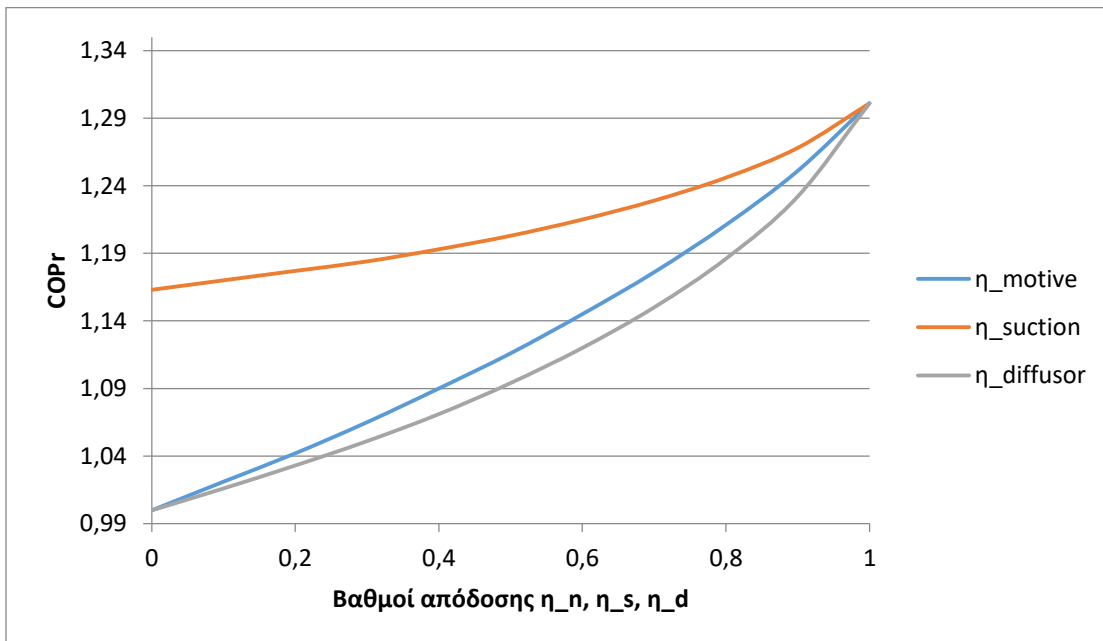
**Σχήμα 5.18:**  $P_{10}$  σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για R134a, R1234yf και R600a

Τα **Σχήματα 5.19-5.21** δείχνουν την μεταβολή του COP<sub>r</sub> σε σχέση με κάθε βαθμό απόδοσης του εγχυτήρα (κύριου και δευτερεύοντος ακροφυσίου και διαχύτη) ξεχωριστά. Σε κάθε μεταβολή του εκάστοτε βαθμού απόδοσης, οι άλλοι θεωρούνται ίσοι με 1 (ιδανικοί). Τη μεγαλύτερη μεταβολή στο COP<sub>r</sub> δημιουργεί η αύξηση του βαθμού απόδοσης του διαχύτη με δεύτερη να ακολουθεί αυτή του κυρίως ακροφυσίου και τη μικρότερη με διαφορά αυτή του δευτερεύοντος ακροφυσίου, καθώς η πίεση ανάμειξης

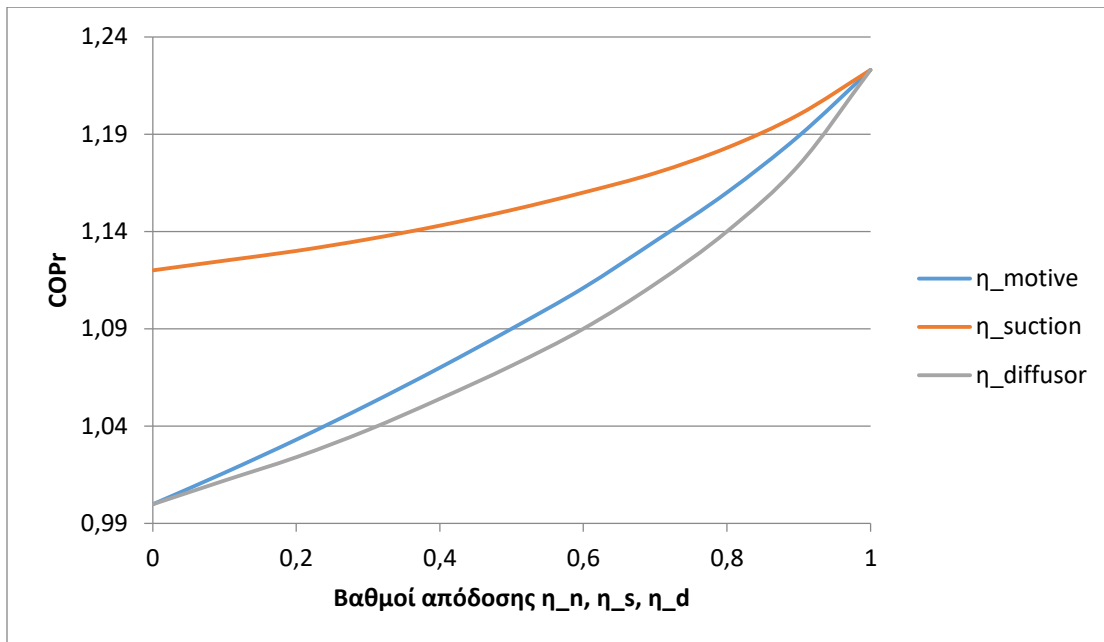
μπορεί να αυξηθεί, ώστε να αντισταθμίσει τη μειωμένη απόδοση του δευτερεύοντος ακροφυσίου.



Σχήμα 5.19: COPr σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R134a

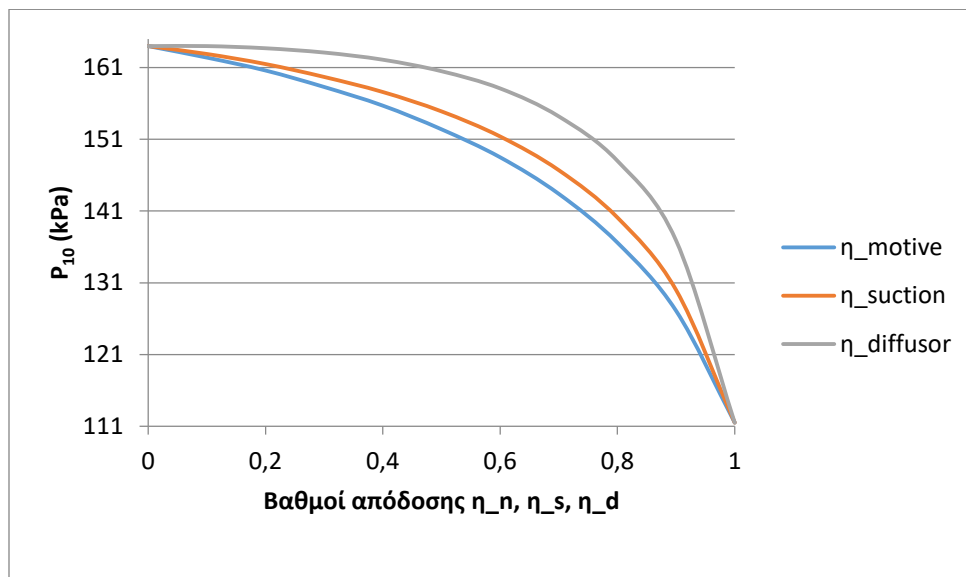


Σχήμα 5.20: COPr σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R1234yf

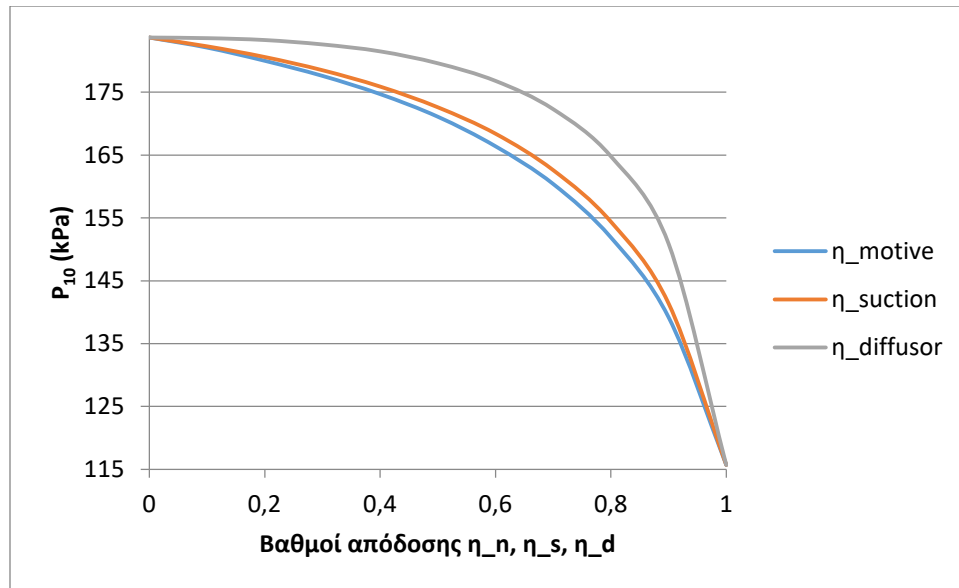


Σχήμα 5.21: COPr σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R600a

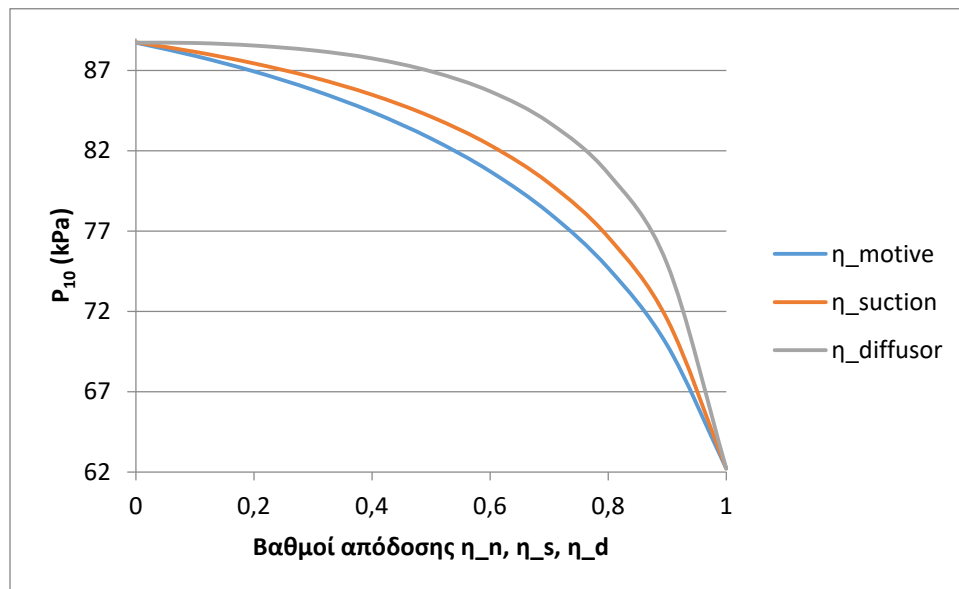
Τα Σχήματα 5.22-5.24 δείχνουν την μεταβολή της βέλτιστης πίεσης ανάμειξης σε σχέση με κάθε βαθμό απόδοσης του εγχυτήρα (κύριου και δευτερεύοντος ακροφυσίου και διαχύτη) ξεχωριστά. Σε κάθε μεταβολή του εκάστοτε βαθμού απόδοσης, οι άλλοι θεωρούνται ίσοι με 1 (ιδανικοί). Τη μεγαλύτερη επιρροή στη  $P_{10}$  δημιουργεί η αύξηση του βαθμού απόδοσης του διαχύτη με δεύτερη να ακολουθεί αυτή του δευτερεύοντος ακροφυσίου και τη μικρότερη αυτή του κυρίως ακροφυσίου.



Σχήμα 5.22:  $P_{10}$  σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R134a



Σχήμα 5.23:  $P_{10}$  σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R1234yf

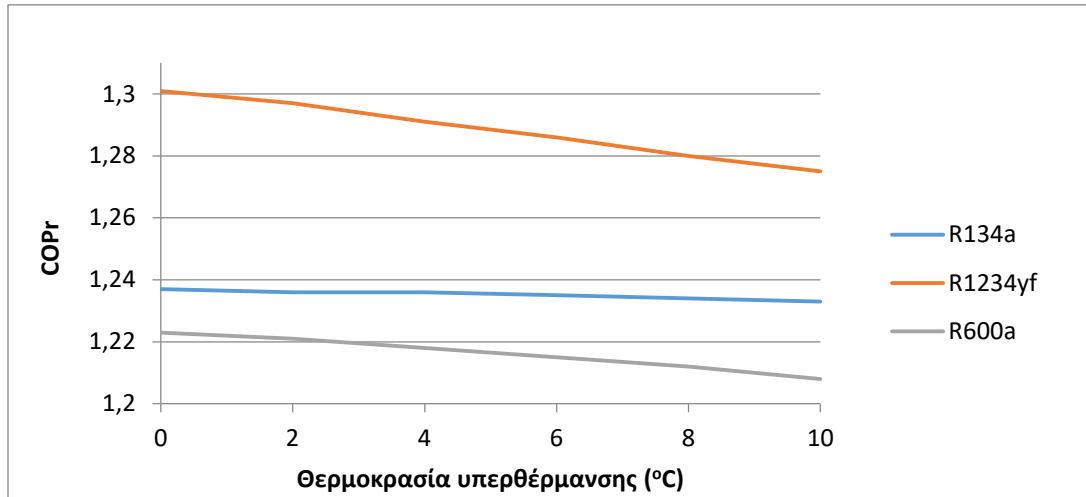


Σχήμα 5.24:  $P_{10}$  σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R600a

Στην παρούσα εργασία, για λόγους πληρότητας, εξετάστηκαν επίσης και οι περιπτώσεις υπερθέρμανσης και υπόψυξης του εργαζόμενου μέσου, έτσι ώστε να ελεγχθεί η επίδραση τους στα  $COP_r$ , COP και  $P_{10}$ .

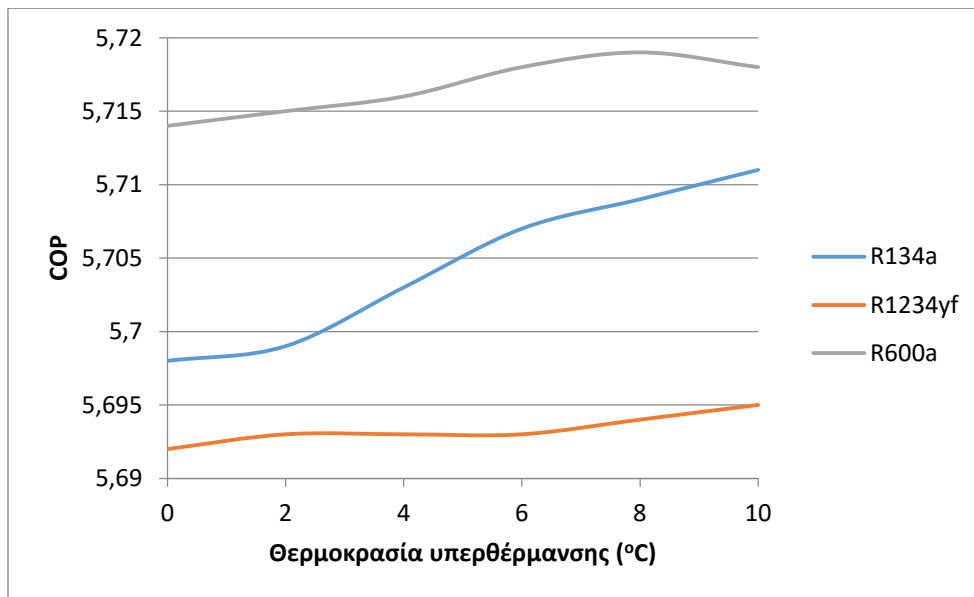
Στο Σχήμα 5.25 παρουσιάζεται η επίδραση της υπερθέρμανσης στο  $COP_r$  για τα τρία επιλεχθέντα ψυκτικά ρευστά. Με την αύξηση της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης, το

COP<sub>r</sub> ελαττωνόταν γραμμικά για τα R1234yf και R600a, ενώ για το R134a παρέμενε περίπου σταθερό.



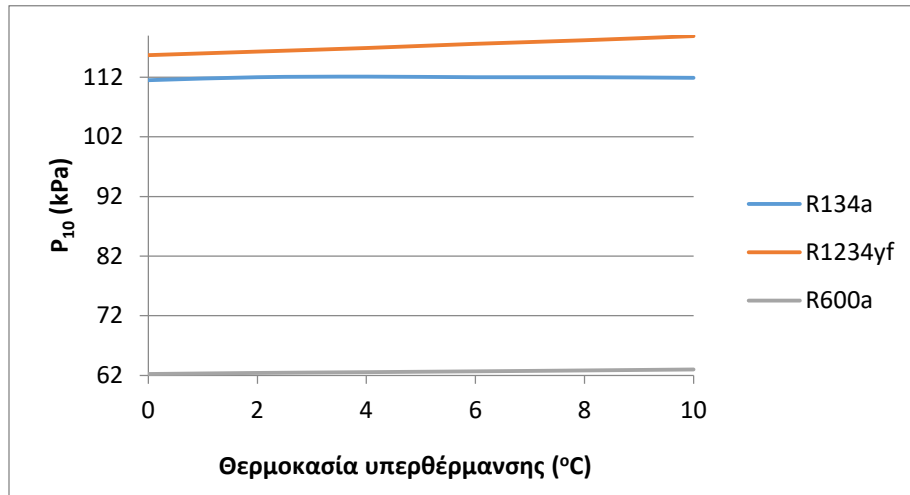
Σχήμα 5.25: COP<sub>r</sub> προς τη θερμοκρασία υπερθέρμανσης

Στο Σχήμα 5.26 παρουσιάζεται η επίδραση της υπερθέρμανσης στο COP για τα τρία επιλεχθέντα ψυκτικά ρευστά. Με την αύξηση της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης, το COP αυξάνεται ελάχιστα για όλα τα ψυκτικά ρευστά με διαφορετικό ρυθμό. Η μορφή των καμπυλών είναι τέτοια εξαιτίας της μικρής κλίμακας στον άξονα γ.



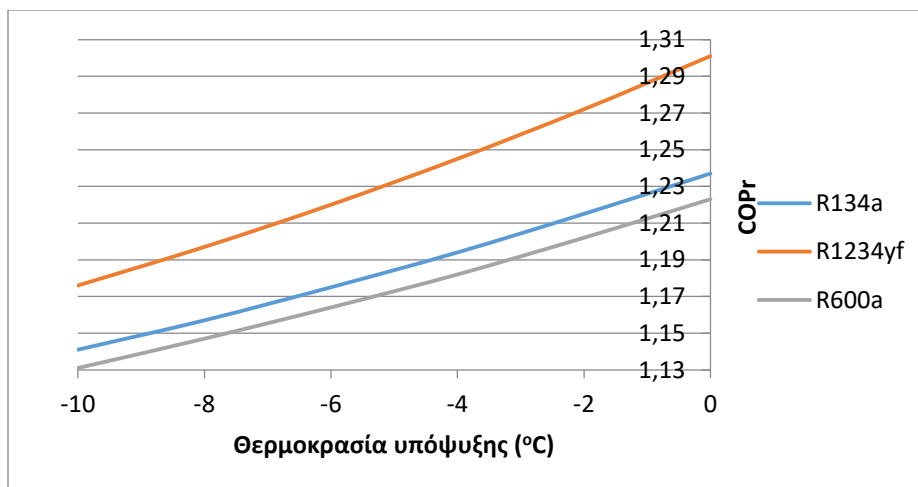
Σχήμα 5.26: COP προς τη θερμοκρασία υπερθέρμανσης

Στο **Σχήμα 5.27** παρουσιάζεται η επίδραση της υπερθέρμανσης στην πίεση ανάμειξης για τα τρία επιλεγθέντα ψυκτικά ρευστά. Με την αύξηση της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης, η  $P_{10}$  παραμένει σχεδόν αμετάβλητη για το R134a και R600a και αυξάνεται γραμμικά με πολύ μικρό ρυθμό για το R1234yf.



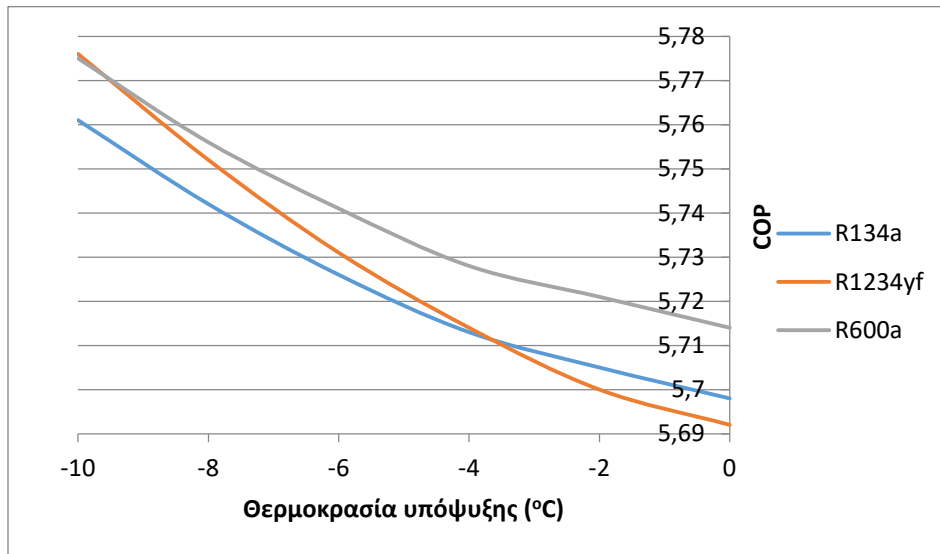
**Σχήμα 5.27:**  $P_{10}$  προς τη θερμοκρασία υπερθέρμανσης

Στο **Σχήμα 5.28** φαίνεται η επίδραση της υπόψυξης στο  $COP_r$  για τα τρία επιλεγθέντα ψυκτικά ρευστά. Με τη μείωση της θερμοκρασίας υπόψυξης (δηλαδή αύξηση της υπόψυξης), το  $COP_r$  μειώνεται γραμμικά και για τα τρία ψυκτικά, με το ποσοστό της μείωσης του να είναι της τάξης του 8% για το R134a και το R600a και 10% για το R1234yf.



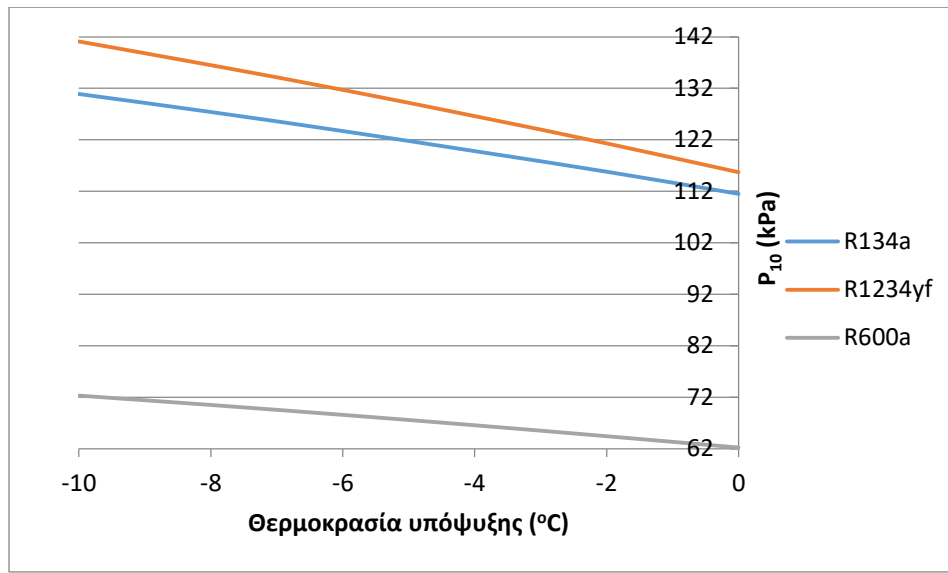
**Σχήμα 5.28:**  $COP_r$  προς τη θερμοκρασία υπόψυξης

Στο **Σχήμα 5.29** φαίνεται η επίδραση της υπόψυξης στο COP για τα τρία επιλεχθέντα ψυκτικά ρευστά. Με τη μείωση της θερμοκρασίας υπόψυξης (δηλαδή αύξηση της υπόψυξης), το COP αυξάνεται εκθετικά και για τα τρία ψυκτικά. Αξίζει να σημειωθεί ότι, ενώ το COP για το R1234yf ήταν το μικρότερο των τριών χωρίς υπόψυξη, ανταγωνίζεται το R600a στην ελάχιστη μελετηθείσα θερμοκρασία υπόψυξης ( $-10^{\circ}\text{C}$ ).



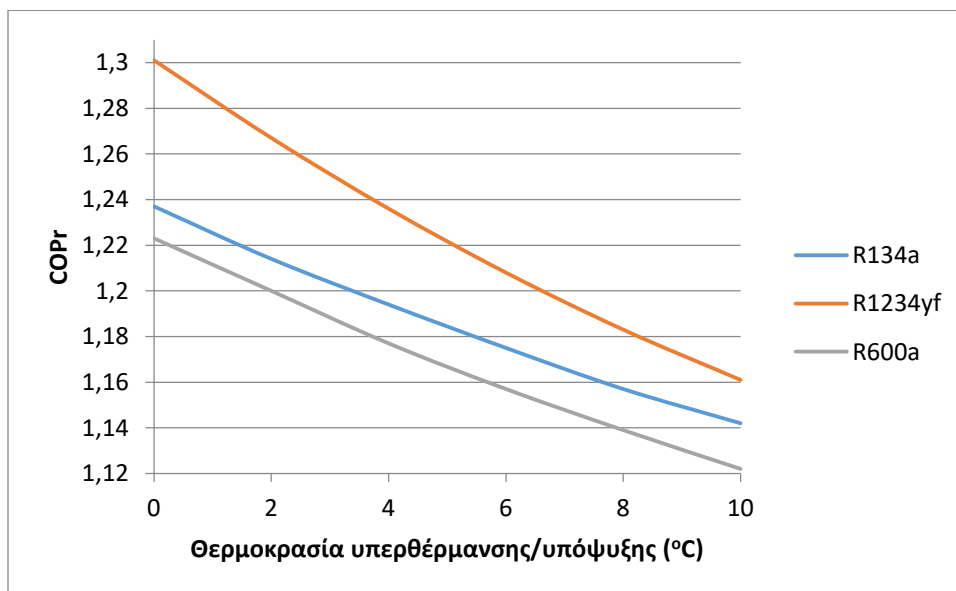
**Σχήμα 5.29:** COP προς τη θερμοκρασία υπόψυξης

Στο **Σχήμα 5.30** παρουσιάζεται η επίδραση της υπόψυξης στην πίεση ανάμειξης για τα τρία επιλεχθέντα ψυκτικά ρευστά. Με τη μείωση της θερμοκρασίας υπερθέρμανσης, η  $P_{10}$  αυξάνεται γραμμικά και για τα τρία ψυκτικά, με τη μεγαλύτερη αύξηση να παρατηρείται στο R1234yf (21%).



Σχήμα 5.30: P<sub>10</sub> προς τη θερμοκρασία υπόψυξης

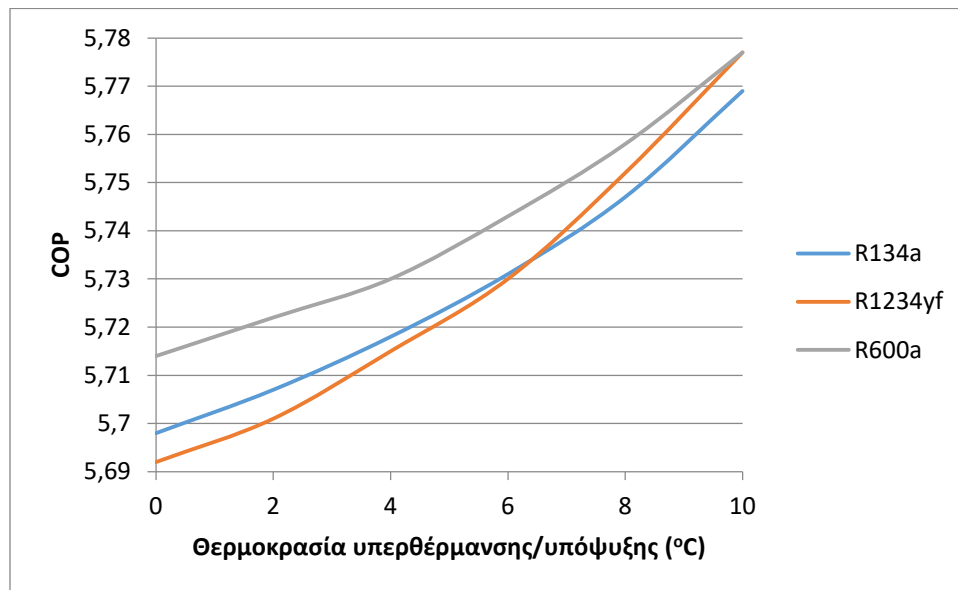
Στο **Σχήμα 5.31** φαίνεται η επίδραση του συνδυασμού υπερθέρμανσης και υπόψυξης στο COP<sub>r</sub> για τα τρία επιλεχθέντα ψυκτικά ρευστά. Οι θερμοκρασίες υπερθέρμανσης και υπόψυξης έχουν τις ίδιες απόλυτες τιμές σε κάθε μεταβολή. Με την αύξηση της μεταβολής των θερμοκρασιών, το COP<sub>r</sub> μειώνεται και για τα τρία ψυκτικά, με το ποσοστό της μείωσης του να είναι της τάξης του 8% για το R134a και το R600a και 11% για το R1234yf.



Σχήμα 5.31: COP<sub>r</sub> προς τις θερμοκρασίες υπερθέρμανσης και υπόψυξης

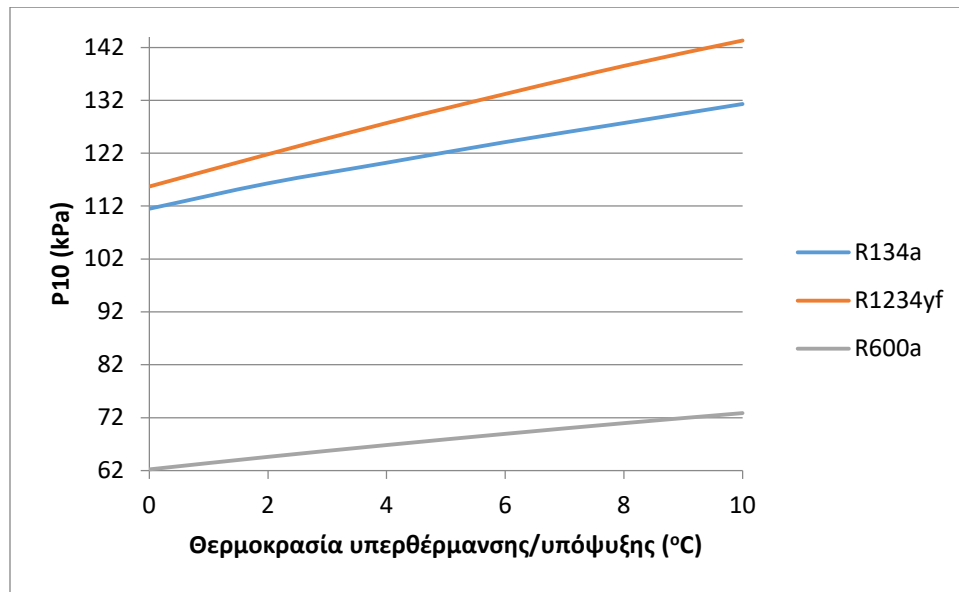


Στο **Σχήμα 5.32** φαίνεται η επίδραση του συνδυασμού υπερθέρμανσης και υπόψυξης στο COP για τα τρία επιλεχθέντα ψυκτικά ρευστά. Οι θερμοκρασίες υπερθέρμανσης και υπόψυξης έχουν τις ίδιες απόλυτες τιμές σε κάθε μεταβολή. Με την αύξηση της μεταβολής των θερμοκρασιών, το COP αυξάνεται εκθετικά και για τα τρία ψυκτικά. Αξίζει να σημειωθεί ότι, ενώ το COP για το R1234yf ήταν το μικρότερο των τριών χωρίς υπερθέρμανση και υπόψυξη, ανταγωνίζεται το R600a στην μέγιστη μελετηθείσα θερμοκρασία μεταβολής (10°C κατ' απόλυτη τιμή).



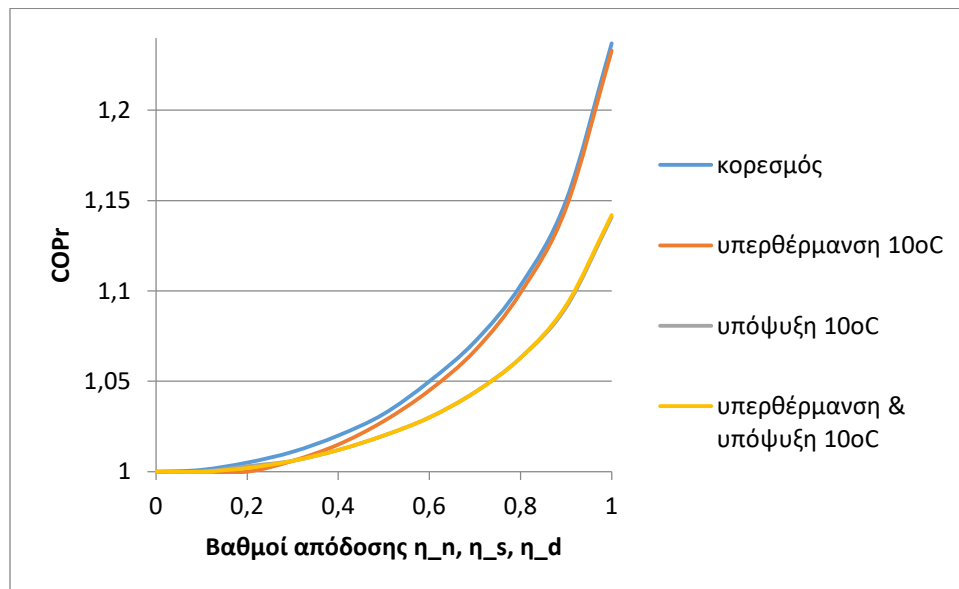
**Σχήμα 5.32:** COP προς τις θερμοκρασίες υπερθέρμανσης και υπόψυξης

Στο **Σχήμα 5.33** παρουσιάζεται η επίδραση του συνδυασμού υπερθέρμανσης και υπόψυξης στην πίεση ανάμειξης για τα τρία επιλεχθέντα ψυκτικά ρευστά. Οι θερμοκρασίες υπερθέρμανσης και υπόψυξης έχουν τις ίδιες απόλυτες τιμές σε κάθε μεταβολή. Με την αύξηση της μεταβολής των θερμοκρασιών, η  $P_{10}$  αυξάνεται και για τα τρία ψυκτικά, με τη μεγαλύτερη αύξηση να παρατηρείται στο R1234yf (24%).

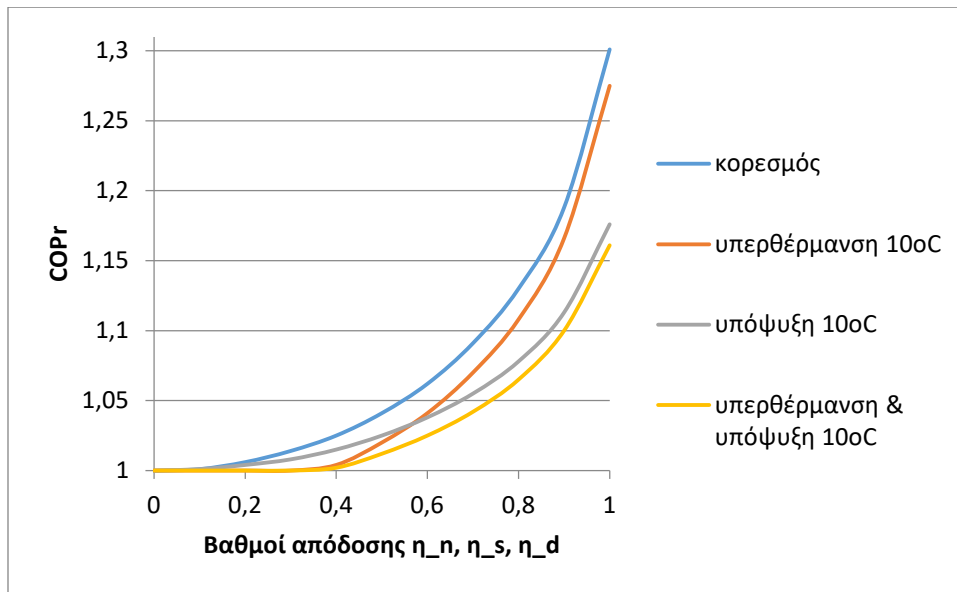


Σχήμα 5.33: P<sub>10</sub> προς τις θερμοκρασίες υπερθέρμανσης και υπόψυξης

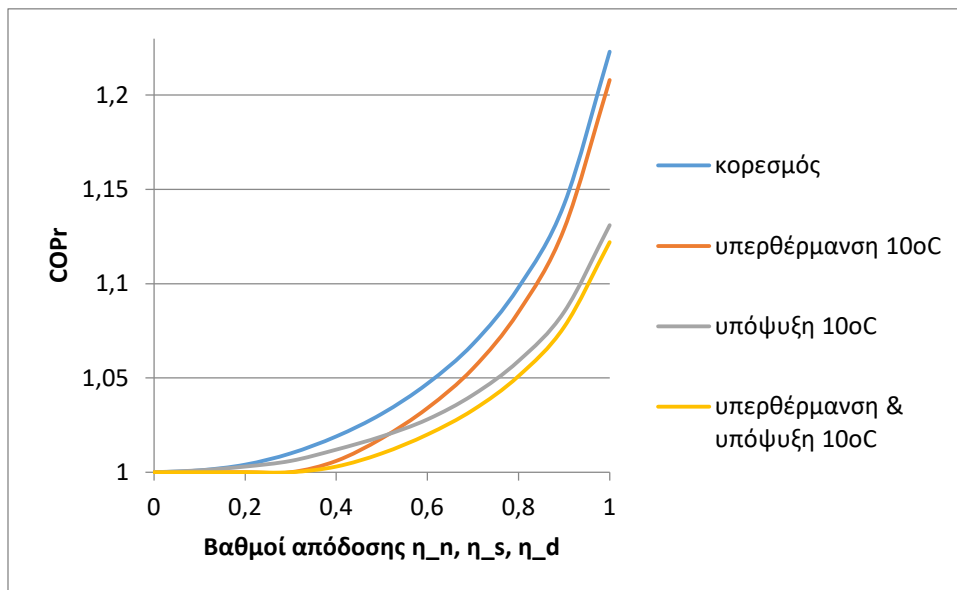
Τα Σχήματα 5.34-5.36 δείχνουν τη μεταβολή του COP<sub>r</sub> σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης του εγχυτήρα για υπερθέρμανση, υπόψυξη και συνδυασμό αυτών κατά την ίδια απόλυτη μεταβολή θερμοκρασίας. Η υπερθέρμανση επιφέρει απειροελάχιστη αλλαγή ενώ η υπόψυξη αρνητική αλλαγή (μείωση) στο COP<sub>r</sub> σε όλα τα επιλεχθέντα ψυκτικά.



Σχήμα 5.34: COP<sub>r</sub> σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για R134a

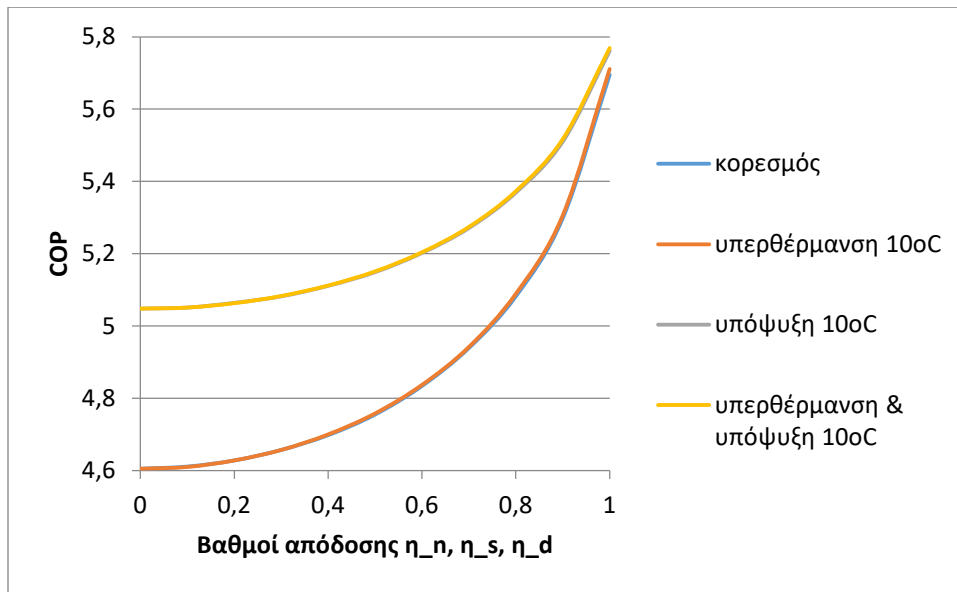


**Σχήμα 5.35:** COPr σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για R1234yf

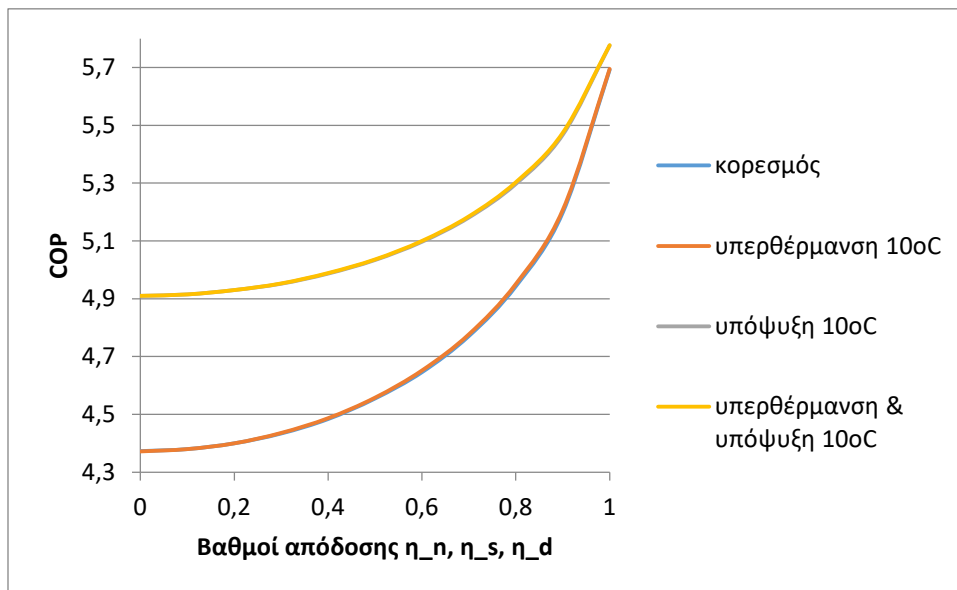


**Σχήμα 5.36:** COPr σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για R600a

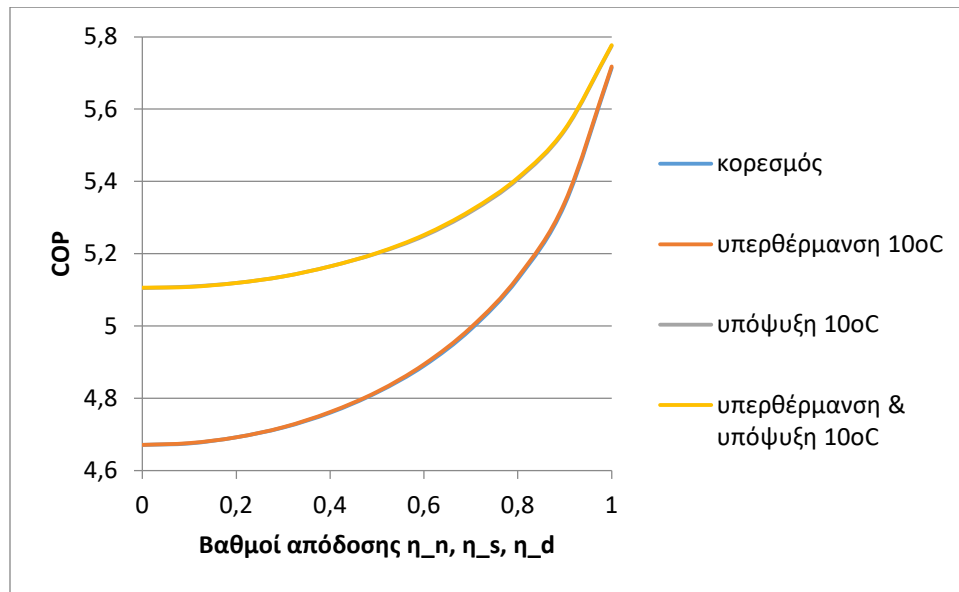
Τα Σχήματα 5.37-5.39 δείχνουν τη μεταβολή του COP σε συναρτηση με τους βαθμούς απόδοσης του εγχυτήρα για υπερθέρμανση, υπόψυξη και συνδυασμό αυτών κατά την ίδια απόλυτη μεταβολή θερμοκρασίας. Η υπερθέρμανση δεν επιφέρει καμία αλλαγή ενώ η υπόψυξη βελτιώνει το COP σε όλα τα επιλεχθέντα ψυκτικά.



Σχήμα 5.37: COP σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για R134a

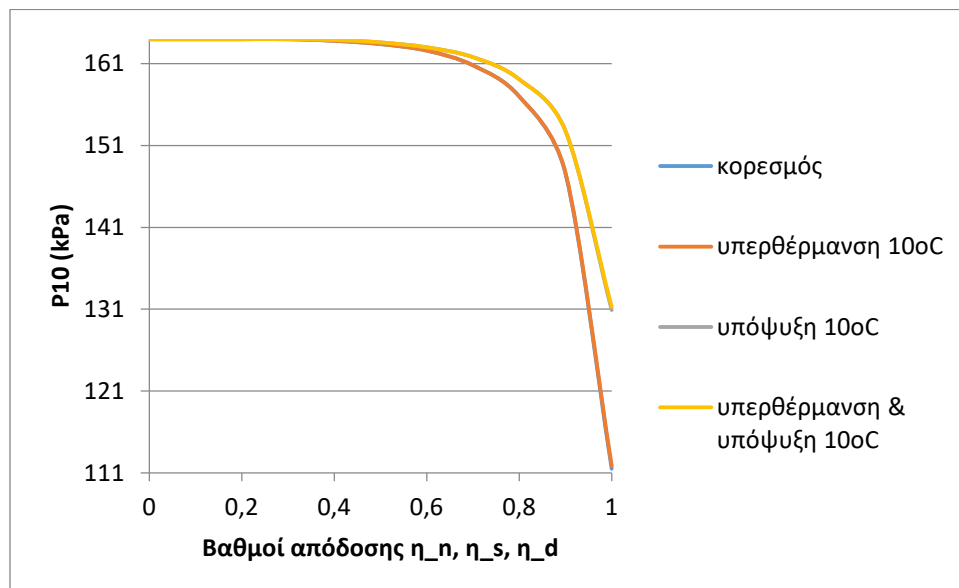


Σχήμα 5.38: COP σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για R1234yf

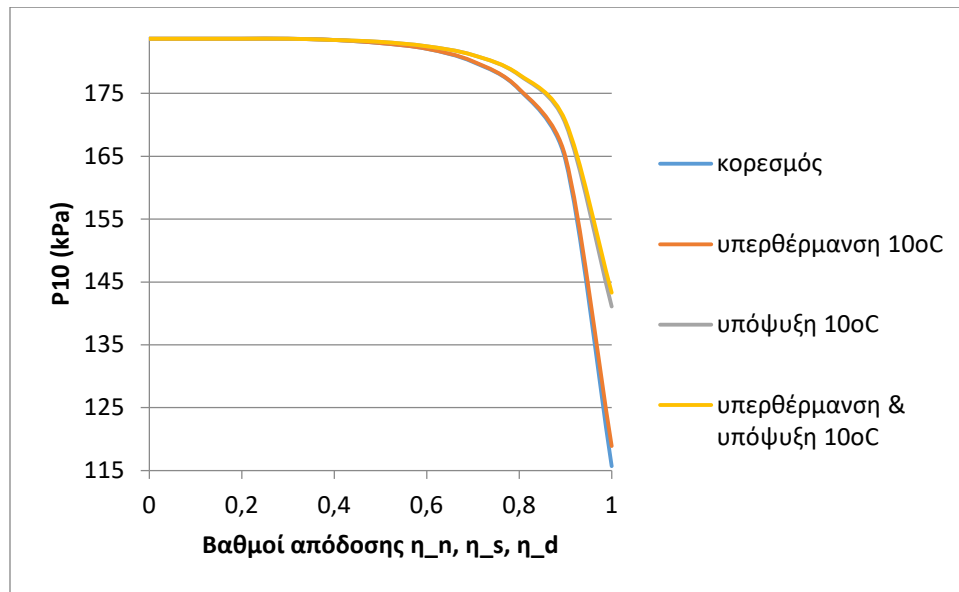


Σχήμα 5.39: COP σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για R600a

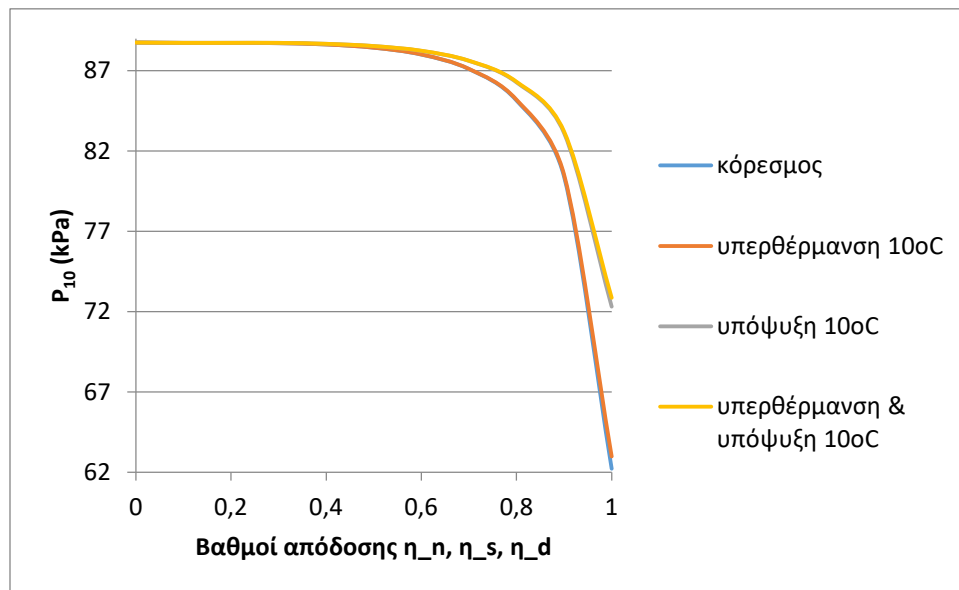
Τα Σχήματα 5.40-5.42 δείχνουν τη μεταβολή της πίεσης ανάμειξης σε συναρτηση με τους βαθμούς απόδοσης του εγχυτήρα για υπερθέρμανση, υπόψυξη και συνδυασμό αυτών κατά την ίδια απόλυτη μεταβολή θερμοκρασίας. Η υπερθέρμανση δεν επιφέρει καμία αλλαγή ενώ η υπόψυξη αυξάνει ελαφρώς την  $P_{10}$  σε όλα τα επιλεχθέντα ψυκτικά.



Σχήμα 5.40:  $P_{10}$  σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για R134a

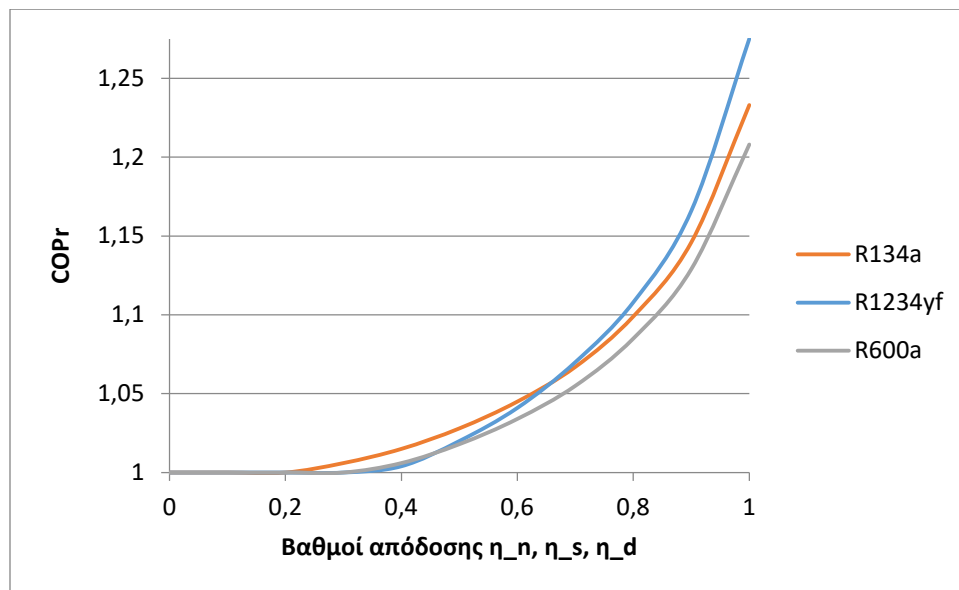


Σχήμα 5.41:  $P_{10}$  σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για R1234yf

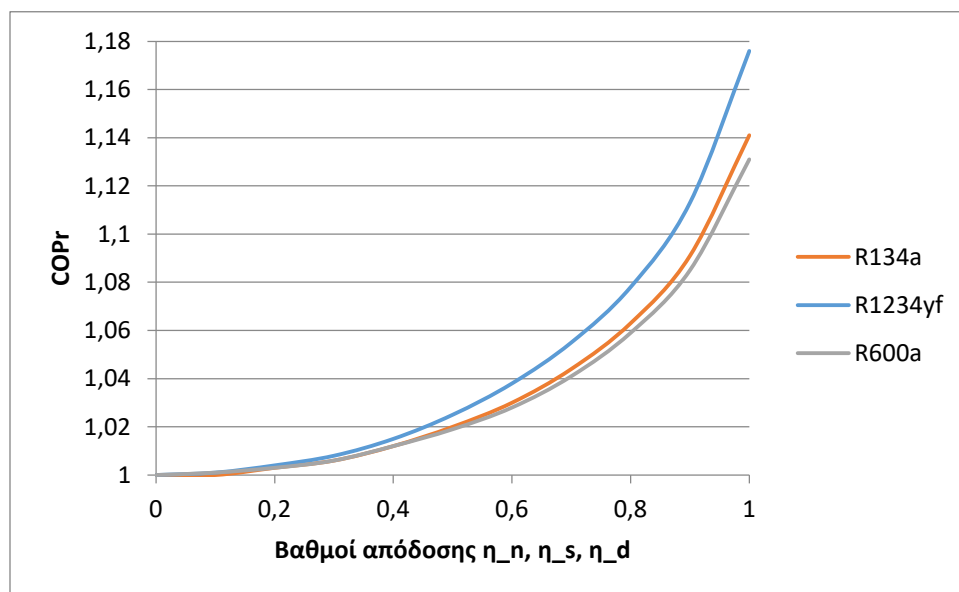


Σχήμα 5.42:  $P_{10}$  σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για R600a

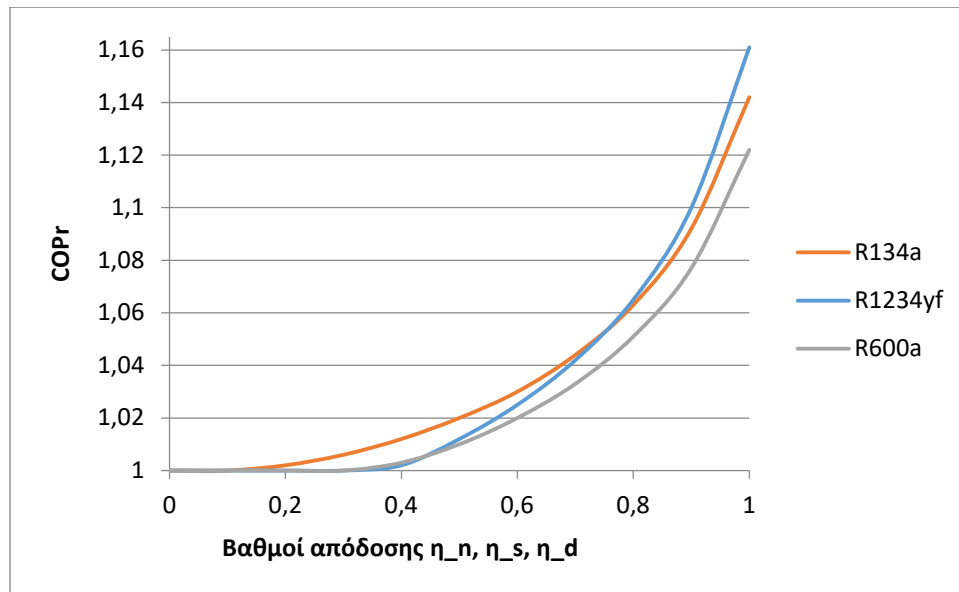
Τα Σχήματα 5.43-5.45 παρουσιάζουν τη μεταβολή στο  $COP_r$  σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης του εγχυτήρα για τα τρία επιλεχθέντα ψυκτικά. Όπως και στην κατάσταση κορεσμένου ατμού και υγρού, το R1234yf έχει το υψηλότερο  $COP_r$ , με εξαίρεση τις περιπτώσεις υπερθέρμανσης και συνδυασμού (υπερθέρμανσης-υπόψυξης) στους χαμηλούς βαθμούς απόδοσης του εγχυτήρα.



Σχήμα 5.43: COPr σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για υπερθέρμανση 10°C

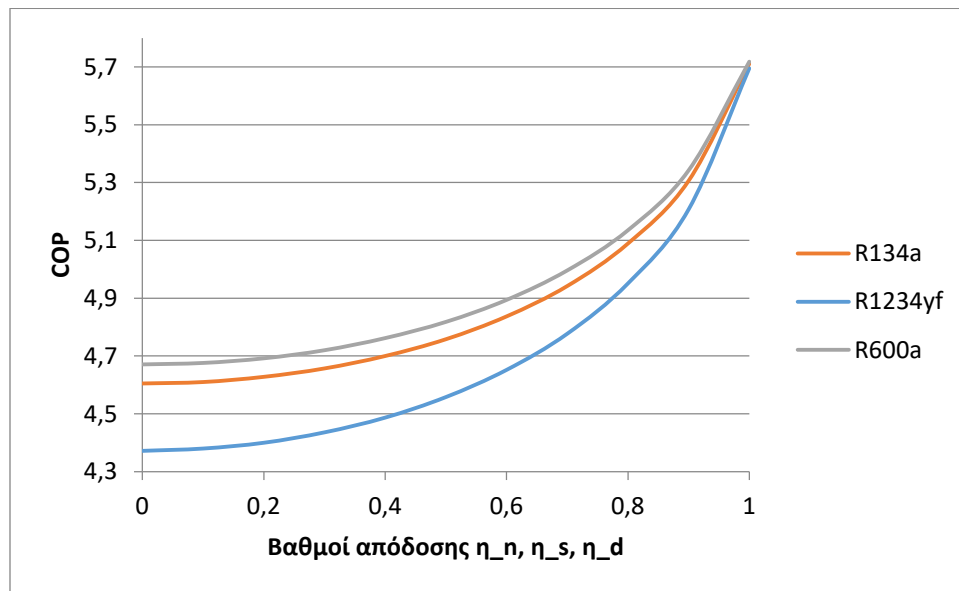


Σχήμα 5.44: COPr σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για υπόψυξη 10°C



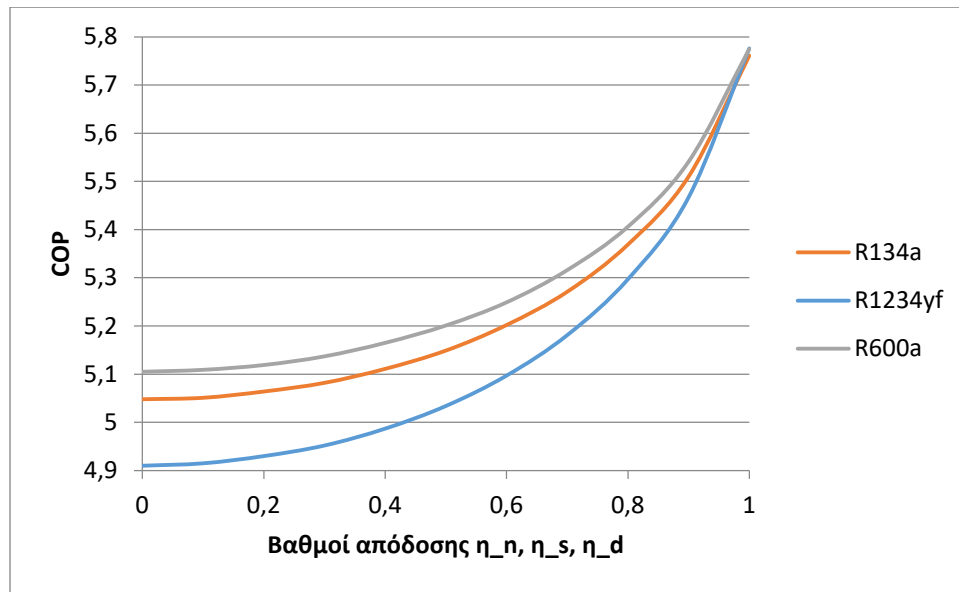
**Σχήμα 5.45:** COPr σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για υπερθέρμανση & υπόψυξη 10°C

Τα Σχήματα 5.46-5.48 παρουσιάζουν τη μεταβολή στο COP σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης του εγχυτήρα για τα τρία επιλεχθέντα ψυκτικά. Όπως και στην κατάσταση κορεσμένου ατμού και υγρού, το R600a έχει το υψηλότερο COP, ενώ το R1234yf το χαμηλότερο.

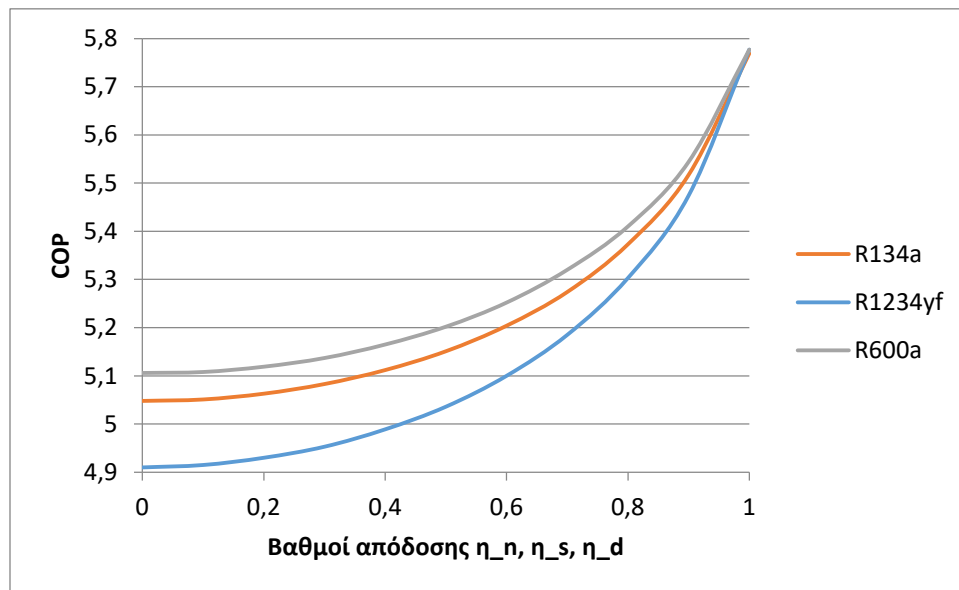


**Σχήμα 5.46:** COP σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για υπερθέρμανση 10°C



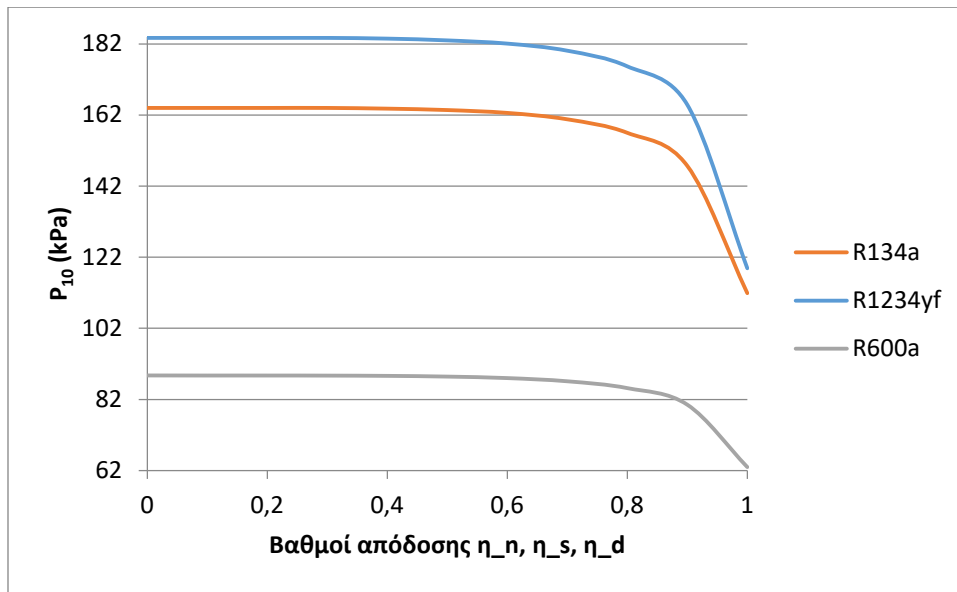


Σχήμα 5.47: COP σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για υπόψυξη 10°C

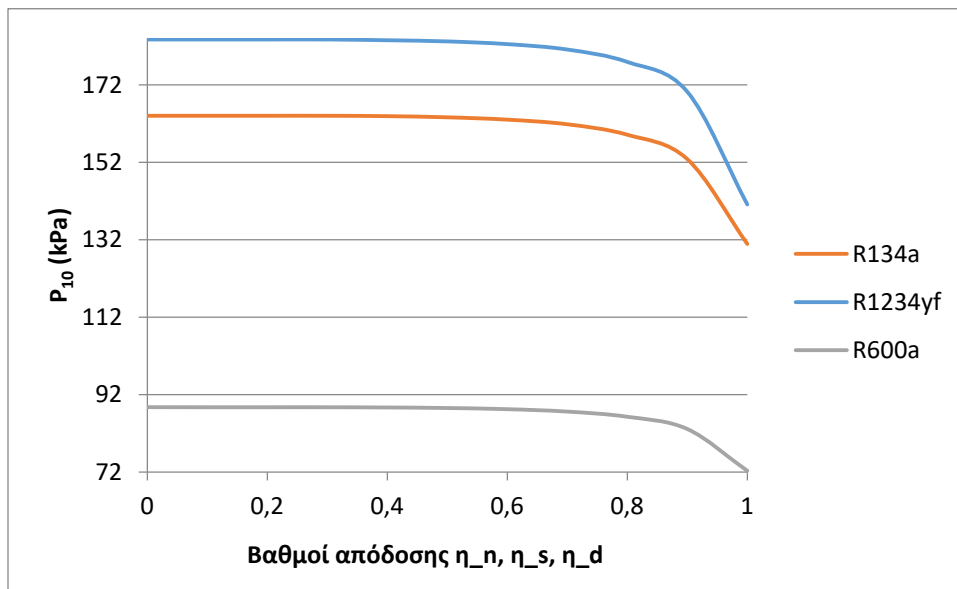


Σχήμα 5.48: COP σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για υπερθέρμανση & υπόψυξη 10°C

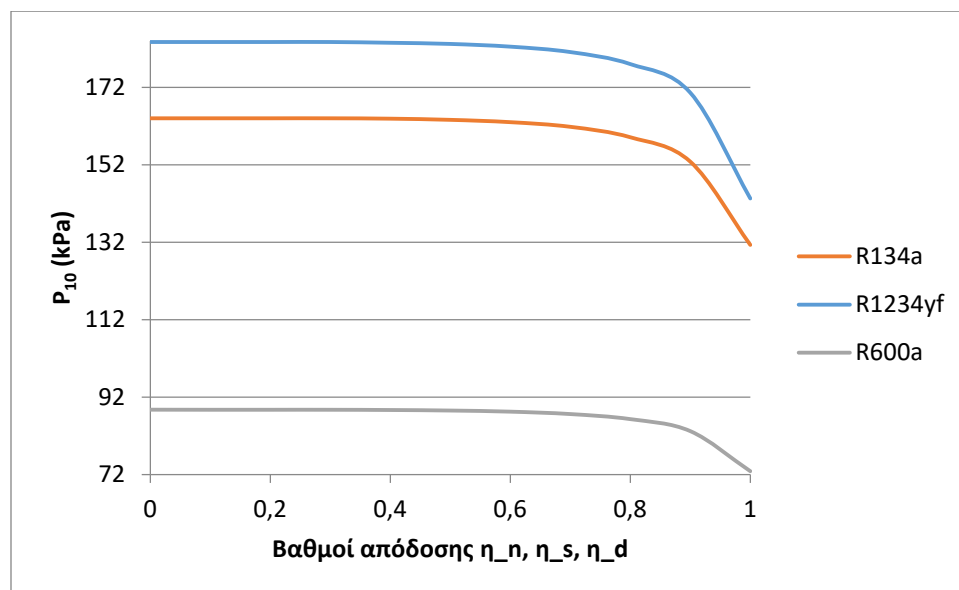
Τα Σχήματα 5.49-5.51 παρουσιάζουν τη μεταβολή στην πίεση αναρρόφησης σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης του εγχυτήρα για τα τρία επιλεχθέντα ψυκτικά. Για χαμηλούς βαθμούς απόδοσης (μέχρι περίπου 0,7) οι  $P_{10}$  παραμένουν σταθερές, ενώ για μεγαλύτερους μειώνονται. Όπως και στην κατάσταση κορεσμένου ατμού και υγρού, το R1234yf έχει την υψηλότερη  $P_{10}$ , ενώ το R600a τη χαμηλότερη με διαφορά.



Σχήμα 5.49:  $P_{10}$  σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για υπερθέρμανση  $10^{\circ}\text{C}$



Σχήμα 5.50:  $P_{10}$  σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για υπόψυξη  $10^{\circ}\text{C}$



**Σχήμα 5.51:**  $P_{10}$  σε συνάρτηση με τους βαθμούς απόδοσης εγχυτήρα για υπερθέρμανση & υπόψυξη  $10^{\circ}\text{C}$

Για λόγους πληρότητας, στο **Παράρτημα Α** παρουσιάζονται αναλυτικά αποτελέσματα του COPr και της πίεσης ανάμειξης σε συνάρτηση με το βαθμό απόδοσης του κυρίως και δευτερεύοντος ακροφυσίου και του διαχύτη, για τα τρία επιλεχθέντα ψυκτικά ρευστά για υπερθέρμανση, υπόψυξη και συνδυασμό αυτών. Ο σχολιασμός τους ακολουθεί τις παρατηρήσεις που επισημάνθηκαν σε όλα τα παραπάνω διαγράμματα.

## 5.2 Ανάλυση ψυκτικού κύκλου με προσθήκη λέβητα (boiler) και χρήση εγχυτήρα

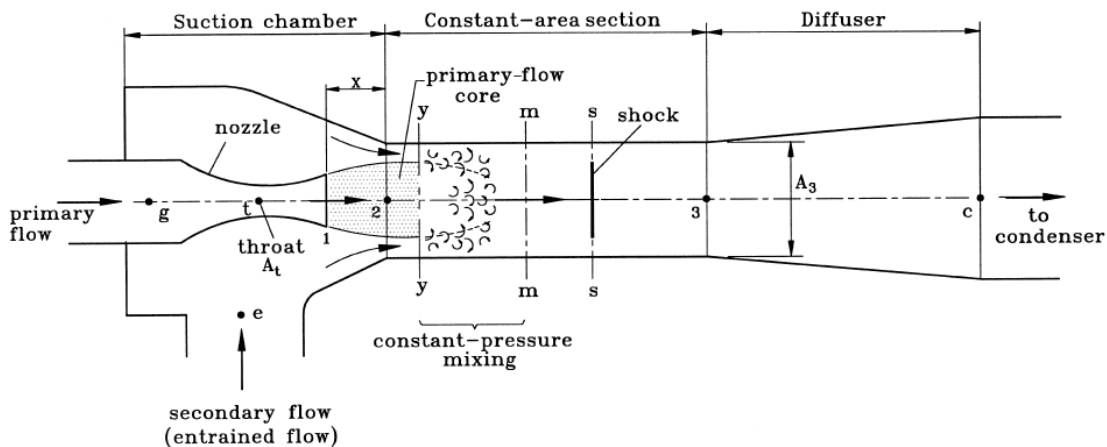
### 5.2.1 Μονοδιάστατο μοντέλο κατά Huang

#### 5.2.1.1 Ανάλυση απόδοσης εγχυτήρα

Οι Keenan et al. (6) υπέθεσαν ότι η ανάμειξη των δύο ρευμάτων λαμβάνει χώρα με σταθερή ή ομοιόμορφη πίεση από την έξοδο του ακροφυσίου στην είσοδο του τμήματος σταθερής διατομής. Οι Munday και Bagster (7) υπέθεσαν ότι μετά την εκτόνωση από το ακροφύσιο, η κύρια ροή διέρχεται χωρίς να αναμιγνύεται με την δευτερεύουσα

ροή και δημιουργεί ένα συγκλίνοντα αγωγό για την παρασυρόμενη ροή (δευτερεύουσα). Αυτός ο αγωγός λειτουργεί ως ένα συγκλίνον ακροφύσιο έτσι ώστε η παρασυρόμενη ροή να επιταχύνεται μέχρι να φτάσει την ηχητική ταχύτητα σε κάποιο σημείο, δηλαδή στον υποθετικό λαιμό (ελάχιστη διατομή). Μετά από αυτό το σημείο, η ανάμειξη των δύο ρευμάτων ξεκινά με ομοιόμορφη πίεση. Μια υποθετική περιοχή λαιμού η ονομαζόμενη και ως «αποτελεσματική περιοχή: effective area  $A_e$ » (7) (30) ορίστηκε για τη δευτερεύουσα ροή στη κρίσιμη λειτουργία. Οι Huang et al. (30) προσδιόρισε περαιτέρω πειραματικά την υποθετική περιοχή του λαιμού  $A_e$  για τον εγχυτήρα R113.

Στη μελέτη τους, υποθέτουν ότι ο υποθετικός λαιμός εμφανίζεται μέσα στο τμήμα σταθερής διατομής του εγχυτήρα και επομένως, η ανάμειξη δύο ρευμάτων γίνεται μέσα στο τμήμα σταθερής διατομής με ομοιόμορφη πίεση. Το **Σχήμα 5.52** είναι ένα σχηματικό διάγραμμα που δείχνει τη διεργασία ανάμειξης των δύο ρευμάτων στον εγχυτήρα.



**Σχήμα 5.52:** Σχηματικό διάγραμμα της λειτουργίας του εγχυτήρα (11)

Στην ανάλυση του αναφέρουν τις ακόλουθες παραδοχές:

1. Το εργαζόμενο ρευστό είναι ιδανικό αέριο με σταθερές ιδιότητες  $C_p$  και  $\gamma$ .
2. Η ροή στο εσωτερικό του εγχυτήρα είναι σταθερή και μονοδιάστατη.
3. Η κινητική ενέργεια στις εισόδους του πρωτεύοντος, και δευτερεύοντος ακροφυσίου καθώς και στην έξοδο του διαχύτη είναι αμελητέα.
4. Για απλότητα, κατά την εφαρμογή του 1-D υπολογισμού, οι ισεντροπικές σχέσεις χρησιμοποιούνται απλοποιημένες. Σε μια μη ιδανική διεργασία, πρέπει να ληφθούν υπόψη οι απώλειες λόγω τριβών και ανάμειξης χρησιμοποιώντας ορισμένους συντελεστές που εισάγονται στις ισεντροπικές σχέσεις. Αυτοί οι συντελεστές σχετίζονται με την ισεντροπική απόδοση και πρέπει να προσδιοριστούν πειραματικά.

5. Μετά την εκτόνωση από το ακροφύσιο, η κύρια ροή εξέρχεται προς τα έξω χωρίς να αναμιγνύεται με τη δευτερεύουσα ροή μέχρι κάποια διατομή  $\gamma-\gamma$  (υποθετικός λαιμός) που βρίσκεται μέσα στο τμήμα σταθερής διατομής.
6. Τα δύο ρεύματα αρχίζουν να αναμιγνύονται στη διατομή  $\gamma-\gamma$  (υποθετικός λαιμός) με ομοιόμορφη πίεση, δηλαδή  $P_{py} = P_{sy}$ , πριν από το κύμα κρούσης που εμφανίζεται στη διατομή  $s-s$ .
7. Η δευτερεύουσα ροή είναι στραγγαλισμένη στη διατομή  $\gamma-\gamma$  (υποθετικός λαιμός).
8. Το εσωτερικό τοίχωμα του εγχυτήρα είναι αδιαβατικό.

### 5.2.1.2 Εξισώσεις που διέπουν το μοντέλο κατά Huang

#### Ροή διαμέσου του κύριου ακροφυσίου

Για μια δεδομένη πίεση ανακοπής εισόδου  $P_g$  και θερμοκρασία  $T_g$ , η παροχή μάζας εντός του ακροφυσίου σε κατάσταση στραγγαλισμού ακολουθεί τις εξισώσεις αεριοδυναμικής:

$$\dot{m}_p = \frac{P_g \cdot A_t}{\sqrt{T_g}} * \sqrt{\frac{\gamma}{R} * \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} * \sqrt{\eta_p}} \quad (5.34)$$

όπου  $\eta_p$  είναι ένας συντελεστής που σχετίζεται με την ισοεντροπική απόδοση της συμπιεστής ροής στο ακροφύσιο. Οι σχέσεις αεριοδυναμικής μεταξύ του αριθμού Mach στην έξοδο του πρωτεύοντος ακροφυσίου  $M_{p1}$ , της διατομής εξόδου του  $A_{p1}$  και της πίεσης  $P_{p1}$  είναι, χρησιμοποιώντας ισοεντροπικές σχέσεις ως προσέγγιση,

$$\left(\frac{A_{p1}}{A_t}\right)^2 \approx \frac{1}{M_{p1}^2} * \left[\frac{2}{\gamma+1} * \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} * M_{p1}^2\right)\right]^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \quad (5.35)$$

$$\frac{P_g}{P_{p1}} \approx \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} * M_{p1}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (5.36)$$

#### Πρωτεύουσα ή κύρια ροή (core flow) (από το τμήμα 1-1 στο τμήμα $\gamma-\gamma$ )

Ο αριθμός Mach  $M_{py}$  της κύριας ροής στο τμήμα  $\gamma-\gamma$  ακολουθεί τις ισοεντροπικές σχέσεις κατά προσέγγιση:

$$\frac{P_{py}}{P_{p1}} \approx \frac{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} * M_{p1}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} * M_{py}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (5.37)$$

Για τον υπολογισμό του εμβαδού διατομής της πρωτεύουσας ροής στο τμήμα γ-γ, χρησιμοποιείται η ακόλουθη ισεντροπική σχέση, αλλά περιλαμβάνεται ένας αυθαίρετος συντελεστής  $\Phi_p$  για να ληφθεί υπόψη η απώλεια της κύριας ροής από το τμήμα 1-1 στο γ-γ:

$$\frac{A_{py}}{A_{p1}} = \frac{\left(\frac{\Phi_p}{M_{py}}\right) \left[ \frac{2}{\gamma+1} \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{py}^2 \right) \right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}}{\left(\frac{1}{M_{p1}}\right) \left[ \frac{2}{\gamma+1} \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2 \right) \right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}} \quad (5.38)$$

Η απώλεια μπορεί να προέρθει από την ολίσθηση ή τα φαινόμενα συνεκτικότητας της κύριας και δευτερεύουσας ροής κοντά στα τοιχώματα. Η απώλεια ουσιαστικά αντανακλάται στη μείωση της διατομής του λαιμού  $A_{py}$  στο τμήμα γ-γ μέσω της εισαγωγής του συντελεστή  $\Phi_p$  στην Εξ. (5.38).

#### Δευτερεύουσα ροή (entrained flow) από την είσοδο στο τμήμα γ-γ

Από την υπόθεση (6), η δευτερεύουσα ροή φτάνει σε κατάσταση στραγγαλισμού στο τμήμα γ-γ, δηλ.  $M_{sy} = 1$ . Για μια δεδομένη πίεση ανακοπής εισόδου  $P_e$ , έχουμε

$$\frac{P_e}{P_{sy}} = \left( 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{sy}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (5.39)$$

Ακολουθεί ο η παροχή μάζας της δευτερεύουσας ροής σε κατάσταση στραγγαλισμού

$$\dot{m}_s = \frac{P_e A_{sy}}{\sqrt{T_e}} * \sqrt{\frac{\gamma}{R} * \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} * \eta_s} \quad (5.40)$$

όπου  $\eta_s$  είναι ο συντελεστής που σχετίζεται με την ισεντροπική απόδοση της δευτερεύουσας ροής.

#### Εμβαδό διατομής στο τμήμα γ-γ

Το εμβαδό διατομής στο τμήμα γ-γ είναι  $A_3$  που είναι το άθροισμα των διατομών της κύριας ροή  $A_{py}$  και της δευτερεύουσας ροή  $A_{sy}$  είναι:

$$A_{py} + A_{sy} = A_3 \quad (5.41)$$

#### Θερμοκρασία και αριθμός Mach στο τμήμα γ-γ

Ακολουθεί η θερμοκρασία και ο αριθμός Mach των δύο ρευμάτων στο τμήμα γ-γ

$$\frac{T_g}{T_{py}} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} * M_{py}^2 \quad (5.42)$$

$$\frac{T_e}{T_{sy}} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} * M_{sy}^2 \quad (5.43)$$

Ροή που προέκυψε από την ανάμειξη των δύο ροών στο τμήμα m-m πριν από το κρουστικό κύμα

Δύο ροές αρχίζουν να αναμειγνύονται από το τμήμα γ-γ. Στη συνέχεια λαμβάνει χώρα ένα κρουστικό κύμα με αποτέλεσμα την απότομη αύξηση της πίεσης στο τμήμα s-s. Επομένως, το ισοζύγιο ορμής μπορεί να γραφεί ως

$$\Phi_m * (\dot{m}_p * V_{py} + \dot{m}_s * V_{sy}) = (\dot{m}_p + \dot{m}_s) * V_m \quad (5.44)$$

όπου  $V_m$  είναι η ταχύτητα της παραγόμενης από την ανάμειξη ροής και  $\Phi_m$  είναι ο συντελεστής που λαμβάνει υπόψη του τις απώλειες τριβών [8]. Το ισοζύγιο ενέργειας γράφεται ως

$$\dot{m}_p * \left( C_p * T_{py} + \frac{V_{py}^2}{2} \right) + \dot{m}_s * \left( C_p * T_{sy} + \frac{V_{sy}^2}{2} \right) = (\dot{m}_p + \dot{m}_s) * \left( C_p * T_m + \frac{V_m^2}{2} \right) \quad (5.45)$$

όπου  $V_{py}$  και  $V_{sy}$  είναι οι ταχύτητες της κύριας και δευτερεύουσας ροής αντίστοιχα στο τμήμα γ-γ:

$$V_{py} = M_{py} * a_{py}, \quad a_{py} = \sqrt{\gamma * R * T_{py}} \quad (5.46)$$

$$V_{sy} = M_{sy} * a_{sy}, \quad a_{sy} = \sqrt{\gamma * R * T_{sy}} \quad (5.47)$$

Ο αριθμός Mach της ροής που προήλθε από την ανάμειξη των δύο ροών μπορεί να υπολογιστεί χρησιμοποιώντας την ακόλουθη σχέση:

$$M_m = \frac{V_m}{a_m}, \quad a_m = \sqrt{\gamma * R * T_m} \quad (5.48)$$

Ροή που προήλθε από την ανάμειξη των δύο ροών κατά μήκος του κύματος κρούσης από το τμήμα m-m έως το τμήμα 3-3

Ένα υπερηχητικό κρουστικό κύμα θα λάβει χώρα στο τμήμα s-s με απότομη αύξηση της πίεσης. Υποθέτοντας ότι η ροή μετά το κρουστικό κύμα υφίσταται μια ισεντροπική διεργασία, η παραγόμενη από την ανάμειξη των δύο ρευμάτων ροή μεταξύ του τμήματος m-m και του τμήματος 3-3 εντός του τμήματος σταθερής διατομής έχει ομοιόμορφη πίεση  $P_3$ . Επομένως, εφαρμόζοντας τις σχέσεις αεριοδυναμικής προκύπτουν:

$$\frac{P_3}{P_m} = 1 + \frac{2\gamma}{\gamma+1} * (M_m^2 - 1) \quad (5.49)$$

$$M_3^2 = \frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} * M_m^2}{\gamma * M_m^2 * \frac{\gamma-1}{2}} \quad (5.50)$$

### Ροή διαμέσω του διαχύτη

Η πίεση στην έξοδο του διαχύτη ακολουθεί τη σχέση, υποθέτοντας ισηντροπική διεργασία

$$\frac{P_c}{P_3} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} * M_3^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (5.51)$$

#### 5.2.1.3 Διαδικασία ανάλυσης απόδοσης εγχυτήρα

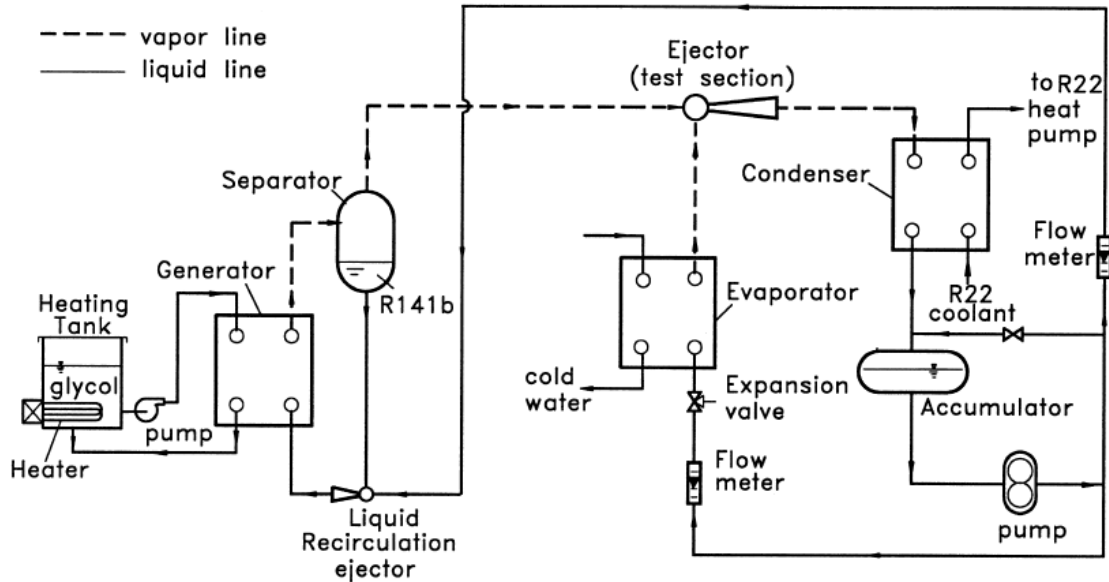
Χρησιμοποιώντας το παραπάνω 1-D μοντέλο για τον εγχυτήρα, πραγματοποιούνται υπολογισμοί για να προσδιοριστεί ο λόγος παγίδευσης  $\omega$  και η απαιτούμενη επιφάνεια διατομής του τμήματος σταθερής διατομής  $A_3$ . Για δεδομένη διατομή λαϊμού ακροφυσίου  $A_t$  (ή διαμέτρο  $d_t$ ) και διατομή εξόδου κυρίως ακροφυσίου  $A_{p1}$  (ή διαμέτρο  $d_{p1}$ ), η απόδοση ενός εγχυτήρα χαρακτηρίζεται από την θερμοκρασία και πίεση ανακοπής στην είσοδο του ακροφυσίου ( $T_g, P_g$ ), την θερμοκρασία και πίεση στην είσοδο της δευτερεύουσας ροής ( $T_e, P_e$ ) καθώς και την κρίσιμη back pressure  $P_c^*$ . Δηλαδή, υπάρχουν 5 ανεξάρτητες μεταβλητές ( $T_g, P_g, T_e, P_e, P_c^*$ ) στην ανάλυση απόδοσης του εγχυτήρα. Η διαδικασία ανάλυσης ακολουθεί το διάγραμμα ροής που φαίνεται στο **Σχήμα 5.53**. Τα αποτελέσματα της ανάλυσης περιλαμβάνουν τη παροχή μάζας της κύριας ροής  $\dot{m}_p$ , τη παροχή μάζας της δευτερεύουσας ροής  $\dot{m}_s$ , τον λόγο παγίδευσης  $\omega$ , τη διατομή του τμήματος σταθερού διατομής  $A_3$  και τον λόγο διατομών  $A_3/A_t$ .





### 5.2.1.4 Πειραματική επαλήθευση

Περιγραφή πειραματικής διάταξης



**Σχήμα 5.54:** Σχηματικό διάγραμμα της πειραματικής εγκατάστασης εγχυτήρα (11)

Το **Σχήμα 5.54** δείχνει το σχηματικό διάγραμμα της πειραματικής εγκατάστασης. Το R141b επιλέχθηκε ως εργαζόμενο ρευστό στην παρούσα μελέτη, καθώς το R141b έχει γραμμή θετικής κλίσης (στον κορεσμένο ατμό) στο θερμοδυναμικό διάγραμμα T-s (143). Εφ' όσον ο ατμός δεν συμπυκνώνεται ο ατμός κατά την εκτόνωση του μέσα στον εγχυτήρα ελαττώνονται οι απώλειες.

Ο σχεδιασμός και η λειτουργία της πειραματικής διάταξης που περιγράφεται χρειάζεται περίπου 1 ώρα για να ξεκινήσει να λειτουργήσει και περίπου 30 λεπτά για κάθε περίπτωση με σταθεροποιημένη ροή (32).

#### Προδιαγραφές εγχυτήρα

Για να την επαλήθευση της θεωρητικής ανάλυσης χρησιμοποιώντας τη παραπάνω πειραματική διάταξη δοκιμάστηκαν 11 διαφορετικοί εγχυτήρες. Ο κάθε εγχυτήρας αποτελείται από σε τρία κύρια μέρη: ακροφύσια (κύριο και δευτερεύον), τμήμα σταθερής διατομής και διαχύτης. Δύο ακροφύσια (A, E) σχεδιάστηκαν και

κατασκευάστηκαν για τις ανάγκες αυτού του πειράματος. Οι προδιαγραφές των εγχυτήρων παρατίθενται στον **Πίνακα 5.1**. Σχεδιάστηκαν 8 διαφορετικά τμήματα σταθερής διατομής (συμπεριλαμβανομένου και του διαχύτη) όπως αναφέρονται στον **Πίνακα 5.2**. Ο λόγος διατομών  $A_3/A_t$  των 11 εγχυτήρων κυμαινόταν από 6,44 έως 10,64.

**Πίνακας 5.1:** Χαρακτηριστικά ακροφυσίου (11)

Nozzle	Throat diameter, $d_t$ (mm)	Exit diameter, $d_{pl}$ (mm)	$A_{pl}/A_t$
A	2.64	4.50	2.905
E	2.82	5.10	3.271

**Πίνακας 5.2:** Χαρακτηριστικά περιοχής σταθερής διατομής και εγχυτήρα (11)

Constant-area section			Ejector specification		
Serial No.	$d_3$ (mm)	Inlet converging angle, (°)	$A_3/A_t$ (with Nozzle A)		$A_3/A_t$ (with Nozzle E)
A	6.70	68	6.44	(AA)	
B	6.98	60	6.99	(AB)	
G	7.34	60	7.73	(AG)	6.77 (EG)
C	7.60	67	8.29	(AC)	7.26 (EC)
D	8.10	68	9.41	(AD)	8.25 (ED)
E	8.54	67			9.17 (EE)
F	8.84	67			9.83 (EF)
H	9.20	62			10.64 (EH)

### Σύγκριση ανάλυσης με αποτελέσματα δοκιμών

Οι 11 εγχυτήρες δοκιμάστηκαν υπό διάφορες συνθήκες λειτουργίας. Για την καλύτερη και ευκολότερη κατανόηση, παρουσιάσαν επίσης τις θερμοκρασίες κορεσμού στην παρένθεση για τις πιέσεις που φαίνονται στα σχήματα. Δηλαδή, το  $T_c^*$  αντιπροσωπεύει τη θερμοκρασία κορεσμού της κρίσιμης back pressure  $P_c^*$ . Το  $T_{gs}$  αντιπροσωπεύει τη θερμοκρασία κορεσμού της πίεσης της κύριας ροής στην είσοδο του ακροφυσίου  $P_g$ . Για συντομογραφία, οι εγχυτήρες κωδικοποιήθηκαν με δύο γράμματα. Για παράδειγμα ο εγχυτήρας AB αντιπροσωπεύει τον εγχυτήρα εκείνο που αποτελείται από το ακροφυσίο A και το τμήμα B σταθερής διατομής

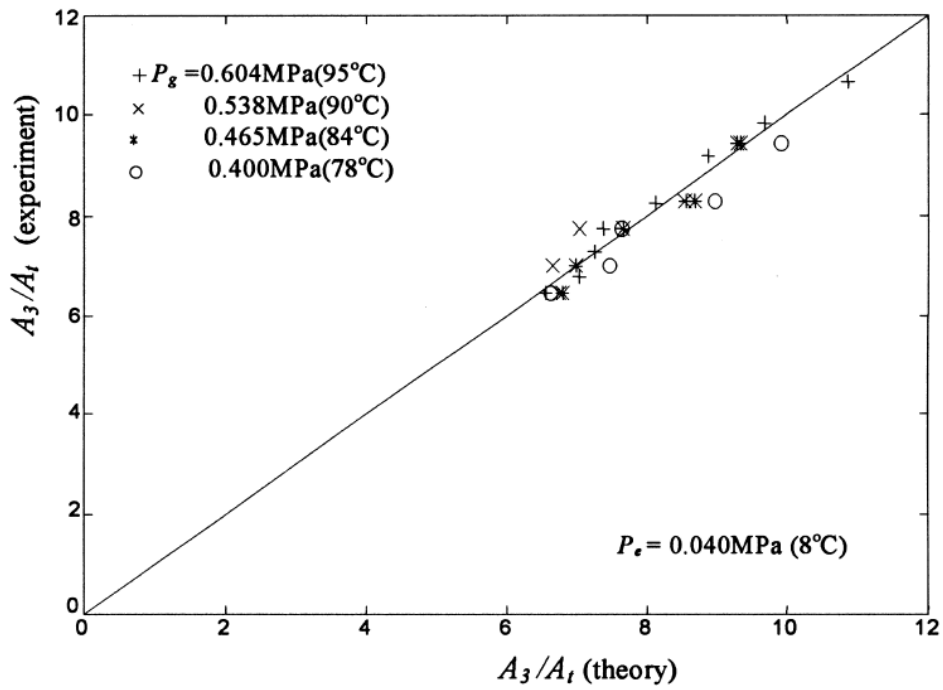
**Πίνακας 5.3:** Σύγκριση πειραματικών και υπολογιστικών αποτελεσμάτων για  $P_e=0.04$  MPa ( $T_e=8^\circ\text{C}$ ) (11)

$P_g$ , MPa ( $T_{gs}$ , $^\circ\text{C}$ )	$T_c^*$ ( $^\circ\text{C}$ )	$A_3/A_t$			$\omega$		
		Theory	Experiment	Error, %	Theory	Experiment	Error, %
0.604 (95)	31.3	10.87	10.64 (EH)	2.10	0.4627	0.4377	5.70
	33.0	9.67	9.83 (EF)	- 1.62	0.3774	0.3937	- 4.13
	33.6	9.29	9.41 (AD)	- 1.32	0.3476	0.3457	0.56
	34.2	8.89	9.17 (EE)	- 3.02	0.3253	0.3505	- 7.20
	36.3	8.57	8.28 (AC)	3.43	0.2983	0.2814	6.01
	37.1	8.12	8.25 (ED)	- 1.63	0.2658	0.2902	- 8.39
	38.8	7.27	7.26 (EC)	0.14	0.2078	0.2273	- 8.57
	38.6	7.38	7.73 (AG)	- 4.51	0.2144	0.2552	- 15.98
	41.0	7.05	6.77 (EG)	4.00	0.1919	0.2043	- 6.06
	42.1	6.55	6.44 (AA)	1.65	0.1554	0.1859	- 16.43
	0.538 (90)	31.5	9.28	9.41 (AD)	- 1.39	0.4178	0.4446
33.8		8.53	8.28 (AC)	2.94	0.3552	0.3488	1.84
36.7		7.03	7.73 (AG)	- 9.03	0.2395	0.3040	- 21.22
37.5		6.65	6.99 (AB)	- 4.86	0.2093	0.2718	- 22.99
38.9		6.74	6.44 (AA)	4.66	0.2156	0.2246	- 3.99
0.465 (84)	28.0	9.34	9.41 (AD)	- 0.73	0.5215	0.5387	- 3.19
	30.5	8.68	8.28 (AC)	4.71	0.4605	0.4241	8.58
	32.3	7.68	7.73 (AG)	- 0.62	0.3704	0.3883	- 4.61
	33.6	6.99	6.99 (AB)	0.00	0.3042	0.3117	- 2.39
	35.5	6.79	6.44 (AA)	5.35	0.2880	0.2880	0.23
0.400 (78)	24.4	9.92	9.41 (AD)	5.41	0.6944	0.6227	11.51
	26.9	8.97	8.28 (AC)	8.23	0.5966	0.4889	22.03
	29.1	7.64	7.73 (AG)	- 1.17	0.4609	0.4393	4.93
	29.5	7.48	6.99 (AB)	7.03	0.4422	0.3922	12.74
	32.5	6.62	6.44 (AA)	2.78	0.3525	0.3257	8.24

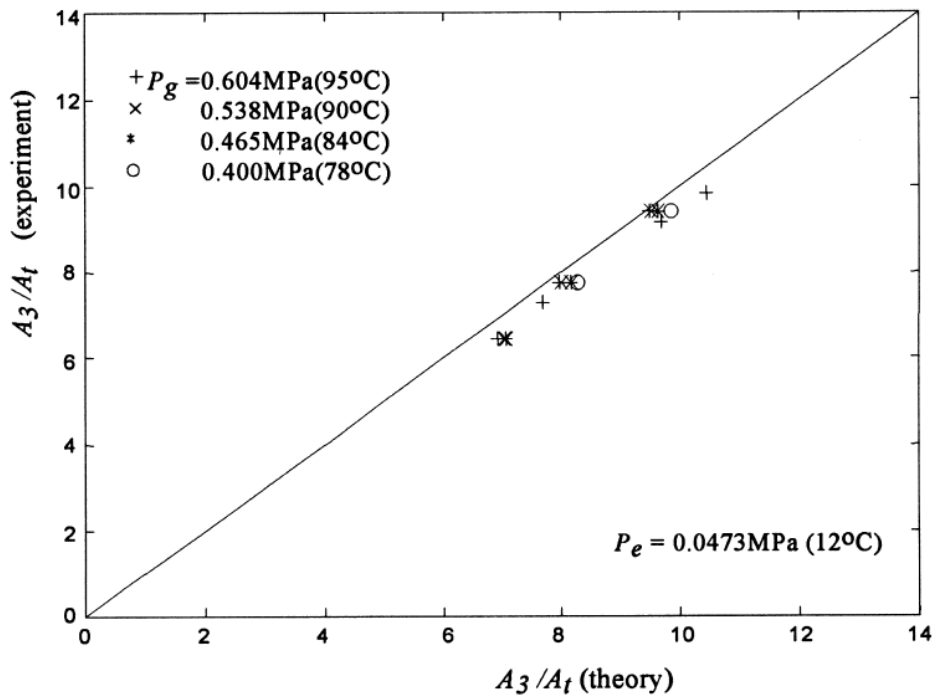
**Πίνακας 5.4:** Σύγκριση πειραματικών και υπολογιστικών αποτελεσμάτων για  $P_e=0.047$  MPa ( $T_e=12^\circ\text{C}$ ) (11)

$P_g$ , MPa ( $T_{gs}$ , °C)	$T_c^*$ (°C)	$A_3/A_t$			$\omega$		
		Theory	Experiment	Error, %	Theory	Experiment	Error, %
0.604 (95)	33.1	10.43	9.83 (EF)	6.16	0.5482	0.4989	9.89
	34.2	9.67	9.17 (EE)	5.45	0.4894	0.4048	10.55
	34.5	9.47	9.41 (AD)	0.63	0.4708	0.4541	3.67
	38.7	7.96	7.73 (AG)	2.95	0.3434	0.3503	- 1.97
	39.3	7.69	7.26 (EC)	5.92	0.3235	0.3040	6.41
	42.5	6.91	6.44 (AA)	7.33	0.2573	0.2350	9.49
0.538 (90)	32.0	9.50	9.41 (AD)	0.91	0.5573	0.5422	2.78
	36.0	8.00	7.73 (AG)	3.49	0.4142	0.4034	2.67
	39.5	7.03	6.44 (AA)	9.17	0.3257	0.2946	10.54
0.465 (84)	28.9	9.63	9.41 (AD)	2.28	0.6906	0.6350	8.75
	32.4	8.17	7.73 (AG)	5.67	0.4769	0.4790	12.09
	36.0	7.07	6.44 (AA)	9.78	0.4147	0.3398	22.04
0.400 (78)	25.7	9.85	9.41 (AD)	4.60	0.8626	0.7412	16.37
	29.2	8.26	7.73 (AG)	6.89	0.6659	0.6132	8.60

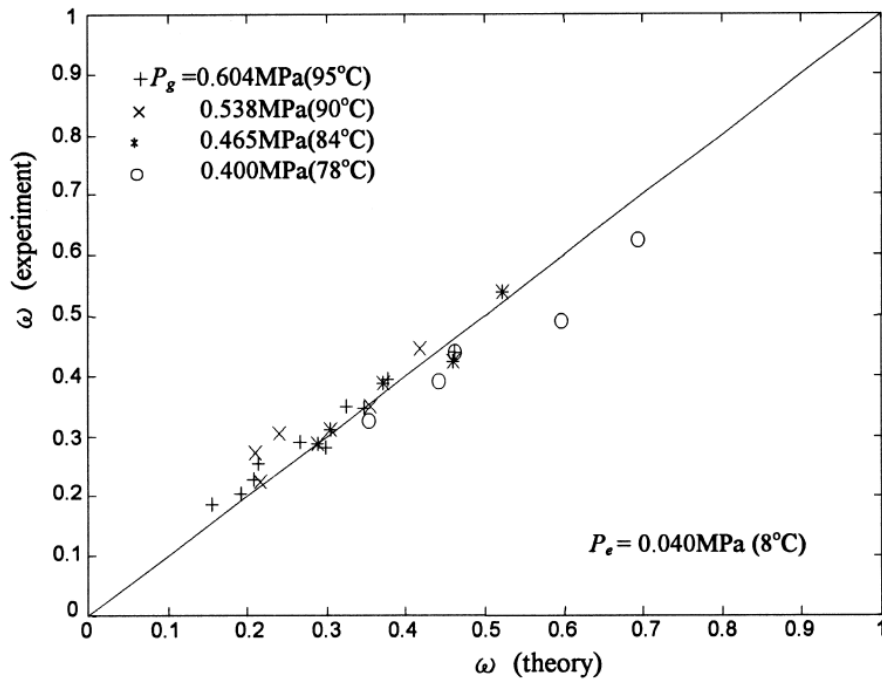
Στους Πίνακες 5.3 και 5.4 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των θεωρητικών υπολογισμών του απαιτούμενου λόγο διατομών του εγχυτήρα  $A_3/A_t$  καθώς και του λόγου παγίδευσης  $\omega$  σε διάφορες συνθήκες λειτουργίας. Για τους εγχυτήρες που ο λόγος διατομών  $A_3/A_t$  υπολογίστηκε (ή είχε απαιτούμενη) τιμή  $\pm 10\%$  σε σχέση με τα πειραματικά δεδομένα (όπως φαίνεται στα Σχήματα 5.55 και 5.56), η τιμή του λόγου παγίδευσης, χρησιμοποιώντας το παρόν 1-D μοντέλο, παρουσίαζε σφάλμα της τάξης του  $\pm 15\%$  όπως φαίνεται από τα Σχήματα 5.57 και 5.58.



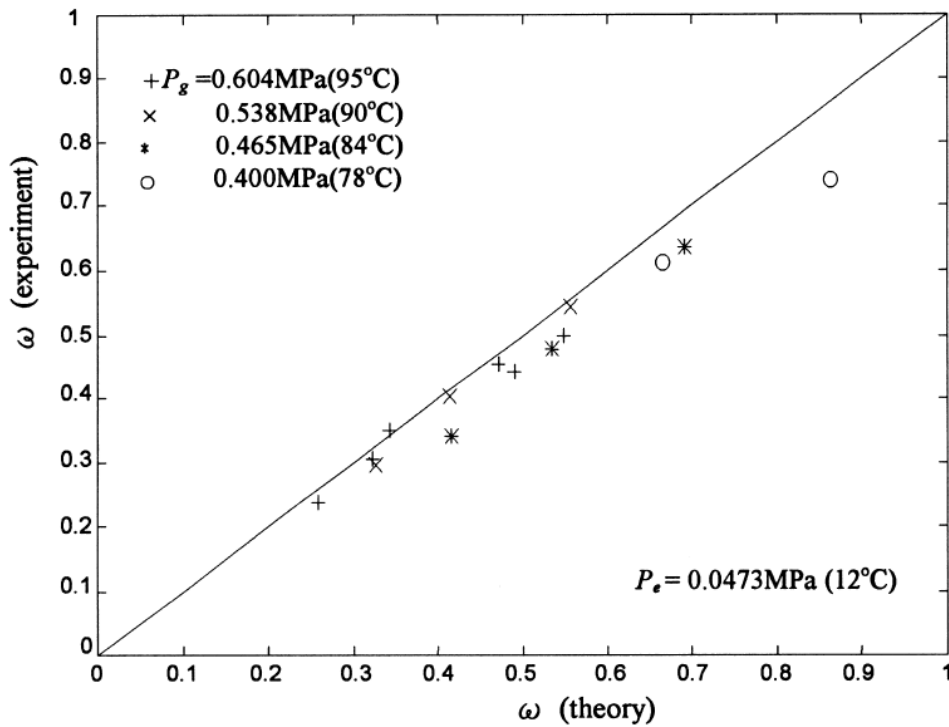
Σχήμα 5.55: Σύγκριση μεταξύ των θεωρητικών και πειραματικών αποτελεσμάτων του λόγου διατομών του εγχυτήρα για  $P_e=0.04 \text{ MPa}$  ( $T_e=8^\circ\text{C}$ ) (11)



Σχήμα 5.56: Σύγκριση μεταξύ των θεωρητικών και πειραματικών αποτελεσμάτων του λόγου διατομών του εγχυτήρα για  $P_e=0.047 \text{ MPa}$  ( $T_e=12^\circ\text{C}$ ) (11)



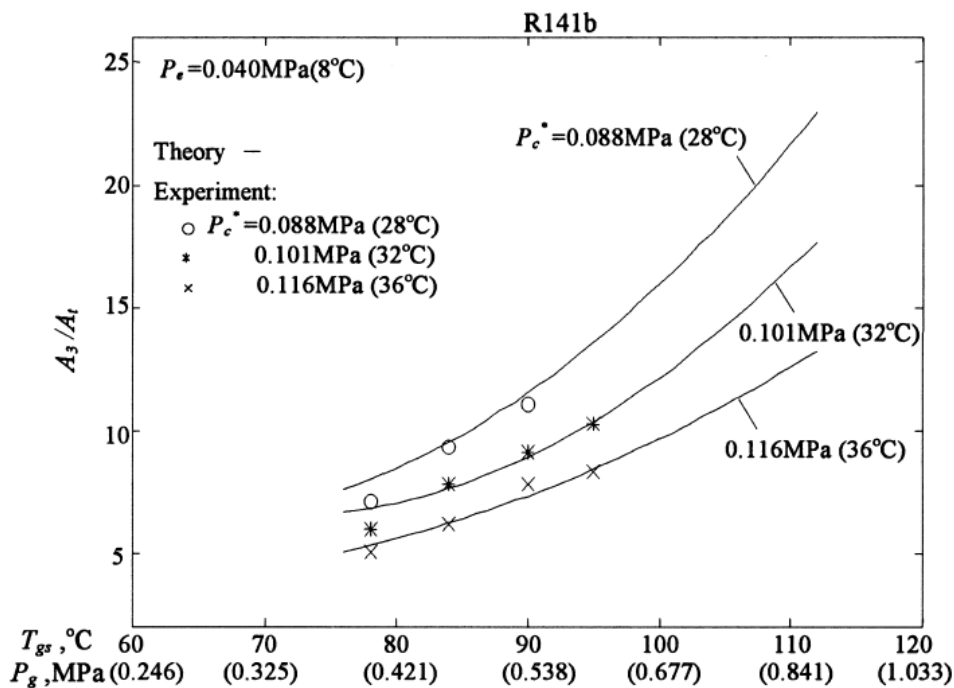
Σχήμα 5.57: Σύγκριση μεταξύ των θεωρητικών και πειραματικών αποτελεσμάτων του λόγου παγίδευσης του εγχυτήρα για  $P_e=0.04 \text{ MPa}$  ( $T_e=8^\circ\text{C}$ ) (11)



Σχήμα 5.58: Σύγκριση μεταξύ των θεωρητικών και πειραματικών αποτελεσμάτων του λόγου παγίδευσης του εγχυτήρα για  $P_e=0.047 \text{ MPa}$  ( $T_e=12^\circ\text{C}$ ) (11)

Καθώς όλοι οι εγχυτήρες λειτούργησαν στο κρίσιμο σημείο, παρουσίασαν και συζητήσαν την απόδοση του εγχυτήρα μόνο σε αυτά τα σημεία. Στη μονοδιάστατη ανάλυση, οι συντελεστές που αντιστοιχούν στις απώλειες στην ροή του πρωτεύοντος και δευτερεύοντος ακρουσίου πριν από την ανάμιξη λαμβάνονται ως  $\eta_p=0,95$  και  $\eta_s=0,85$ , αντίστοιχα. Οι συντελεστές που υιοθετήθηκαν προσεγγίζουν αυτούς της ισεντροπικής διεργασίας. Ο συντελεστής της ροής που εξέρχεται από από το πρωτεύον ακροφύσιο πήρε τη τιμή  $\Phi_p=0,88$ . Βρέθηκε ότι ο συντελεστής απώλειας  $\Phi_m$  για το τμήμα ανάμιξης στην εξίσωση (5.44) είναι ο πιο ευαίσθητος σε σχέση με τους άλλους συντελεστές και γι' αυτό θα πρέπει να μεταβάλλεται ελαφρώς ανάλογα με το λόγο διατομών του εγχυτήρα  $A_3/A_t$  για να ταιριάζει με τα πειραματικά δεδομένα. Μια εμπειρική σχέση είναι η κάτωθι:

$$\Phi_m = \begin{cases} 0,80 & \text{για } A_3/A_t > 8,3 \\ 0,82 & \text{για } 6,9 \leq A_3/A_t \leq 8,3 \\ 0,84 & \text{για } A_3/A_t < 6,9 \end{cases} \quad (5.52)$$

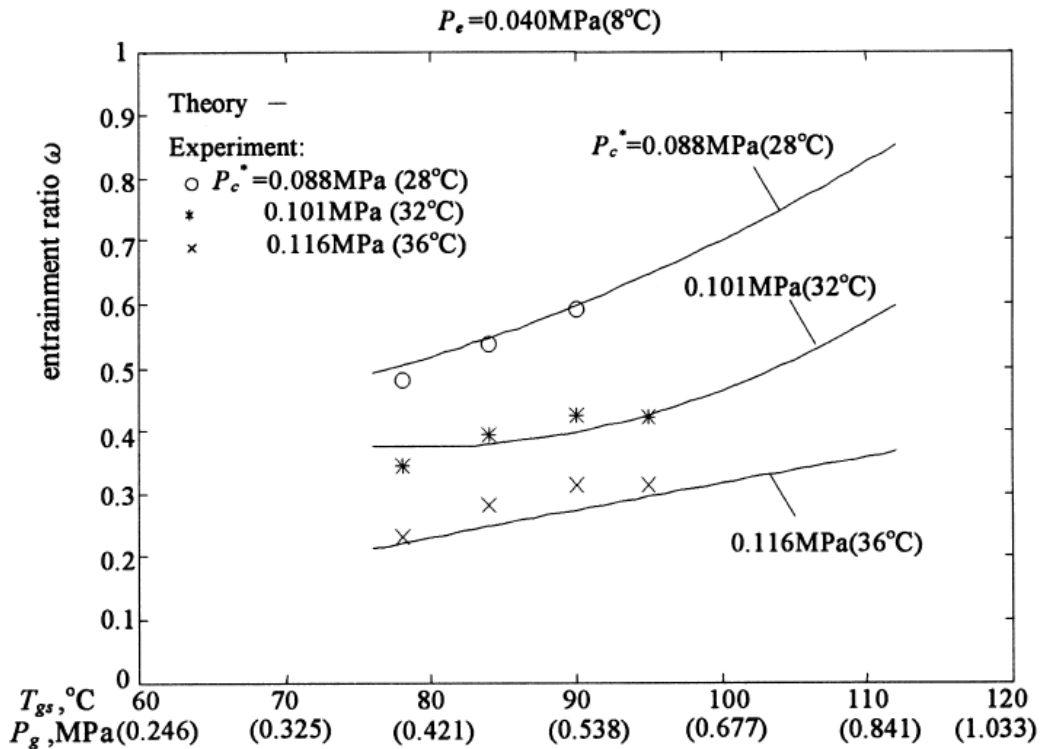


**Σχήμα 5.59:** Διακύμανση του λόγου διατομών του εγχυτήρα προς την πίεση ατμού στην είσοδο του ακροφυσίου (11)

Το **Σχήμα 5.59** δείχνει τις διακυμάνσεις του λόγου διατομών του εγχυτήρα με την πίεση της πρωτεύουσας ροής και τη θερμοκρασία κορεσμού στην είσοδο του ακροφυσίου. Ο θεωρητικός ή ο απαιτούμενος λόγος  $A_3/A_t$  φαίνεται να αυξάνεται με την



αύξηση της πίεσης εισόδου της κύριας ροής  $P_g$  για μια σταθερή κρίσιμη back pressure  $P_c^*$ . Ο λόγος  $A_3/A_t$  ενός εγχυτήρα αυξάνεται επίσης με τη μείωση της  $P_c^*$  για σταθερή  $P_g$ .



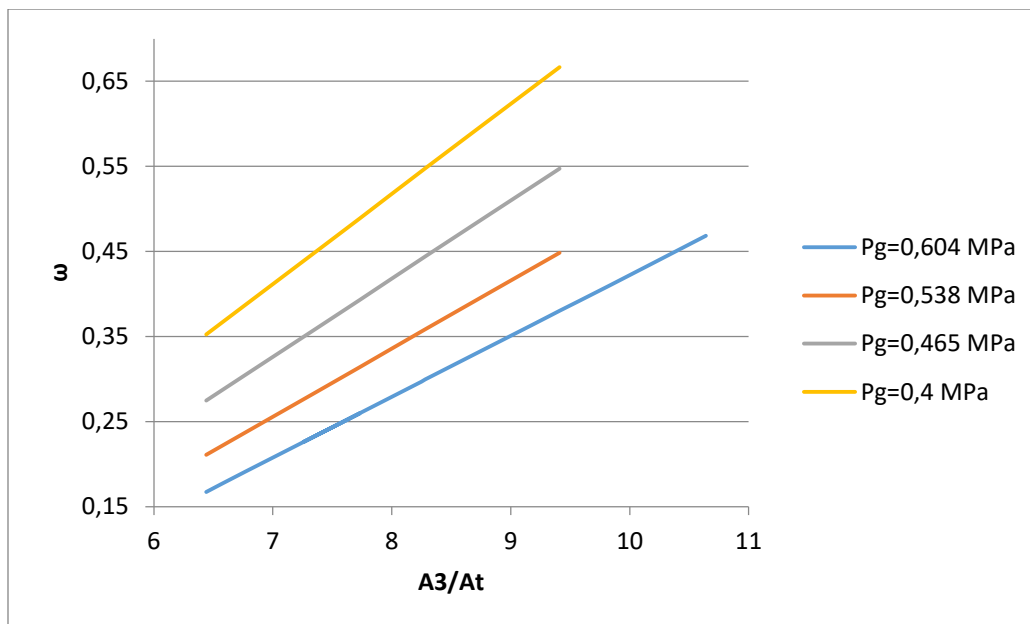
**Σχήμα 5.60:** Διακύμανση του λόγου παγίδευσης του εγχυτήρα προς την πίεση ατμού στην είσοδο του ακροφυσίου (11)

Το **Σχήμα 5.60** δείχνει ότι ο πειραματικός λόγος παγίδευσης  $\omega$  συμπίπτει με τη θεωρητική ανάλυση. Οι θεωρητικοί υπολογισμοί δείχνουν επίσης ότι το  $\omega$  μπορεί να βελτιωθεί περαιτέρω αυξάνοντας την πίεση της κύριας ροής με έναν αντίστοιχο εγχυτήρα που έχει υψηλότερο λόγο  $A_3/A_t$ . Για το R141b, αποδεικνύεται ότι το  $\omega$  μπορεί να φτάσει μέχρι τη τιμή 0,7 για  $P_g=0,677$ MPa ( $T_{gs}=100^\circ\text{C}$ ) για έναν εγχυτήρα με λόγο διατομών  $A_3/A_t \approx 16,0$ .

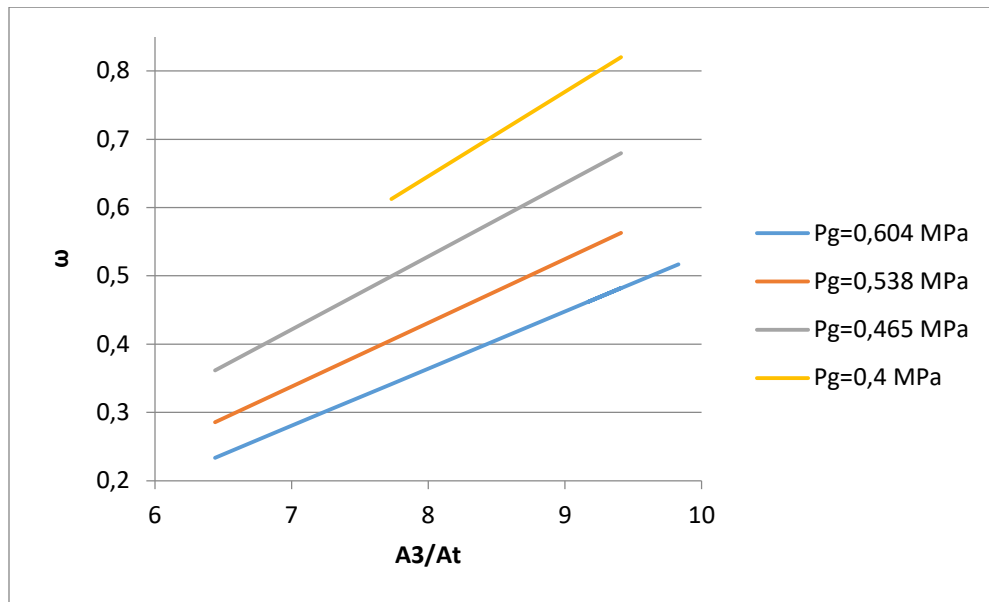
### 5.2.1.5 Αποτελέσματα μοντέλοποίησης ψυκτικού κύκλου με εγχυτήρα κατά Huang με χρήση του EES και R141b ως εργαζόμενο μέσο

Τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται στην παράγραφο αυτή αφορούν ψυκτικό κύκλο με εγχυτήρα με ανάπτυξη κώδικα στο εμπορικό λογισμικό EES. Η διάταξη που μοντελοποιήθηκε είναι αυτή του **Σχήματος 5.54** με τον εγχυτήρα να παρουσιάζεται στο **Σχήμα 5.52**. Η διάταξη της εγκατάστασης περιλαμβάνει λέβητα και στη συνέχεια τύμπανο (δοχείο διαχωρισμού υγρού-ατμού) από το οποίο ο κορεσμένος ατμός εισέρχεται στο κυρίως ακροφύσιο. Ο κώδικας που αναπτύχθηκε βασίστηκε στον αλγόριθμο των Huang et al. (**Σχήμα 5.53**) με πρόσθετο υπολογισμό του COP, θεωρώντας την πίεση στην είσοδο του συμπυκνωτή ίση με την back pressure και τον ατμό στην είσοδο του συμπυκνωτή κορεσμένο. Οι τιμές των πιέσεων και οι λόγοι διατομών ελήφθησαν από τους **Πίνακες 5.3 και 5.4**. Οι συντελεστές και οι βαθμοί απόδοσης προήλθαν από το **Κεφάλαιο 5.2.1.4**.

Τα **Σχήματα 5.61 και 5.62** δείχνουν το λόγο παγίδευσης (entrainment ratio) σε συνάρτηση με το λόγο διατομών του τμήματος ανάμειξης προς την ελάχιστη διατομή (λαιμό) του κυρίως ακροφυσίου για διάφορες τιμές της πίεσης του λέβητα. Παρατηρείται ότι αύξηση του λόγου διατομών οδηγεί σε γραμμική αύξηση του  $\omega$  για όλες τις επιλεχθείσες πιέσεις του λέβητα και του ατμοποιητή.

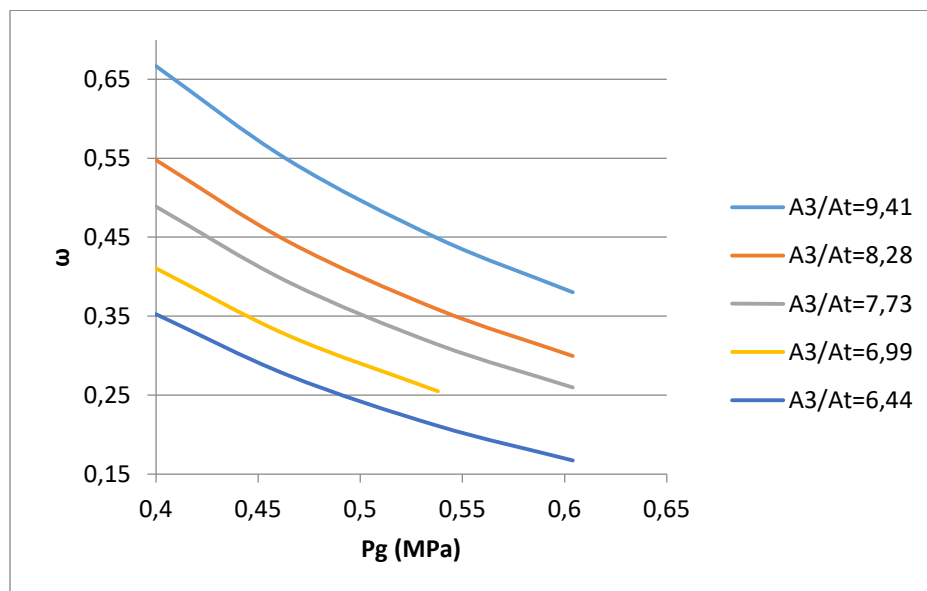


**Σχήμα 5.61:** Λόγος entrainment προς λόγο διατομών για διάφορες πιέσεις του λέβητα και πίεση ατμοποιητή  $P_e = 0,04 \text{ MPa}$

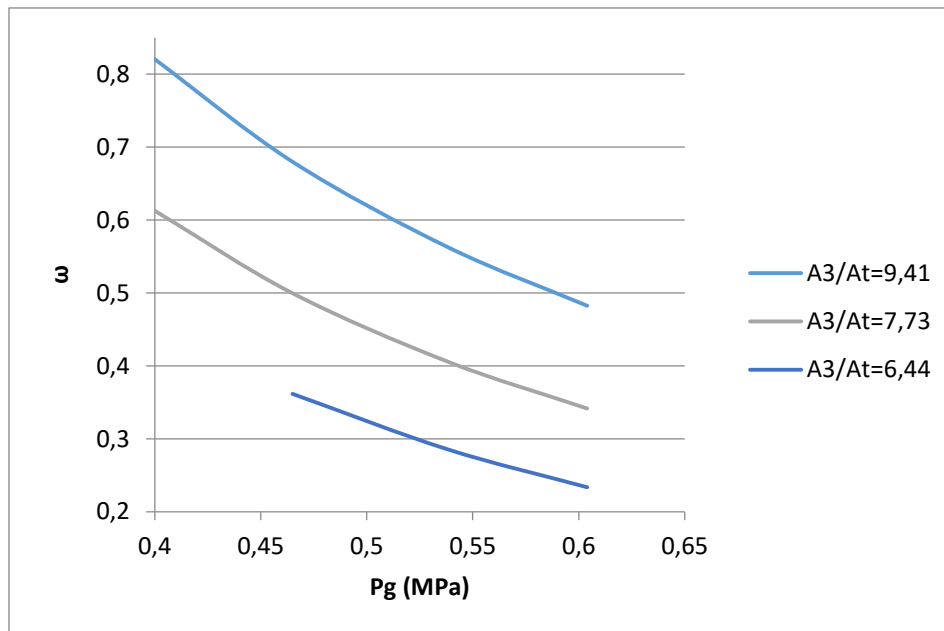


**Σχήμα 5.62:** Λόγος entrainment προς λόγο διατομών για διάφορες πιέσεις του λέβητα και πίεση ατμοποιητή  $P_e=0,047$  MPa

Τα **Σχήματα 5.63** και **5.64** δείχνουν το λόγο παγίδευσης (entrainment ratio) σε συνάρτηση με την πίεση του λέβητα για διάφορες τιμές του λόγου διατομών του τμήματος ανάμειξης προς την ελάχιστη διατομή (λαιμό) του κυρίως ακροφυσίου. Παρατηρείται ότι μείωση της πίεσης του λέβητα οδηγεί σε εκθετική αύξηση του  $\omega$  για όλες τις επιλεχθείσες τιμές του λόγου διατομών και της πίεσης του ατμοποιητή.

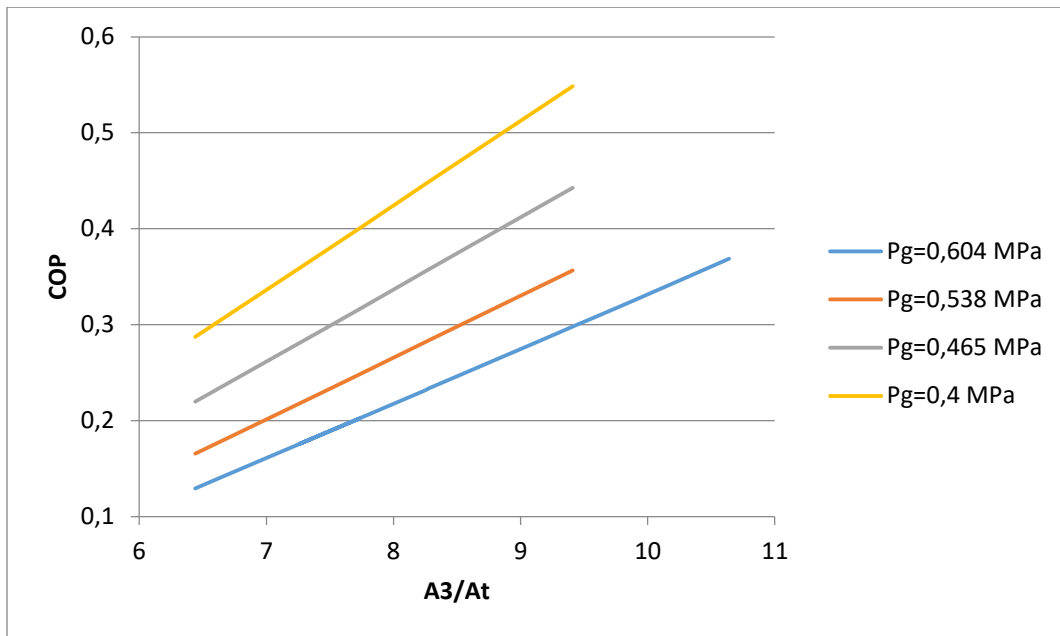


**Σχήμα 5.63:** Λόγος entrainment προς πίεση λέβητα για διάφορους λόγους εμβαδών διατομών και πίεση ατμοποιητή  $P_e=0,04$  MPa

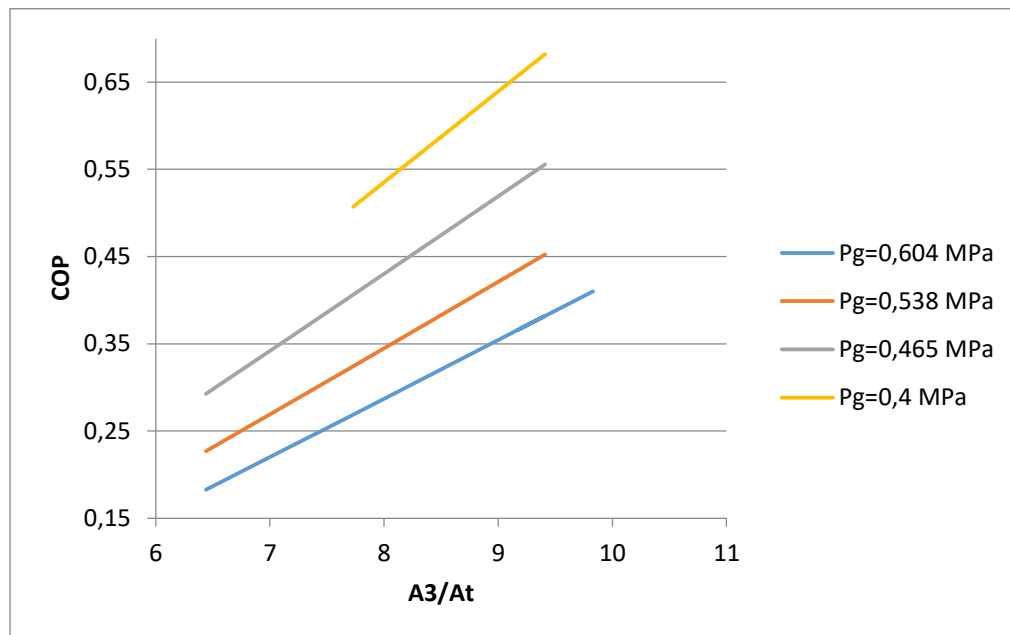


**Σχήμα 5.64:** Λόγος entrainment προς πίεση λέβητα για διάφορους λόγους εμβαδών διατομών και πίεση ατμοποιητή  $P_e=0,047$  MPa

Τα **Σχήματα 5.65** και **5.66** δείχνουν το COP σε συνάρτηση με το λόγο διατομών του τμήματος ανάμειξης προς την ελάχιστη διατομή (λαιμό) του κυρίως ακροφυσίου για διάφορες τιμές της πίεσης του λέβητα. Παρατηρείται ότι αύξηση του λόγου διατομών οδηγεί σε γραμμική αύξηση του COP για όλες τις επιλεχθείσες πιέσεις του λέβητα και του ατμοποιητή ενώ οι τιμές του COP είναι αρκετά χαμηλότερες από τις αντίστοιχες του μοντέλου των Kornhauser και Sumeru et al.



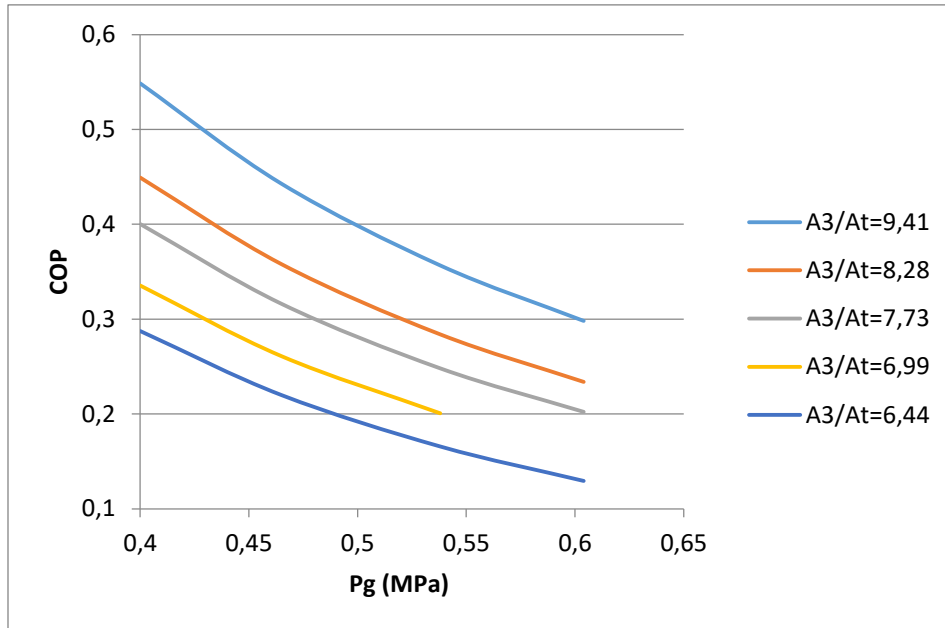
**Σχήμα 5.65:** COP προς λόγο εμβαδών διατομών για διάφορες πιέσεις λέβητα και πίεση ατμοποιητή  $P_e=0,04$  MPa



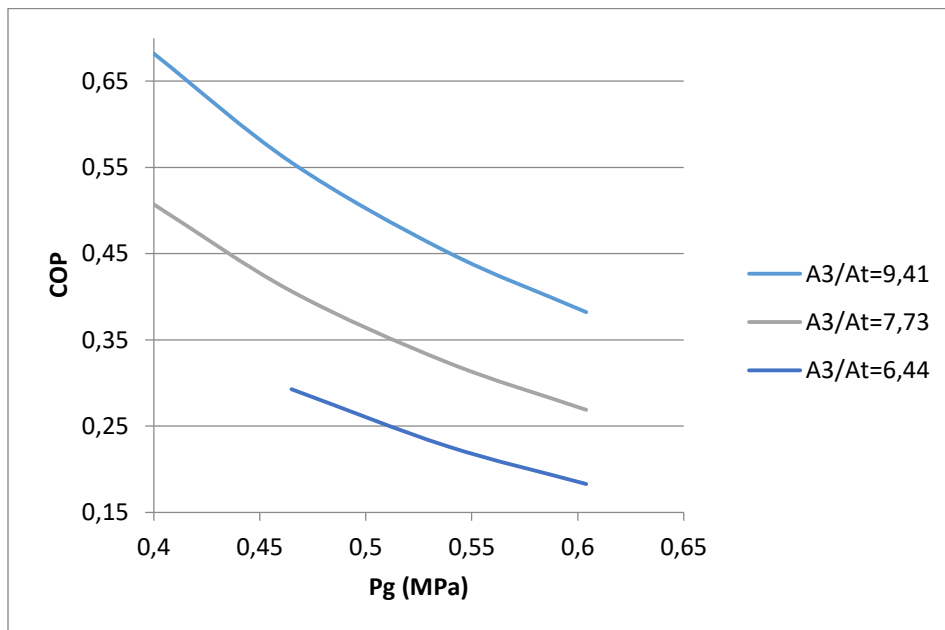
**Σχήμα 5.66:** COP προς λόγο εμβαδών διατομών για διάφορες πιέσεις λέβητα και πίεση ατμοποιητή  $P_e=0,047$  MPa

Τα **Σχήματα 5.67** και **5.68** δείχνουν το COP σε συνάρτηση με την πίεσης του λέβητα για διάφορες τιμές του λόγου διατομών του τμήματος ανάμειξης προς την ελάχιστη διατομή (λαιμό) του κυρίως ακροφυσίου. Παρατηρείται ότι μείωση της πίεσης

του λέβητα οδηγεί σε εκθετική αύξηση του COP για όλες τις επιλεχθείσες τιμές του λόγου διατομών και της πίεσης του ατμοποιητή.



**Σχήμα 5.67:** COP προς πίεση λέβητα για διάφορους λόγους εμβαδών διατομών και πίεση ατμοποιητή  $P_e=0,04$  MPa



**Σχήμα 5.68:** COP προς πίεση λέβητα για διάφορους λόγους εμβαδών διατομών και πίεση ατμοποιητή  $P_e=0,047$  MPa

Αξίζει να τονιστεί ότι στον κώδικα που αναπτύχθηκε με βάση αυτόν των Huang et al. παρουσιάζονται μικρές αποκλίσεις στο  $\omega$  εξαιτίας διαφορών στις διατομές του εγχυτήρα μεταξύ θεωρητικών τιμών ως αποτελέσματα του αλγορίθμου (Σχήμα 5.53) και διατομών που χρησιμοποιήθηκαν στα πειράματα.

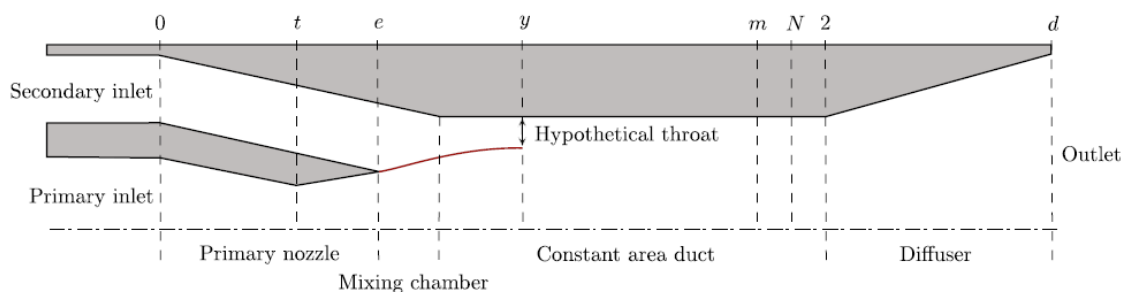
## 5.2.2 Μοντέλο με χρήση της θεωρίας σύνθετου στραγγαλισμού (compound-choking) (144)

### 5.2.2.1 Μοντέλο εγχυτήρα και αλγόριθμος επίλυσης

Η θεωρία compound-choking δηλώνει ότι σε μια ροή ακροφυσίου με δύο ρεύματα σε διαφορετικές πιέσεις ανακοπής μπορεί να στραγγαλιστεί με ένα υποηχητικό ρεύμα, αρκεί το άλλο να είναι υπερηχητικό.

Ανάμεσα στα πολυάριθμα θερμοδυναμικά μοντέλα που δημοσιεύονται στη βιβλιογραφία, το μοντέλο των Chen et al. (145) προτιμάται ως βάση για την εργασία των Metsue A. et al., με κάποιες βελτιώσεις. Πρώτον, η κύρια ροή επιλύεται μεγιστοποιώντας τη παροχή μάζας αντί να υποτεθεί ένας αριθμός Mach ( $M$ ) ίσος με τη μονάδα στο λαιμό, που αποτελεί τον πρωταρχικό ορισμό της στραγγαλισμένης ροής. Πιο συγκεκριμένα, η δευτερεύουσα ροή χρησιμοποιεί τη θεωρία του σύνθετου στραγγαλισμού, αντί της θεωρίας στραγγαλισμού Fabri που υιοθετείται συνήθως από τα θερμοδυναμικά μοντέλα.

### 5.2.2.2 Υποθέσεις που έγιναν στο μοντέλο



Σχήμα 5.69: Σχηματικό διάγραμμα του μοντέλου εγχυτήρα (άνω μισό) (144)

Η ροή μέσα σε έναν εγχυτήρα είναι αρκετά περίπλοκη και επομένως συχνά απαιτεί τη χρήση υποθέσεων προκειμένου να επιλυθεί η ροή γρήγορα, η οποία είναι και η ουσία των θερμοδυναμικών μοντέλων. Οι βασικές παραδοχές που χρησιμοποιούνται στην εργασία τους είναι:

1. Η ροή είναι μονοδιάστατη, μόνιμη και αδιαβατική. Οι ταχύτητες εισόδου (πρωτεύουσας και δευτερεύουσας ροής) καθώς και εξόδου υποτίθεται ότι είναι αμελητέες.
2. Οι απώλειες τριβής κατά μήκος των τοιχωμάτων και εντός του διατμητικού στρώματος μεταξύ της πρωτεύουσας και του δευτερεύουσας ροής λαμβάνονται υπόψη μέσω των ισοεντροπικών βαθμών απόδοσης (**Σχήμα 5.69**):  $\eta_p$  για το κύριο ακροφύσιο (τμήματα  $0 \rightarrow e$ ),  $\eta_{p,y}$  για τις απώλειες τριβής που πραγματοποιούνται από την κύρια ροή εντός του θαλάμου ανάμιξης (τμήματα  $e \rightarrow y$ ),  $\eta_s$  για τις απώλειες τριβής που πραγματοποιούνται από τη δευτερεύουσα ροή εντός του θαλάμου ανάμιξης (τμήματα  $0 \rightarrow y$ ) και  $\eta_d$  για τον διαχύτη (τμήματα  $2 \rightarrow d$ ). Οι απώλειες ανάμιξης μεταξύ του πρωτεύοντος και του δευτερεύοντος ρεύματος λαμβάνονται υπόψη μέσω ενός συντελεστή απώλειας  $\eta_m$  (τμήματα  $y \rightarrow m$ ).
3. Οι πραγματικές ιδιότητες αερίου λαμβάνονται από την πινακοποιημένη βάση δεδομένων COOLPROP που είναι διαθέσιμη στη βιβλιοθήκη Python.
4. Η πρωτεύουσα και δευτερεύουσα ροή δεν αρχίζει να αναμειγνύεται έως ότου ένα συγκεκριμένο τμήμα -που θα αναφέρεται ως τμήμα ανάμιξης- βρίσκεται μέσα στον αγωγό σταθερής διατομής. Σε αυτή τη θέση, και οι δύο πιέσεις θεωρούνται ίσες. Η θέση του συγκεκριμένου τμήματος στο οποίο ξεκινά το φαινόμενο ανάμιξης είναι η θέση του υποθετικού λαιμού που περιγράφεται εκτενώς στη βιβλιογραφία (4). Αυτό το τμήμα είναι σύνθετα στραγγαλισμένο (compound choking) εάν ο εγχυτήρας λειτουργεί σε κρίσιμη κατάσταση.

Μια σχηματική εικόνα του εγχυτήρα παρουσιάζεται στο **Σχήμα 5.69**. Δεδομένου ότι η κύρια ροή θεωρείται ότι είναι στραγγαλισμένη, η παροχή μάζας της πρωτεύουσας ροής  $\dot{m}_p$  είναι σταθερή και δεν εξαρτάται από οποιαδήποτε ποσότητα κατάντη (δηλαδή εξαρτάται μόνο από τις αρχικές συνθήκες ανακοπής). Η πρωτεύουσα ροή ρέει στο κύριο ακροφύσιο και, στη συνέχεια, διέρχεται από τον θάλαμο ανάμιξης μέχρι να φτάσει στο τμήμα  $y$ . Η δευτερεύουσα ροή διέρχεται επίσης, ξεχωριστά, από το τμήμα  $y$ , και τότε μόνο ξεκινά η διαδικασία ανάμιξης. Με άλλα λόγια, οι δύο ροές είναι ουσιαστικά ανεξάρτητες μέχρι να φτάσουν στο τμήμα  $y$ . Είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι η θέση του τμήματος ανάμιξης  $y$  θεωρείται ότι βρίσκεται εντός του τμήματος σταθερής διατομής, ανεξάρτητα από το αν ο εγχυτήρας λειτουργεί εντός ή εκτός σημείου σχεδίασμού του. Στη συνέχεια, οι δύο ροές αρχίζουν να αναμειγνύονται υπό σταθερή πίεση και θεωρείται ότι αναμειγνύονται πλήρως στο τμήμα  $m$ . Εάν η ροή είναι υπερηχητική στο τμήμα  $m$ , δημιουργείται κάθετο κρουστικό κύμα στο τμήμα  $N$ , που βρίσκεται στο τμήμα σταθερής



διατομής. Η ροή φτάνει έτσι στην είσοδο του διαχύτη, τμήμα 2, με υποηχητική ταχύτητα. Στη συνέχεια εκτοώνεται περαιτέρω στον διαχύτη, όπου η ταχύτητα ροής μειώνεται και η πίεση ανακάτται.

### 5.2.2.3 Μοντελοποίηση της λειτουργίας κατά τον σχεδιασμό με χρήση του κριτηρίου σύνθετου στραγγαλισμού

#### Πρωτεύον ακροφύσιο (Primary nozzle)

Η ροή στο πρωτεύον ακροφύσιο μπορεί να λυθεί από τις συνθήκες ανακοπής και την ισεντροπική απόδοση που διέπει τη ροή σε αυτό το τμήμα. Είναι βολικό να γίνει αρχικοποίηση των συνθηκών ανακοπής με την πίεση  $p_{p,0}$  και θερμοκρασία  $T_{p,0}$  της πρωτεύουσας ροής. Όταν χρησιμοποιούνται κορεσμένα ρευστά, είναι πιο σημαντικό να ορίζονται οι συνθήκες ανακοπής με την ποιότητα του υγρού  $q_{p,0}$ . Για λόγους απλότητας, οι συνθήκες ανακοπής ορίστηκαν με την  $p_{p,0}$  και  $T_{p,0}$ .

Πρώτον, η ενθαλπία και η εντροπία της κύριας ροής στην είσοδο μπορούν να υπολογιστούν από την πίεση και τη θερμοκρασία:

$$h_{p,0} = h(p_{p,0}, T_{p,0}) \quad (5.53)$$

$$s_{p,0} = s(p_{p,0}, T_{p,0}) \quad (5.54)$$

Για μια δεδομένη πίεση  $p_p$  και υποθέτοντας μια ισεντροπική εκτόνωση, η ενθαλπία στην εν λόγω πίεση μπορεί να υπολογιστεί:

$$h_{p,is} = h(p_p, s_{p,0}) \quad (5.55)$$

Γνωρίζοντας την ισεντροπική απόδοση του πρωτεύοντος ακροφυσίου  $\eta_p$ , μπορούμε στη συνέχεια να υπολογίσουμε την ενθαλπία που προκύπτει από τη διεργασία μη ισεντροπικής εκτόνωσης:

$$h_p = h_{p,0} - \eta_p (h_{p,0} - h_{p,is}) \quad (5.56)$$

Η πυκνότητα κατά την εκτόνωση μπορεί στη συνέχεια να υπολογιστεί από την πίεση και την ενθαλπία. Από τη διατήρηση της ολικής ενθαλπίας, μπορούμε επίσης να υπολογίσουμε την ταχύτητα ροής:

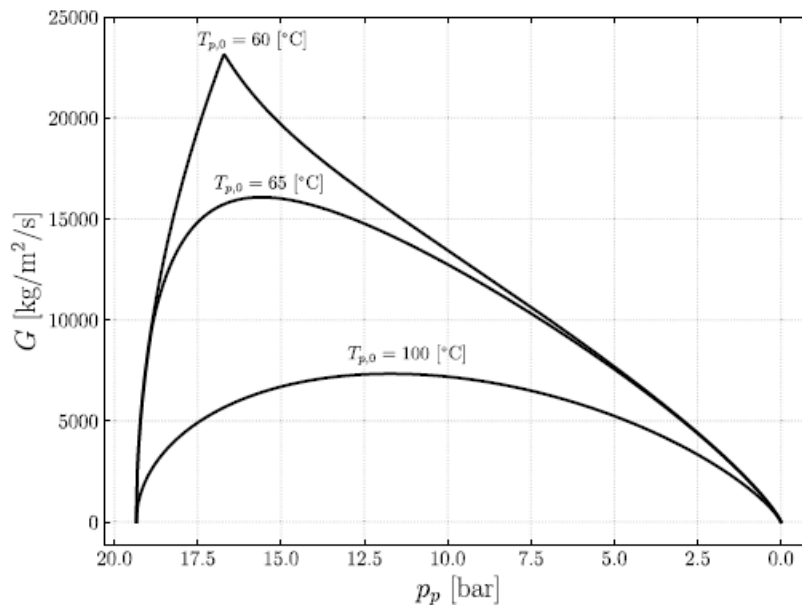
$$\rho_p = \rho(p_p, h_p) \quad (5.57)$$

$$V_p = \sqrt{2(h_{p,0} - h_p)} \quad (5.58)$$

Για να λυθεί η ροή, πρέπει στη συνέχεια να χρησιμοποιηθεί η υπόθεση του στραγγαλισμού της πρωτεύουσας ροής. Ο κλασικός τρόπος επιβολής μιας τέτοιας συνθήκης είναι να τεθεί ο αριθμός Mach ίσος με 1 στο λαιμό του ακροφυσίου. Αν και αυτή είναι η προσέγγιση που ακολουθείται στο μοντέλο των Chen et al. (145), είναι προτιμότερο να χρησιμοποιηθεί η υπόθεση του στραγγαλισμού μεγιστοποιώντας τη παροχή μάζας. Αυτή η προσέγγιση παρουσιάζει δύο πλεονεκτήματα. Πρώτον, δεν απαιτείται η γνώση της ταχύτητας του ήχου στο λαιμό για τον υπολογισμό της παροχής μάζας της πρωτεύουσας ροής, η οποία μερικές φορές μπορεί να είναι προβληματική για ροές δύο φάσεων, καθώς η βιβλιοθήκη COOLPROP είναι ελαττωματική για θερμοδυναμικές συνθήκες κοντά στην καμπύλη κορεσμού. Επίσης στη περίπτωση μη ισεντροπικής εκτόνωσης, το ηχητικό τμήμα δεν βρίσκεται στην πραγματικότητα στο γεωμετρικό λαιμό του ακροφυσίου, αλλά μάλλον σε μια ορισμένη απόσταση κατάντη. Η επιβολή του αριθμού Mach ίσου με τη μονάδα στο λαιμό θα οδηγούσε κατά συνέπεια σε σφάλμα στον υπολογισμό της παροχής μάζας στο πρωτεύον ακροφύσιο. Με τη μεγιστοποίηση της παροχής μάζας, αυτό το πρόβλημα αποφεύγεται και διατηρείται ο φυσικός ορισμός της στραγγαλισμένης ροής. Πράγματι, στην περίπτωση μιας ισεντροπικής ροής στο ακροφύσιο, μπορεί να αποδειχθεί ότι η μεγιστοποίηση της παροχής μάζας ανά μονάδα επιφάνειας ισοδυναμεί με την επιβολή της συνθήκης  $M=1$  στο λαιμό. Η παροχή μάζας (δηλαδή η παροχή μάζας ανά μονάδα επιφάνειας) ορίζεται ως:

$$G = \rho V \quad (5.59)$$

Από την εξ. (5.53) έως (5.59), μπορεί να υπολογιστεί η εκτόνωση του ρευστού στο κύριο ακροφύσιο. Το **Σχήμα 5.70** δείχνει την τυπική συμπεριφορά του  $G$  κατά την εκτόνωση με εργαζόμενο μέσο το R134a για διάφορες συνθήκες ανακοπής απ' όπου φαίνεται ότι η παροχή μάζας ανά μονάδα επιφάνειας παρουσιάζει μέγιστο κατά την εκτόνωση. Το μέγιστο πλησιάζει πιο κοντά στην πίεση ανακοπής καθώς η θερμοκρασία ανακοπής μειώνεται, δηλαδή οι συνθήκες ανακοπής προσεγγίζουν την αριστερή πλευρά της καμπύλης κορεσμού. Πράγματι, καθώς η θερμοκρασία μειώνεται, το ρευστό μεταβαίνει από υπέρθερμο ατμό (για  $T_{p,0}=100^\circ\text{C}$ ) σε πιο πυκνό υπόψυκτο υγρό (για  $T_{p,0}=65^\circ\text{C}$  και  $T_{p,0}=60^\circ\text{C}$ ). Η πολύ μεγαλύτερη πυκνότητα ενός υγρού εξηγεί γιατί το μέγιστο του  $G$  γίνεται μεγαλύτερο. Επίσης, παρατηρείται ότι όσο το  $T_{p,0}$  μειώνεται, το μέγιστο του  $G$  μετατοπίζεται προς τα αριστερά (δηλαδή, σε πίεση πλησιέστερη στη πίεση ανακοπής).



**Σχήμα 5.70:** Διακυμάνσεις της παροχής μάζας ανά μονάδα επιφάνειας προς την πίεση της κύριας ροής  $p_p$  για τρεις θερμοκρασίες ανακοπής, με ψυκτικό R-134a,  $p_{p,0}=1,934$  MPa και  $\eta_p=0,97$  (144)

Για συνθήκες ανακοπής όπου το ρευστό είναι αρκετά υπόψυκτο, υπάρχει στην πραγματικότητα ένα γωνιακό σημείο στη θέση του μέγιστου, καθώς το ρευστό εκτονώνεται απότομα. Με αυτόν τον τρόπο, το ρευστό χάνει μεγάλο μέρος της πυκνότητας του με σχεδόν ασυνεχή τρόπο. Αυτό αναδεικνύει την ανάγκη να υπολογιστεί με μεγάλη ακρίβεια η θέση του μέγιστου, επειδή λόγω αυτού του γωνιακού σημείου, μια μικρή ανακρίβεια θα οδηγήσει σε ένα σημαντικό σφάλμα στη παροχή μάζας. Για να υπολογιστεί αποτελεσματικά η μέγιστη παροχή μάζας, είναι βολικό να χρησιμοποιηθεί το γεγονός ότι το  $G$  έχει μόνο ένα μέγιστο. Επομένως, είναι δυνατόν να υπολογιστεί επαναληπτικά υπολογίζοντας το  $G=f(p_p)$  με μικρότερο βήμα πιέσεων  $p_p$ , περιορίζοντας το διάστημα πιέσεων, μέχρι να βρεθεί η λύση με την επιθυμητή ακρίβεια.

Γνωρίζοντας τη μέγιστη παροχή μάζας ανά μονάδα επιφάνειας  $G_{p,max}$  και την περιοχή του λαιμού του ακροφυσίου  $A_t$ , η παροχή μάζας για στραγγαλισμένο κύριο ακροφύσιο βρίσκεται από την εξίσωση:

$$\dot{m}_p = G_{p,max} A_t \quad (5.60)$$

Στη συνέχεια, η θερμοδυναμική κατάσταση του λαιμού επιλύεται πλήρως, καθώς το  $G_{p,max}$  παρέχει τη γνώση της πίεσης στο λαιμού του ακροφυσίου ( $p_{p,t}$ ) η οποία μπορεί αργότερα να χρησιμοποιηθεί για την εύρεση της ενθαλπίας του λαιμού  $h_{p,t}$  με τη

χρήση των Εξ. (5.55) και (5.56). Η ταχύτητα στο λαιμό βρίσκεται στη συνέχεια χρησιμοποιώντας την Εξ. (5.58).

Στη σπάνια περίπτωση όπου το μέγιστο του  $G$  βρίσκεται ακριβώς στο κρίσιμο σημείο, η εξέλιξη της λύσης διακόπτεται.

Οι συνθήκες εξόδου του ακροφυσίου βρίσκονται με περαιτέρω εκτόνωση της ροής από τη γνωστή κατάσταση στο λαιμό. Γνωρίζοντας την περιοχή του τμήματος εξόδου  $A_{p,e}$ , η κατάσταση εξόδου του ρευστού βρίσκεται χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις διατήρησης μάζας και ολικής ενθαλπίας. Πράγματι, η ροή πρέπει να ικανοποιεί τις παρακάτω σχέσεις:

$$V_{p,e} = \frac{\dot{m}_p}{\rho_p A_{p,e}} \quad (5.61)$$

και

$$V_{p,e} = \sqrt{2(h_{p,t} - h_p) + V_{p,t}^2} \quad (5.62)$$

όπου τα  $h_p$  και  $\rho_p$  μπορούν να υπολογιστούν κατά την εκτόνωση (δηλ. ως συνάρτηση του  $\rho_p$ ) με τη χρήση των Εξ. (5.56) και (5.57), αντίστοιχα. Η λύση  $V_{p,e}$  βρίσκεται επιλέγοντας τη μοναδική τιμή που επιτρέπει τις Εξ. (5.61) και (5.62) να ικανοποιηθούν ταυτόχρονα. Επομένως η κατάσταση στην έξοδο του κυρίως ακροφυσίου ορίζεται πλήρως, καθώς η τιμή των  $V_{p,e}$  παρέχει άμεση γνώση των  $\rho_{p,e}$  και  $h_{p,e}$ .

### Θάλαμος ανάμειξης

Οι συνθήκες σχεδιασμού στο τμήμα  $\gamma$  (δηλαδή, το τμήμα ανάμειξης) μπορούν να βρεθούν χρησιμοποιώντας το κριτήριο του σύνθετου στραγγαλισμού για το πραγματικό αέριο (146), δηλαδή:

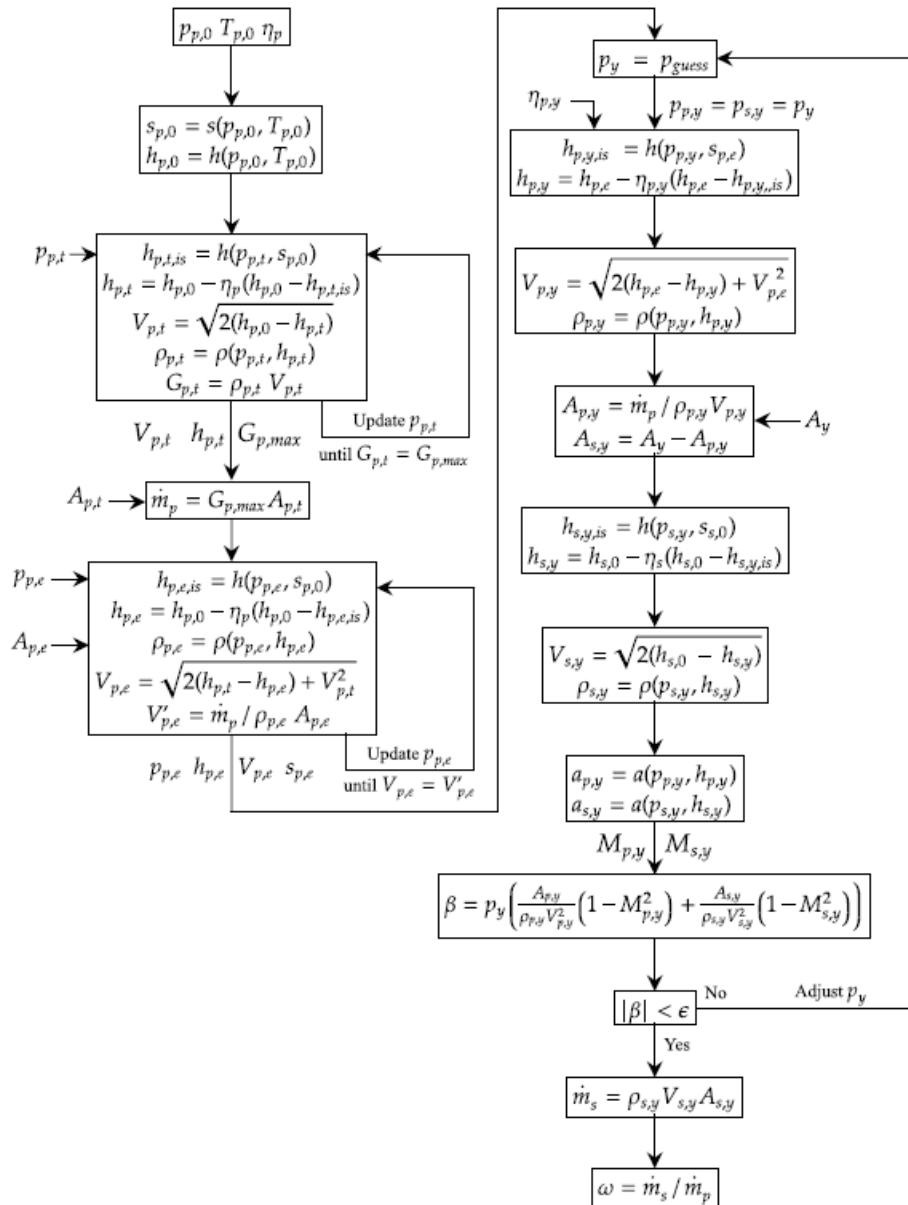
$$\beta = p_\gamma \left[ \frac{A_{p,\gamma}}{\rho_{p,\gamma} V_{p,\gamma}^2} (1 - M_{p,\gamma}^2) + \frac{A_{s,\gamma}}{\rho_{s,\gamma} V_{s,\gamma}^2} (1 - M_{s,\gamma}^2) \right] = 0 \quad (5.63)$$

όπου οι ιδιότητες της δευτερεύουσας ροής στο τμήμα  $\gamma$  υπολογίζονται από τις συνθήκες εισόδου και χρησιμοποιώντας την προκαθορισμένη τιμή του  $p_\gamma$  (Croquer et al. (146) για περισσότερες λεπτομέρειες). Μόλις βρεθεί η τιμή του  $p_\gamma$  με επαρκή ακρίβεια (δηλαδή,  $\beta < \epsilon$ , με  $\epsilon$  την ανοχή σφάλματος), όλες οι ιδιότητες στο τμήμα  $\gamma$  είναι γνωστές και η παροχή μάζας της δευτερεύουσας ροής μπορεί να υπολογιστεί από:

$$\dot{m}_s = \rho_{s,\gamma} V_{s,\gamma} A_{s,\gamma} \quad (5.64)$$

που επιτρέπει τον προσδιορισμό του λόγου παγίδευσης  $\omega$  κατά τη σχεδίαση  $\omega = \dot{m}_s / \dot{m}_p$ .

Το **Σχήμα 5.71** δείχνει το διάγραμμα ροής του αλγορίθμου που περιγράφηκε. Η διαδικασία για τον υπολογισμό της κρίσιμης back pressure θα συζητηθεί παρακάτω καθώς είναι η ίδια για λειτουργία του εγχυτήρα εντός και εκτός της περιοχής σχεδιασμού.



**Σχήμα 5.71:** Διάγραμμα ροής αλγορίθμου του μοντέλου για λειτουργία εγχυτήρα εντός της περιοχής σχεδιασμού χρησιμοποιώντας το κριτήριο σύνθετου στραγγαλισμού. (144)

### 5.2.2.4 Μοντελοποίηση λειτουργίας εκτός συνθηκών σχεδιασμού (off-design)

Το μοντέλο βασίζεται στο μοντέλο που δημοσιεύτηκε από τους Chen et al. (145). Ωστόσο, το αρχικό τους μοντέλο πάσχει από προβλήματα διατήρησης της μάζας μεταξύ των τμημάτων  $\gamma$  και  $m$ . Πράγματι, επειδή το εν λόγω μοντέλο υποθέτει ότι η διαδικασία ανάμιξης μεταξύ κύριας και δευτερεύουσας ροής γίνεται υπό σταθερή πίεση, η σχετική εξίσωση (δηλαδή,  $p_\gamma = p_m$ ) προστίθεται στο σύστημα για την επίλυση της ροής στο τμήμα  $m$ . Ωστόσο, με αυτόν τον τρόπο, η εξίσωση διατήρησης μάζας παραλείπεται. Οι περιορισμοί ορμής, ενέργειας και πίεσης είναι αρκετοί για να λύσουν το σύστημα, με αποτέλεσμα το  $\dot{m}_p + \dot{m}_s \neq \rho m V m A y$ . Για να ξεπεραστεί αυτό το ζήτημα, το παρόν μοντέλο δεν θεωρεί ότι η διαδικασία ανάμιξης λαμβάνει χώρα υπό σταθερή πίεση. Αντίθετα, η εξίσωση διατήρησης μάζας εισάγεται ξανά για να λυθεί η ροή μεταξύ των τμημάτων  $\gamma$  και  $m$ .

Σε αντίθεση με τη λειτουργία κατά εντός περιοχής σχεδιασμού, η απόδοση του εγχυτήρα εκτός περιοχής σχεδιασμού εξαρτάται από τις κατάντη συνθήκες (δηλ. την back pressure  $p_{out}$ ). Πράγματι, εάν ο εγχυτήρας λειτουργεί σε περιοχή εκτός σχεδίασης, οι πληροφορίες θα μεταφερθούν από το άκρο του διαχύτη μέχρι το τμήμα ανάμιξης. Η πίεση ανάμιξης  $p_\gamma$  θα είναι συνεπώς υψηλότερη όταν ο εγχυτήρας λειτουργεί σε περιοχή εκτός σχεδίασης από ό,τι όταν λειτουργεί σε περιοχή εντός σχεδίασης, και έτσι θα επηρεαστεί η παροχή μάζας της δευτερεύουσας ροής. Ο λόγος παγίδευσης  $\omega$  θα εξαρτάται επομένως από την back pressure. Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως για τη λειτουργία κατά το σχεδιασμό, δεν απαιτείται η επίλυση της ροής κατάντη του τμήματος  $\gamma$  προκειμένου να υπολογιστεί ο λόγος παγίδευσης  $\omega$ . Αυτό δεν ισχύει σε περίπτωση που ζητείται ο λόγος παγίδευσης  $\omega$  για μια συγκεκριμένη back pressure. Προκειμένου να προσδιοριστεί το η περιοχή λειτουργίας του εγχυτήρα καθώς και εάν είναι απαραίτητο, να υπολογιστεί ο λόγος παγίδευσης  $\omega$  για λειτουργία εκτός περιοχής σχεδιασμού, η ροή πρέπει να επιλυθεί μέχρι την έξοδο του διαχύτη, δηλαδή το τμήμα  $d$  (Σχήμα 5.69). Υπενθυμίζεται ότι η προϋπόθεση για τον εγχυτήρα να βρίσκεται σε περιοχή ενός σχεδίασης δίνεται από την εξίσωση:

$$p_{out} < p_{out}^* \quad (5.65)$$

όπου  $p_{out}^*$  είναι η κρίσιμη back pressure. Ως εκ τούτου, η κρίσιμη back pressure πρέπει να υπολογιστεί για να εκτιμηθεί η περιοχή λειτουργίας. Πρώτον, οι θερμοδυναμικές καταστάσεις και οι ταχύτητες της πρωτεύουσας και δευτερεύουσας ροής υπολογίζονται χρησιμοποιώντας το μοντέλο σε περιοχή λειτουργίας εντός σχεδίασης, δηλαδή χρησιμοποιώντας τη θεωρία του σύνθετου στραγγαλισμού. Στη συνέχεια, οι ιδιότητες υπολογίζονται στο τμήμα  $m$ , δηλαδή το συγκεκριμένο τμήμα που βρίσκεται μέσα στον

αγωγό σταθερής διατομής στο οποίο η πρωτεύουσα και δευτερεύουσα ροή υποτίθεται ότι αναμειγνύονται πλήρως. Η κατάσταση  $m$  συνιστά επομένως μια ενιαία κατάσταση, χωρίς καμία διάκριση μεταξύ των δύο ροών.

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω, η υπόθεση ανάμειξης υπό σταθερή πίεση στην αρχική εργασία των Chen et al. (145) αντικαθίσταται από την εξίσωση διατήρησης της μάζας. Αυτό σημαίνει ότι πρέπει να προστεθεί ένας επιπλέον όρος στην εξίσωση διατήρησης της ορμής, για να ληφθεί υπόψη η διαφορά πίεσης μεταξύ των τμημάτων  $m$  και  $\gamma$ . Αυτό σημαίνει ότι η κατάσταση  $m$  πρέπει να λυθεί χρησιμοποιώντας μια επαναληπτική μέθοδο, καθώς το  $V_m$  εξαρτάται από την άγνωστη πίεση  $p_m$ . Η κατάσταση  $m$  ορίζεται επομένως από τέσσερις εξισώσεις. Πρώτον, η διατήρηση της μάζας γράφεται:

$$\rho_m V_m A_y = \dot{m}_p + \dot{m}_s \quad (5.66)$$

Τότε, η εξίσωση διατήρησης της ορμής γίνεται:

$$V_m = \eta_m \frac{\dot{m}_p V_{p,y} + \dot{m}_s V_{s,y} + (p_y - p_m) A_y}{\dot{m}_p + \dot{m}_s} \quad (5.67)$$

Αξίζει να σημειωθεί σε αυτό το σημείο ότι το  $\eta_m$  δεν χρειάζεται να είναι γραμμική συνάρτηση του  $p_{out}$  όπως συνέβαινε στο μοντέλο των Chen et al. (145). Αντίθετα, το  $\eta_m$  θεωρείται σταθερό. Η τρίτη εξίσωση είναι η εξίσωση διατήρησης της ολικής ενθαλπίας:

$$h_m = \frac{\dot{m}_p h_{p,0} + \dot{m}_s h_{s,0}}{\dot{m}_p + \dot{m}_s} - \frac{V_m^2}{2} \quad (5.68)$$

και η τελευταία εξίσωση είναι η εξίσωση κατάστασης που συνδέει τα  $p_m, p_m$  και  $h_m$ :

$$\rho_m = \rho(p_m, h_m) \quad (5.69)$$

Για να λυθεί αυτό το σύστημα εξισώσεων, γίνεται υπόθεση της πίεση  $p_m$ . Στη συνέχεια, η ταχύτητα ροής  $V_m$  υπολογίζεται από την Εξ. (5.67), μαζί με την ενθαλπία  $h_m$  χρησιμοποιώντας την Εξ. (5.68). Η πυκνότητα ροής  $\rho_m$  μπορεί στη συνέχεια να ληφθεί από την Εξ. (5.69). Η πίεση  $p_m$  τροποποιείται μέχρι η Εξ.(5.66) να ικανοποιείται. Πρακτικά, η λύση βρίσκεται περιορίζοντας σε κάθε επανάληψη το διάστημα λύσης της  $p_m$  μέχρι να βρεθεί το ελάχιστο (ή εδώ, επίσης, το μηδέν) της ποσότητας  $|\rho_m V_m A_y - \dot{m}_p + \dot{m}_s|$ .

Μετά την ανάμειξη, η ροή μπορεί να είναι ή όχι υπερηχητική. Ωστόσο, πρέπει να είναι υποηχητική όταν εισέρχεται στον διαχύτη, διαφορετικά θα λειτουργούσε πραγματικά ως αποκλίνον ακροφύσιο, επιταχύνοντας έτσι τη ροή. Ωστόσο, ο στόχος είναι να ανακτηθεί η πίεση στην έξοδο του εγχυτήρα. Για το μοντέλο 0-D, εάν η ροή είναι υπερηχητική στο τμήμα  $m$ , επιλέγεται να ξανασυμπιεστεί εκ νέου μέσω ενός κάθετου κρουστικού κύματος που εμφανίζεται στο άκρο του αγωγού σταθερής διατομής (τμήμα  $N$ ). Να σημειωθεί ότι τα τμήματα  $m$ ,  $N$  και  $2$  βρίσκονται ουσιαστικά στην ίδια θέση, αλλά σχεδιάστηκαν ξεχωριστά στο **Σχήμα 5.69** για λόγους αναγνωσιμότητας.

Επειδή η ροή μπορεί να είναι ήδη υποηχητική στο τμήμα m, επιλέχθηκε να ελεγχθεί ο αριθμός Mach στο εν λόγω τμήμα και να υπολογιστεί το κάθετο κρουστικό κύμα μόνο εάν  $M_m > 1$ . Πράγματι, εάν η ροή στο τμήμα m είναι υποηχητική, δεν είναι απαραίτητο να λυθούν οι εξισώσεις του κάθετου κρουστικού κύματος. Σε αυτήν την περίπτωση, η υποηχητική ροή στην είσοδο του διαχύτη (τμήμα 2) δεν διακρίνεται από τη ροή του τμήματος m. Αντιθέτως, εάν η ροή είναι πράγματι υπερηχητική στο τμήμα m, οι εξισώσεις διατήρησης μάζας, ορμής και ολικής ενθαλπίας πρέπει να λυθούν για να υπολογιστεί η ροή στο τμήμα 2. Αυτό πρέπει να εκτελεστεί χρησιμοποιώντας ένα επαναληπτικό σχήμα. Αρχικά, γίνεται υπόθεση της πυκνότητας του ρευστού στο τμήμα 2:

$$\rho_2 = \rho_{\text{guess}} \quad (5.70)$$

με  $\rho_{\text{guess}}$  επιλεγμένο υψηλότερο από το  $\rho_m$ . Στη συνέχεια, η ταχύτητα ροής υπολογίζεται από τη διατήρηση της μάζας:

$$V_2 = \frac{\rho_m V_m}{\rho_2} \quad (5.71)$$

Από τη διατήρηση της ολικής ενθαλπίας, η ενθαλπία υπολογίζεται ως:

$$h_2 = h_m + \frac{V_m^2}{2} - \frac{V_2^2}{2} \quad (5.72)$$

και η πίεση στο τμήμα 2 λαμβάνεται από τα δεδομένα σε πίνακα από:

$$p_2 = p(\rho_2, h_2) \quad (5.73)$$

Στη συνέχεια, η εξίσωση διατήρησης της ορμής χρησιμοποιείται για την ενημέρωση της τιμής του  $\rho_2$  που είχε αρχικά υποτεθεί:

$$\rho_2 = \frac{\rho_m V_m^2 + p_m - p_2}{V_2^2} \quad (5.74)$$

Η τελευταία τιμή του  $\rho_2$  στη συνέχεια τροφοδοτείται ξανά στην Εξ. (5.71) και υπολογίζεται εκ νέου μέχρι σύγκλισης. Καθώς η κατάσταση 2 ορίζεται πλήρως, το τελευταίο βήμα είναι η επίλυση της ροής εντός του διαχύτη. Για το σκοπό αυτό, πρέπει πρώτα να γίνει ανάκτηση της εντροπίας στο τμήμα 2 από πίνακα:

$$s_2 = s(p_2, h_2) \quad (5.75)$$

Η ενθαλπία στην έξοδο του διαχύτη (τμήμα d) για μια ισεντροπική συμπίεση που συμβολίζεται με  $h_{d,is}$ , μπορεί να εκφραστεί χρησιμοποιώντας τον κλασικό ορισμό της ισεντροπικής απόδοσης  $\eta_d$ :

$$\eta_d = \frac{h_{d,is} - h_2}{h_d - h_2} \quad (5.76)$$

Στη συνέχεια, εφαρμόζοντας την εξίσωση διατήρησης της ολικής ενθαλπίας:

$$h_d = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \quad (5.77)$$



προκύπτει:

$$h_{d,is} = h_2 + \eta_d \frac{V_2^2}{2} \quad (5.78)$$

όπου χρησιμοποιήθηκε η υπόθεση της αμελητέας ταχύτητας ροής στο τμήμα d. Η πίεση στην έξοδο του διαχύτη μπορεί τελικά να υπολογιστεί από:

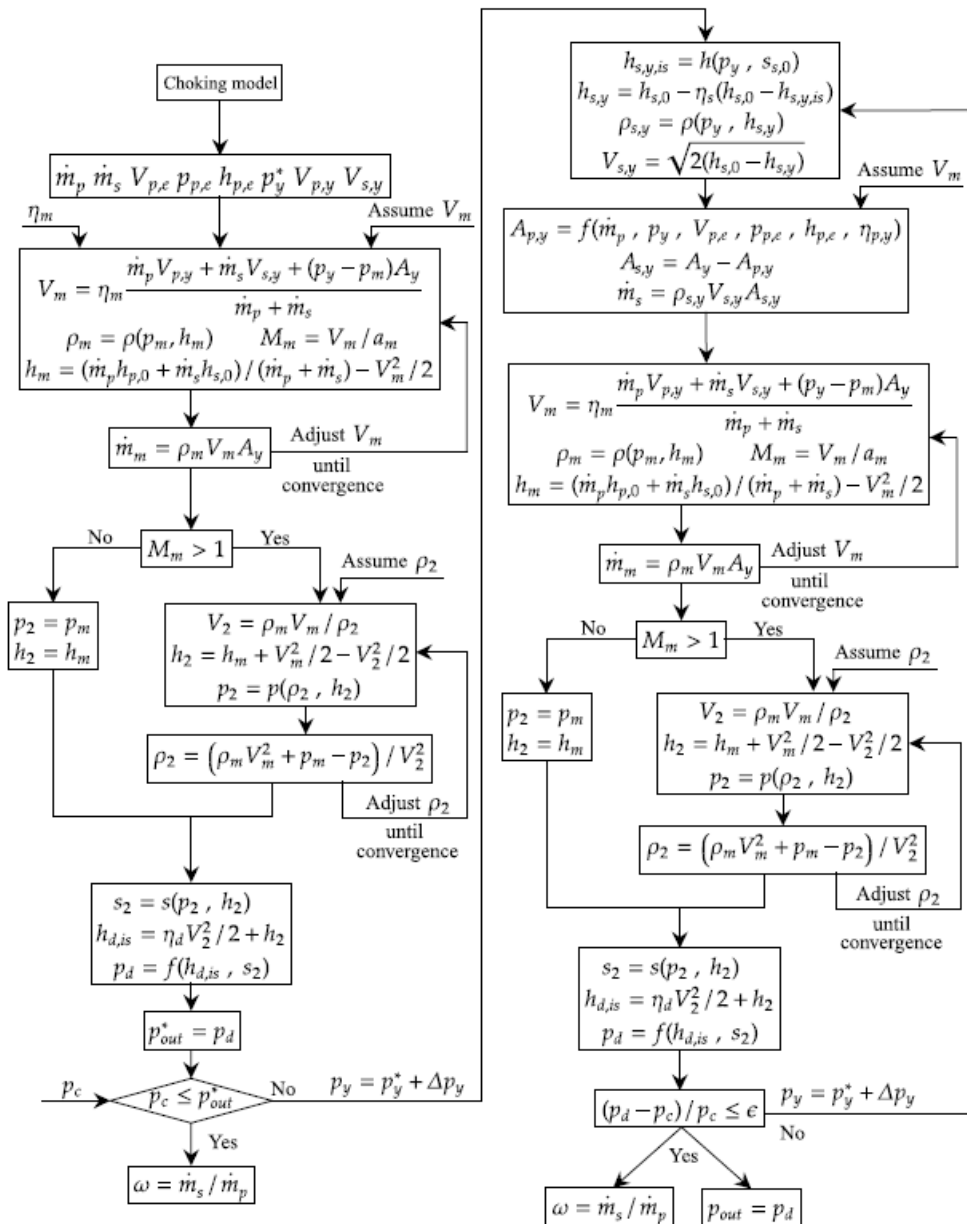
$$p_d = p(h_{d,is}, s_2) \quad (5.79)$$

καθώς η τελική πίεση για την ισεντροπική εκτόνωση είναι ίδια με αυτή της μη ισεντροπικής. Εάν ο εγχυτήρας είναι διπλά στραγγαλισμένος, η υπολογισμένη πίεση  $p_d$  αντιστοιχεί στην πραγματικότητα στην κρίσιμη back pressure  $p_{out}^*$ , και εάν ο εγχυτήρας βρίσκεται κάτω από την υποκρίσιμη περιοχή, προκύπτει ότι  $p_d = p_{out}$ .

Για μια δεδομένη back pressure  $p_c$ , μπορεί να προσδιοριστεί εάν ο εγχυτήρας λειτουργεί εντός ή εκτός περιοχής σχεδίασης. Για την τελευταία περίπτωση, η πίεση στο άκρο του διαχύτη πρέπει να ταιριάζει με την back pressure, η οποία απαιτεί την επίλυση της ροής με επαναληπτικό τρόπο μέχρι να βρεθεί η πίεση  $p_y$  που ικανοποιεί:

$$\frac{|p_d - p_c|}{p_c} \leq \varepsilon \quad (5.80)$$

με  $\varepsilon$  την ανοχή σφάλματος. Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, η πίεση ανάμιξης  $p_y$  αυξάνεται καθώς η back pressure αυξάνεται όταν ο εγχυτήρας λειτουργεί σε περιοχή εκτός σχεδίασης. Επομένως, η πίεση  $p_y$  ενημερώνεται σε κάθε επανάληψη μέχρι να ικανοποιηθεί η Εξ. (5.80). Το **Σχήμα 5.72** συνοψίζει τον αλγόριθμο υπολογισμού του νέου μοντέλου για λειτουργία εκτός περιοχής σχεδίασης.

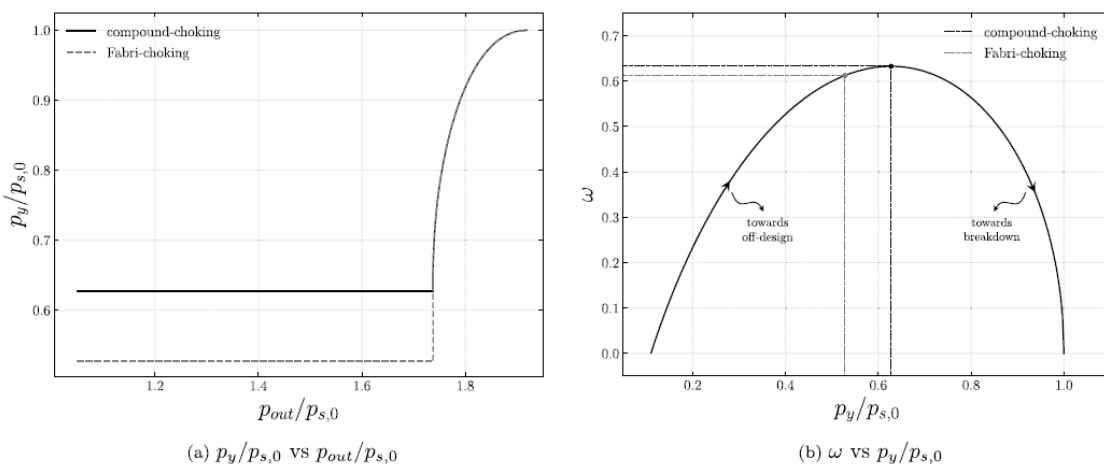


Σχήμα 5.72: Διάγραμμα ροής αλγορίθμου του μοντέλου εγχυτήρα για λειτουργία εκτός περιχής σχεδιασμού (144)

### 5.2.2.5 Επιβεβαίωση του θερμοδυναμικού μοντέλου για μονοφασικούς εγχυτήρες

#### 5.2.2.5.1 Σχέση μεταξύ στραγγαλισμού Fabri και σύνθετου στραγγαλισμού

Εδώ εξηγείται αναλυτικά η σχέση μεταξύ στραγγαλισμού Fabri και του σύνθετου στραγγαλισμού. Για να γίνει αυτό, η γεωμετρία του εγχυτήρα αέρα στο Université catholique de Louvain που αναπτύχθηκε από τους Lamberts et al. (147) (148) μοντελοποιείται για  $p_{p,0}/p_{s,0}=4,5$  και με  $\eta_m=0,92$ . Όλες οι άλλες αποδόσεις έχουν θεωρηθεί 1. Η μεταβολή της πίεσης ανάμειξης ως συνάρτηση της back pressure παρουσιάζεται στο **Σχήμα 5.73α**. Η σχεδιαστική πίεση ανάμειξης  $p^*_{y,}$  και επομένως το επίπεδο σχεδίασης, είναι υψηλότερη όταν χρησιμοποιείται το κριτήριο του σύνθετου στραγγαλισμού. Αυτό μπορεί να ερμηνευθεί ως εξής: όπως συζητήθηκε διεξοδικά στην Αναφ. (146), ο σύνθετος στραγγαλισμός προβλέπει τον στραγγαλισμό του εγχυτήρα για αριθμούς Mach της δευτερεύουσας ροής μικρότερους από 1 στον αεροδυναμικό λαιμό (τμήμα γ). Ως εκ τούτου, η πίεση στην εν λόγω θέση πρέπει να είναι υψηλότερη από αυτή στην περίπτωση του στραγγαλισμού Fabri (δηλαδή,  $M_{s,\gamma}=1$ ) επειδή η δευτερεύουσα ροή έχει εκτονωθεί λιγότερο. Πρέπει επίσης να σημειωθεί ότι καθώς η back pressure τείνει στην breakdown πίεση, η πίεση ανάμειξης τείνει να φτάσει στη πίεση ανακοπής. Όπως ήταν αναμενόμενο, όταν  $p_{\gamma}=p_{s,0}$ , δεν υπάρχει κλίση πίεσης για εκτόνωση της δευτερεύουσας ροής, επομένως  $\dot{m}_s=0$  και ο λόγος παγίδευσης μηδενίζεται.

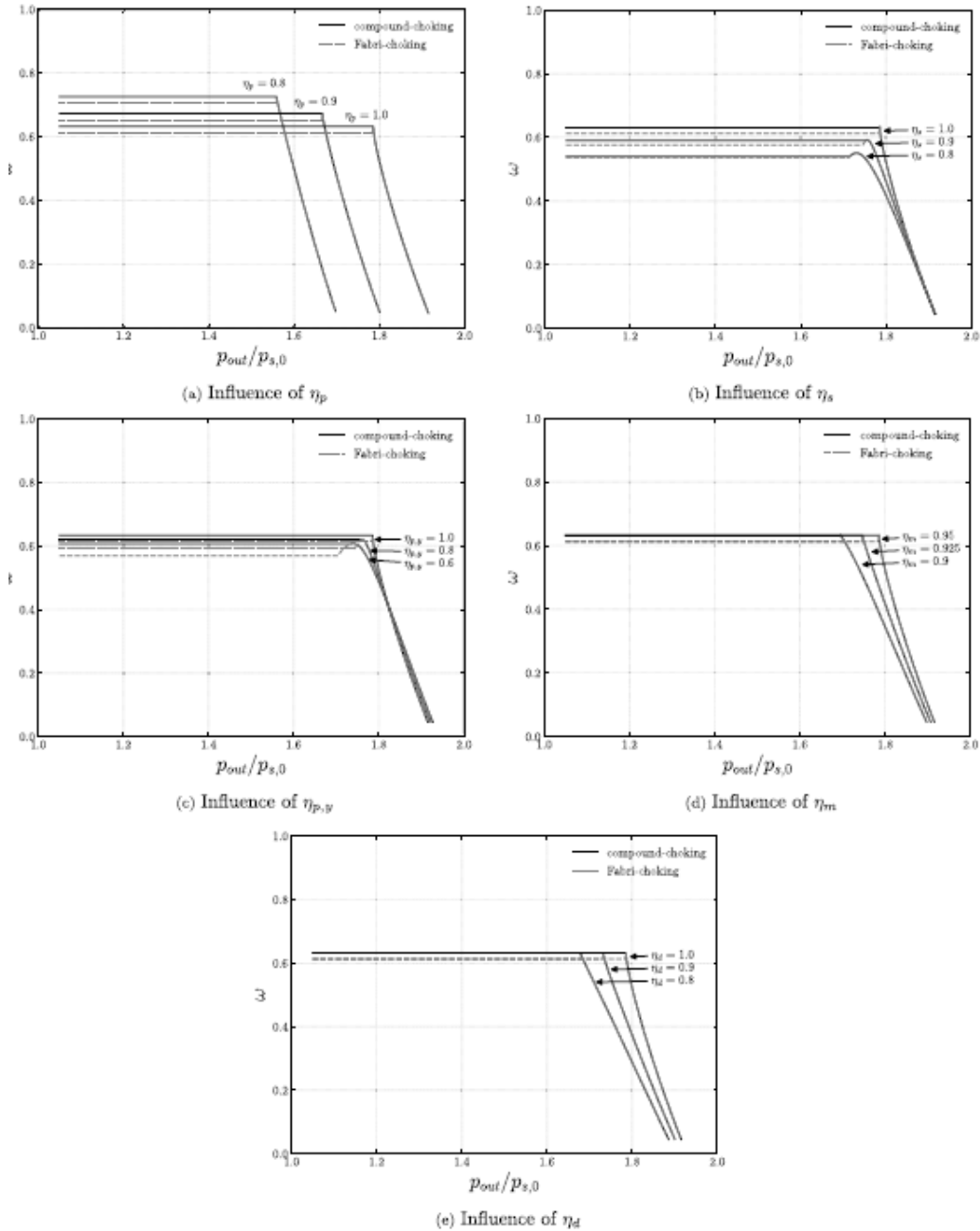


**Σχήμα 5.73:** Σύγκριση μεταξύ στραγγαλισμού Fabri και σύνθετου στραγγαλισμού για  $p_{p,0}/p_{s,0}=4,5$ , αέρα ως εργαζόμενο ρευστό και  $\eta_m=0,92$ . Οι κρίσιμες συνθήκες έχουν τονιστεί στην καμπύλη του  $\omega$ . (144)

Στη συνέχεια, το **Σχήμα 5.73β** παρουσιάζει το λόγο παγίδευσης  $\omega$  ως συνάρτηση της πίεσης ανάμειξης. Το  $\omega$  μπορεί να υπολογιστεί ως συνάρτηση μόνο της πίεσης ανάμειξης και των συνθηκών ανακοπής. Στη συνέχεια, οι θέσεις των κρίσιμων συνθηκών μπορούν να εντοπιστούν και για τα δύο κριτήρια στραγγαλισμού. Αυτά αντιπροσωπεύονται με κουκκίδες στην καμπύλη. Με βάση τα παραπάνω είναι φανερό ότι το κριτήριο του σύνθετου στραγγαλισμού προβλέπει συστηματικά υψηλότερους λόγους παγίδευσης από το κριτήριο στραγγαλισμού Fabri. Ο λόγος παγίδευσης που προβλέπεται από τον σύνθετο στραγγαλισμό βρίσκεται ακριβώς στο μέγιστο της καμπύλης. Αυτό σημαίνει ότι, εάν οι μετασχηματισμοί είναι ισεντροπικοί μέχρι το τμήμα ανάμειξης, η ικανοποίηση του κριτηρίου του σύνθετου στραγγαλισμού θα οδηγήσει στη μεγιστοποίηση της συνολικής παροχής μάζας εντός του εγχυτήρα. Επομένως, εφόσον η κύρια ροή είναι στραγγαλισμένη, η μεγιστοποίηση του  $\omega$  ισοδυναμεί με τη μεγιστοποίηση του  $\dot{m}_s$  και επομένως του  $\dot{m}_p + \dot{m}_s$ .

Αντιθέτως, η πίεση ανάμειξης στραγγαλισμού Fabri στην κρίσιμη κατάσταση  $p^*_{\gamma}$  είναι ελαφρώς μικρότερη από αυτή της μέγιστης. Αν και δεν συζητήθηκε στο άρθρο των Chen et al. (145), διαπιστώθηκε, με την εκ νέου εφαρμογή του μοντέλου τους, ότι επειδή το κριτήριο στραγγαλισμού Fabri δεν μεγιστοποιεί το λόγο παγίδευσης (και επομένως τη συνολική παροχή μάζας), το σχεδόν κρίσιμο μέρος της εκτός σχεδίασης λειτουργίας της χαρακτηριστικής καμπύλης παρουσιάζει μια μεγάλη "τοπική απόκλιση (sprigius overshoot)". Όσο πλησιάζουμε στην εκτός σχεδίαση λειτουργία των χαρακτηριστικών καμπυλών, η πίεση ανάμειξης  $p_{\gamma}$  αυξάνεται. Ξεκινώντας από το κρίσιμο σημείο στραγγαλισμού Fabri (**Σχήμα 5.72β**) και ακολουθώντας την καμπύλη προς τα δεξιά, φτάνουμε στο μέγιστο (δηλ. το κρίσιμο σημείο στραγγαλισμού). Με την ίδια λογική, όλα τα θερμοδυναμικά μοντέλα που βασίζονται στο κριτήριο στραγγαλισμού Fabri και τη μοντελοποίηση της λειτουργίας εκτός σχεδίασης θα πρέπει λογικά να παρουσιάζουν παρόμοιες υπερβάσεις, εκτός και εάν έχουν αφαιρεθεί.

5.2.2.5.2 Επίδραση των ισεντροπικών βαθμών απόδοσης στις χαρακτηριστικές καμπύλες



**Σχήμα 5.74:** Επιρροή των διάφορων ισεντροπικών βαθμών απόδοσης στις χαρακτηριστικές καμπύλες χρησιμοποιώντας το μοντέλο σύνθετου στραγγαλισμού. Εμφανίζεται και το μοντέλο στραγγαλισμού Fabri για λόγους σύγκρισης. (144)

Προκειμένου να βαθμονομηθεί αποτελεσματικά το μοντέλο, είναι σημαντικό να αξιολογηθεί η μεμονωμένη επίδραση κάθε βαθμού απόδοσης στο σχήμα των χαρακτηριστικών καμπυλών μεταβάλλοντας μία από τις αποδόσεις κάθε φορά. Το **Σχήμα 5.74** δείχνει την επίδραση των τεσσάρων ισεντροπικών βαθμών απόδοσης (δηλ.  $\eta_p$ ,  $\eta_s$ ,  $\eta_{p,y}$  και  $\eta_d$ ) και το βαθμό απόδοσης ανάμειξης  $\eta_m$ . Οι καμπύλες για το αντίστοιχο μοντέλο στραγγαλισμού Fabri (δηλαδή, επιβολή της συνθήκης  $M_{s,y}=1$ ) έχουν παρουσιαστεί για λόγους σύγκρισης. Να σημειωθεί ότι, όπου δεν αναφέρεται, οι ισοεντροπικοί βαθμοί απόδοσης έχουν οριστεί ίσοι με 1 και αυτός της ανάμειξης με 0,95.

Η επίδραση των διαφορετικών ισοεντροπικών βαθμών απόδοσης, καθώς και τα αποτελέσματα που δίνουν είναι τα εξής:

- Καθώς μειώνεται το  $\eta_p$ , η παροχή ροής της κύριας μάζας μειώνεται, καθώς η ταχύτητα ροής στον πρωτεύοντα λαίμο μειώνεται. Επομένως, ο λόγος παγίδευσης κατά τη λειτουργία εντός της περιοχής σχεδίασης αυξάνεται. Η επίδραση της τριβής στο πρωτεύον ακροφύσιο είναι περίπου ισοδύναμη με την ύπαρξη χαμηλότερης αρχικής πίεσης ανακοπής. Αυτό εξηγεί το γεγονός ότι η κρίσιμη back pressure μειώνεται.
- Όταν μειώνεται το  $\eta_s$ , το  $\omega$  κατά τη λειτουργία εντός της περιοχής σχεδίασης μειώνεται, καθώς μειώνεται η παροχή μάζας στη δευτερεύουσα ροή. Η back pressure σχετίζεται στενά με τη συνολική παροχή μάζας που διέρχεται από τον εγχυτήρα. Έτσι, μια μικρότερη παροχή μάζας στη δευτερεύουσα ροή οδηγεί επίσης σε μείωση της κρίσιμης back pressure. Οι καμπύλες λειτουργίας εκτός περιοχής σχεδιασμού έχουν όλες την ίδια breakdown pressure. Αυτό εξηγείται από το γεγονός ότι όταν η πίεση ισούται με breakdown pressure, η παροχή μάζας στη δευτερεύουσα ροή ισούται με 0 και δεν επηρεάζει πλέον τη συνολική παροχή. Αυτό δεν ισχύει όταν το  $\eta_p$  μεταβάλλεται, γι' αυτό και οι breakdown pressures στο **Σχήμα 5.74α** δεν είναι οι ίδιες. Παρατηρείται ότι η τοπική απόκλιση που συζητήθηκε προηγουμένως στην περίπτωση των καμπυλών στραγγαλισμού Fabri είναι επίσης παρούσα στις καμπύλες σύνθετου στραγγαλισμού. Αυτό οφείλεται στην πραγματικότητα στο γεγονός ότι, όπως εξηγείται στους Croquer et al. (146), το κριτήριο του σύνθετου στραγγαλισμού όπως εκφράζεται στην Εξ. (5.63) δεν είναι αυστηρά σωστό αν ληφθούν υπόψη μη ισεντροπικές ροές. Πράγματι, επειδή το κριτήριο στην Εξ. (5.63) λήφθηκε με την υπόθεση της ισεντροπικής ροής, όταν οι απώλειες τριβής εισάγονται στο μοντέλο μέσω των ισεντροπικών βαθμών απόδοσης, οι Εξ. (5.63) δεν είναι πλέον αυστηρά ακριβείς, με την έννοια ότι ο δείκτης σύνθετου στραγγαλισμού  $\beta$  δεν υπολογίζεται πλέον σύμφωνα με τον ορισμό του, που δίνεται στην Αναφ. (149). Αν η Εξ. (5.63) εν τούτοις χρησιμοποιείται με  $\eta_s$  ή  $\eta_{p,y}$  διάφορα της μονάδας, όπως συμβαίνει με τις

καμπύλες στα **Σχήματα 5.74β** και **γ**, η τοπική απόκλιση θα υπάρχει και στις καμπύλες σύνθετου στραγγαλισμού επειδή η Εξ. (5.63) δεν μπορεί να προβλέψει τη μέγιστη παροχή μάζας στη δευτερεύουσα ροή. Υπάρχει όμως μια διορθωμένη έκφραση του  $\beta$ , η οποία μεγιστοποιεί την παροχή μάζας της δευτερεύουσας ροής. Επομένως, σε μη ισεντροπικές εκτονώσεις, το σωστό κριτήριο στραγγαλισμού θα πρέπει να είναι η μεγιστοποίηση της συνολικής παροχής μάζας, η οποία είναι σύμφωνη με την Εξ. (5.63), με τον σωστό υπολογισμό του  $\beta$ .

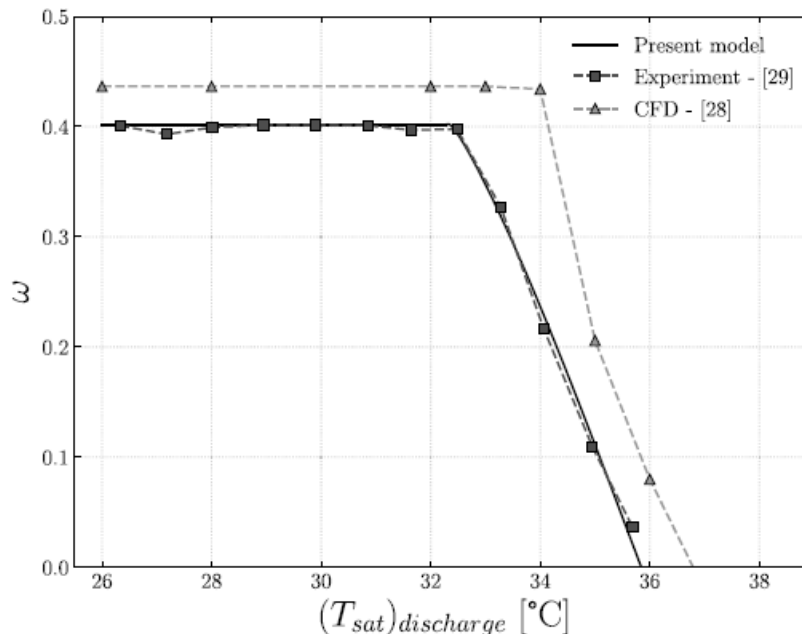
- Η μείωση του  $\eta_{p,y}$  έχει παρόμοια επίδραση με τη μείωση του  $\eta_s$ , αλλά σε μικρότερο βαθμό. Ωστόσο, καμία από τις δύο παροχές μάζας δεν επηρεάζεται άμεσα από αυτόν τον βαθμό απόδοσης. Μια διαισθητική εξήγηση είναι ότι, καθώς το  $\eta_{p,y}$  μειώνεται, η κύρια ροή εκτονώνεται λιγότερο αποτελεσματικά στο θάλαμο ανάμειξης. Επομένως, η τριβή εμποδίζει την εκτόνωση της κύριας ροής (η ταχύτητα ροής είναι χαμηλότερη), έτσι ώστε η διατομή ανάμειξης της κύριας ροής  $A_{p,y}$  να πρέπει να γίνει μεγαλύτερη για να διατηρηθεί η παροχή μάζας. Αντιστρόφως, η διατομή ανάμειξης δευτερεύουσας ροής  $A_{s,y}$  ελαττώνεται, μειώνοντας επομένως την παροχή μάζας δευτερεύουσας ροής και ως εκ τούτου το λόγο παγίδευσης.
- Η μείωση του  $\eta_m$  δεν επηρεάζει το λόγο παγίδευσης κατά τη λειτουργία εντός της περιοχής σχεδίασης, καθώς η τελευταία δεν εξαρτάται από την ανάμειξη. Καθώς το  $\eta_m$  μειώνεται, η κρίσιμη back pressure μειώνεται, γιατί οι τριβές προκαλούν απώλεια της πίεσης ανακοπής, μειώνοντας έτσι την back pressure. Το φαινόμενο αυτό είναι όμοιο με ό,τι συμβαίνει σε μια ροή Fanno.
- Η επίδραση του  $\eta_d$  είναι παρόμοια με αυτή του  $\eta_m$ . Η μείωση του  $\eta_d$  τείνει να μειώσει την κρίσιμη back pressure. Στους πραγματικούς εγχυτήρες, ο διαχύτης είναι συνήθως καλά σχεδιασμένος, με αποτέλεσμα η ροή να μπορεί να υποτεθεί ισεντροπική.

### 5.2.2.5.3 Προσαρμογή του θεωρητικού μοντέλου του εγχυτήρα στα πειραματικά αποτελέσματα με εργαζόμενο μέσο το R134a

Για τη βαθμονόμηση των χαρακτηριστικών καμπυλών για εγχυτήρες με εργαζόμενο μέσο το R134a, τα πειραματικά δεδομένα των Garcia del Valle et al. (122) χρησιμοποιούνται ως αναφορά. Εξετάστηκαν τρεις εγχυτήρες διαφορετικών γεωμετρικών χαρακτηριστικών, οι οποίοι διαφέρουν μόνο στο σχήμα, ενώ οι διατομές στα τμήματα ενδιαφέροντος (**Σχήμα 5.69**) ήταν ίσες. Για το λόγο αυτό, μόνο ένας εγχυτήρας χρειάστηκε να μοντελοποιηθεί χρησιμοποιώντας το μοντέλο 0-D. Οι σχετικές διαστάσεις του

εγχυτήρα ήταν  $D_t=2,0$  mm,  $D_e=3,0$  mm και  $D_g=4,8$  mm. Οι συνθήκες ανακοπής των πειραμάτων είναι  $(T_{sat})_{p,0}=84,38^\circ\text{C}$  και  $(T_{sat})_{s,0}=10^\circ\text{C}$  με υπερθέρμανση  $10^\circ\text{C}$ . Η υπερθέρμανση του ατμού διεσφάλιζε ότι η ροή δεν θα συμπυκνωνοταν μέσα στον εγχυτήρα.

Διαπιστώθηκε ότι μια ακριβής βαθμονόμηση μπορούσε να πραγματοποιηθεί χρησιμοποιώντας μόνο τρεις παραμέτρους, δηλαδή τους βαθμούς απόδοσης  $\eta_p=0,977$ ,  $\eta_s=0,89$  και  $\eta_m=0,813$ , ενώ η τιμή του  $\eta_{p,y}$  επιλέχθηκε να είναι 1 και όλες αυτές οι τιμές θεωρήθηκαν λογικές για πραγματικούς εγχυτήρες. Η ροή του πρωτεύοντος ακροφυσίου ήταν σχεδόν ισεντροπική και αυτή του δευτερεύοντος λίγο μικρότερη λόγω της περίπλοκης γεωμετρίας. Ο πιο ισχυρός περιορισμός είναι ο βαθμός απόδοσης ανάμειξης.



**Σχήμα 5.75:** Χαρακτηριστική καμπύλη για εγχυτήρα με εργαζόμενο μέσο R-134a και τα χαρακτηριστικά που περιγράφηκαν. Σύγκριση μεταξύ του μοντέλου CFD των Croquer κ. α. (146), των πειραματικών δεδομένων των Garcia del Valle κ. α. (122) και του αριθμητικού μοντέλου των Metsue et al. (144)

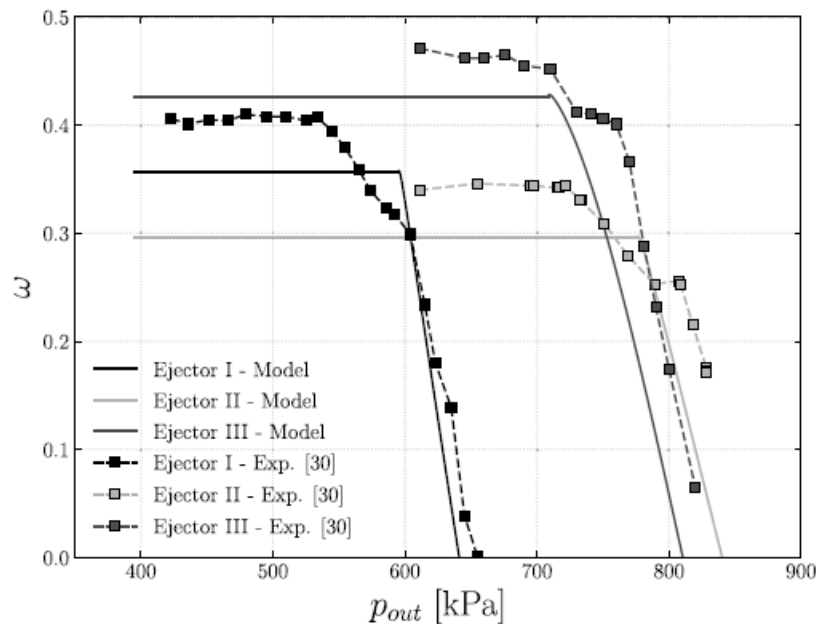
Το **Σχήμα 5.75** δείχνει τα αποτελέσματα της βαθμονόμησης, μαζί με τα αποτελέσματα που ελήφθησαν από τους Croquer et al. (146) με χρήση CFD. Το μοντέλο συμφωνεί σε μεγάλο βαθμό στα πειραματικά δεδομένα των Garcia del Valle et al. (122), σε σύγκριση με τα αποτελέσματα με χρήση CFD που τείνουν να υπερεκτιμούν το λόγο παγίδευσης.



**Πίνακας 5.5:** Γεωμετρία και συνθήκες λειτουργίας για τα τρία πειράματα των Hakkaki-Fard κ. α. (150)

	Ejector I	Ejector II	Ejector III
Primary pressure $p_{p,0}$ [kPa]	2900	2633	1934
Primary temperature $T_{p,0}$ [°C]	106	100	86
Secondary pressure $p_{s,0}$ [kPa]	265	350	415
Secondary temperature $T_{s,0}$ [°C]	50	25	30
Primary throat diameter $D_t$ [mm]	5.63	7.09	8.03
Primary nozzle exit diameter $D_e$ [mm]	7.85	9.70	11.35
Mixing section diameter $D_y$ [mm]	16.4	16.4	16.4

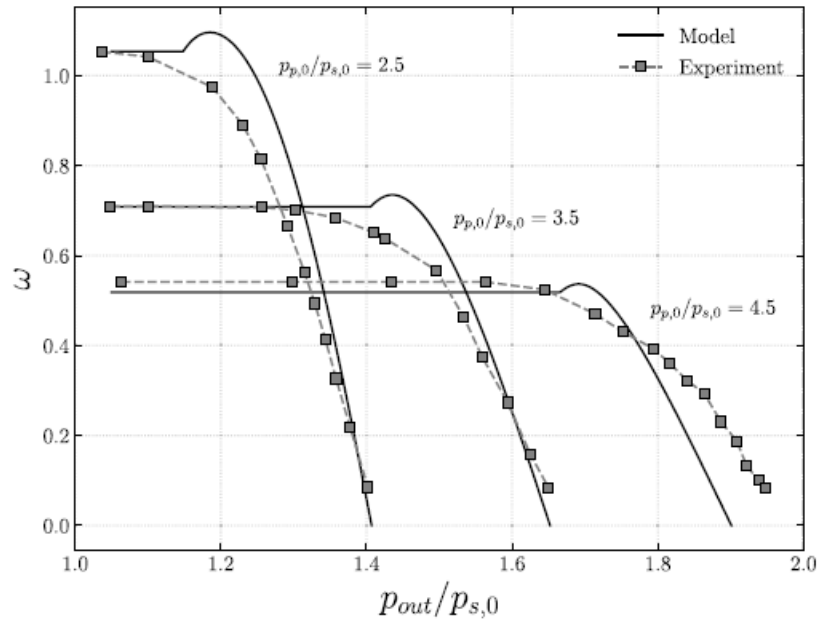
Προτείνεται η σχεδίαση των χαρακτηριστικών καμπυλών για τους εγχυτήρες των Hakkaki-Fard et al. (150) χρησιμοποιώντας τις παραμέτρους βαθμονόμησης που βρέθηκαν για τον εγχυτήρα των Garcia del Valle et al. (122) , με στόχο να καθοριστεί εάν η βαθμονόμηση παραμένει ακριβής. Τα τρία γεωμετρικά χαρακτηριστικά μεγέθη του εγχυτήρα και οι συνθήκες λειτουργίας που δοκιμάστηκαν πειραματικά συνοψίζονται στον **Πίνακα 5.5**. Το **Σχήμα 5.76** δείχνει τα αποτελέσματα για τους τρεις εγχυτήρες. Μπορεί να παρατηρηθεί ότι, αν και το μοντέλο δεν προβλέπει το λόγο παγίδευσης  $\omega$  με ακρίβεια όσο για τον εγχυτήρα των Garcia del Valle et al. (122), ωστόσο δίνει μια καλή προσέγγιση. Το μοντέλο φαίνεται να υποεκτιμά το λόγο παγίδευσης  $\omega$  κατά τη λειτουργία του εγχυτήρα στη περιοχή εντός σχεδίασης, αλλά μέρος των χαρακτηριστικών καμπυλών για τη λειτουργία εκτός της περιοχής σχεδίασης φαίνεται να συμφωνεί αρκετά. Πιο συγκεκριμένα, οι κλίσεις των καμπυλών για λειτουργία του εγχυτήρα εκτός της περιοχής σχεδίασης είναι αρκετά ακριβείς και ταυτίζονται με τα πειράματα για τον εγχυτήρα I. Ίσως η διαδικασία βαθμονόμησης θα επέφερε καλύτερα αποτελέσματα εάν εφαρμοζόταν σε έναν από τους εγχυτήρες των Hakkaki-Fard et al. (150). Ωστόσο, με αυτή τη βαθμονόμηση, οι προβλέψεις των χαρακτηριστικών καμπυλών για τους άλλους δύο εγχυτήρες είχαν μεγάλη απόκλιση, προσθέτοντας στο γεγονός ότι οι πειραματικές καμπύλες των Hakkaki-Fard et al. (150) περιέχουν μερικές μη συμβατικές ευθείες περιοχές. Χρησιμοποιώντας τις παραμέτρους που ελήφθησαν για τον εγχυτήρα των Garcia del Valle et al. (122) το μοντέλο δίνει συνολικά ικανοποιητικές προβλέψεις για τους τρεις εγχυτήρες των Hakkaki-Fard et al. (150).



**Σχήμα 5.76:** Χαρακτηριστικές καμπύλες για τρεις εγχυτήρες με R-134a,  $\eta_p=0,977$ ,  $\eta_s=0,89$  και  $\eta_m=0,813$ . Σύγκριση μεταξύ των πειραματικών δεδομένων των Hakkaki-Fard κ. α. (150) και του αριθμητικού μοντέλου των Metsue et al. (144)

#### 5.2.2.5.4 Πειραματικά δεδομένα προσαρμογής σε εγχυτήρα αέρα

Το μοντέλο των Metsue et al. βαθμονομήθηκε επίσης σε νέα πειραματικά δεδομένα που ελήφθησαν χρησιμοποιώντας τον εγχυτήρα αέρος στο Université catholique de Louvain. Υπεωνθυμίζεται ότι η γεωμετρία του εν λόγω εγχυτήρα δίνεται στα άρθρα των Lamberts et al. (147) (148). Και πάλι, η βαθμονόμηση θα μπορούσε να πραγματοποιηθεί μέσω τριών μόνο παραμέτρων, δηλαδή  $\eta_p=0,977$ ,  $\eta_s=0,75$  και  $\eta_m=0,95$ . Όπως και πριν, το  $\eta_{p,\gamma}$  λαμβάνει τιμή 1. Η σχετικά χαμηλή τιμή του  $\eta_s$  είναι πιθανό να προκαλείται από την ιδιόμορφη γεωμετρία του εγχυτήρα αέρος, προσθέτοντας στο γεγονός ότι η δευτερεύουσα ροή πρέπει να περάσει από γωνία  $90^\circ$  πριν εισέλθει στο θάλαμο ανάμειξης (βλ. Lamberts et al. (147) για περισσότερες λεπτομέρειες σχετικά με τη ρύθμιση του εγχυτήρα). Αντιθέτως, ο αρκετά υψηλός βαθμός απόδοσης ανάμειξης δείχνει ότι η διαδικασία ανάμειξης είναι σχετικά αποτελεσματική. Θα πρέπει ωστόσο να τονιστεί ότι το  $\eta_m$  δεν είναι ισεντροπικός βαθμός απόδοσης, επομένως κατά τη διαδικασία ανάμειξης θα δημιουργηθούν απώλειες που οφείλονται στην εντροπία ακόμα κι αν ο βαθμός απόδοσης  $\eta_m$  ληφθεί ίσος με 1.



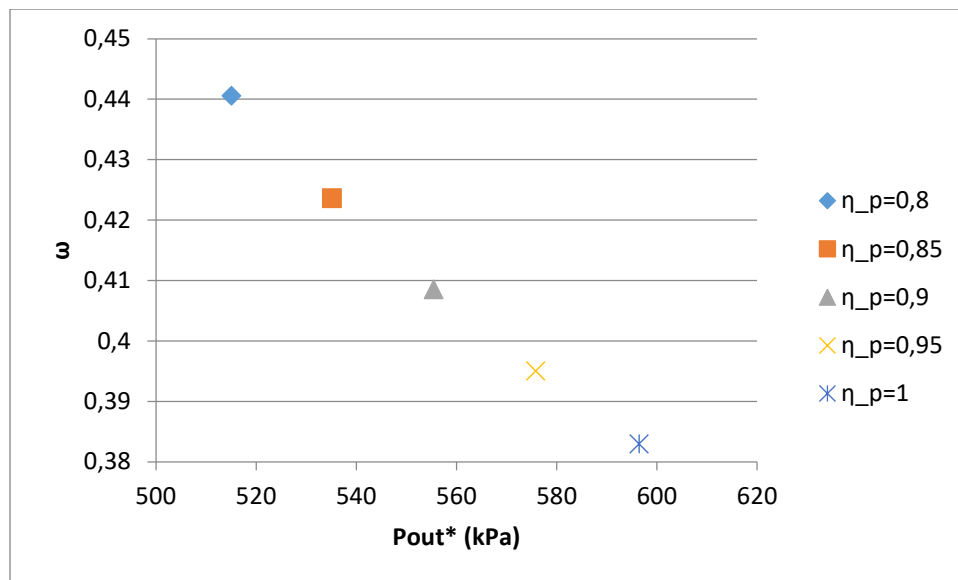
**Σχήμα 5.77:** Χαρακτηριστικές καμπύλες για τη δοκιμαστική διάταξη εγχυτήρα αέρος του Université catholique de Louvain με  $\eta_p=0,977$ ,  $\eta_s=0,75$  και  $\eta_m=0,95$ . Σύγκριση μεταξύ του θερμοδυναμικού μοντέλου των Metsue et al. και των νέων πειραματικών δεδομένων (144)

Το **Σχήμα 5.77** δείχνει τα αποτελέσματα που ελήφθησαν προσαρμόζοντας τις παραμέτρους στα νέα πειραματικά δεδομένα που συγκεντρώθηκαν για  $p_{p,0}/p_{s,0}=3,5$ . Ας σημειωθεί ότι οι συνθήκες ανακοπής της δευτερεύουσας ροής αντιστοιχούν στις ατμοσφαιρικές για τον συγκεκριμένο εγχυτήρα, έτσι ώστε  $p_{s,0}=1$  bar. Επίσης παρουσιάζονται και οι καμπύλες για  $p_{p,0}/p_{s,0}=2,5$  και  $p_{p,0}/p_{s,0}=4,5$ , για τις οποίες οι τιμές των βαθμών αποδόσεων έχουν διατηρηθεί ίσες με αυτές που αναφέρθηκαν παραπάνω. Γίνεται αντιληπτό ότι η βαθμονόμηση επιτρέπει στο μοντέλο να συγκλίνει κοντά στις πειραματικές καμπύλες και για τις τρεις περιπτώσεις. Ωστόσο, οι καμπύλες που αντιστοιχούν στη λειτουργία εγχυτήρα εκτός σχεδίασης δεν συμφωνούν με τα πειραματικά δεδομένα, όπως και στην περίπτωση των Garcia del Valle et al. (122) που αναφέρθηκε προηγουμένως. Το σφάλμα, όμως, παραμένει περιορισμένο και η γενική μορφή των καμπυλών μοιάζει αρκετά με αυτήν των πειραματικών. Το κύριο μειονέκτημα αυτών τις καμπύλες είναι ότι υπάρχει μια σημαντική απόκλιση κοντά στο κρίσιμο σημείο.

### 5.2.2.6 Αποτελέσματα ψυκτικού κύκλου με εγχυτήρα στο EES σύμφωνα με το μοντέλο compund-choking και με εργαζόμενο μέσο R134a

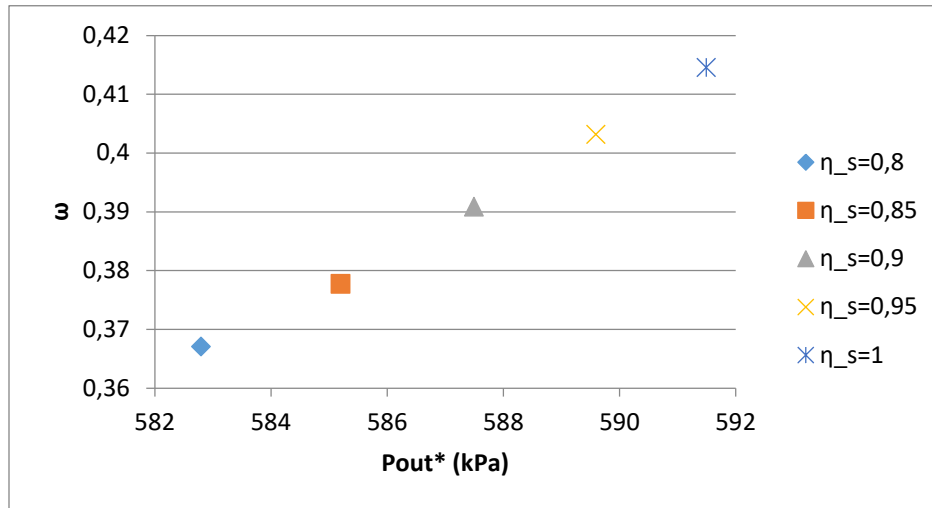
Τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται στην παράγραφο αυτή αφορούν ψυκτικό κύκλο με εγχυτήρα με ανάπτυξη κώδικα στο εμπορικό λογισμικό EES. Ο εγχυτήρας που μοντελοποιήθηκε είναι αυτός του **Σχήματος 5.69**. Η διάταξη της εγκατάστασης περιλαμβάνει λέβητα από τον οποίο ο ατμός εισέρχεται στο κυρίως ακροφύσιο. Ο κώδικας που αναπτύχθηκε βασίστηκε στους αλγορίθμους των Metsue et al. (**Σχήματα 5.71 και 5.72**). Οι τιμές των πιέσεων, των θερμοκρασιών και των διατομών ελήφθησαν από τον **Πίνακα 5.5**. Όπου αυτές παρέμεναν σταθερές, θεωρήθηκαν ίσες με αυτές του εγχυτήρα 1 από τον ίδιο πίνακα. Οι βαθμοί απόδοσης προήλθαν από το **Κεφάλαιο 5.2.2.5.3**, ενώ ο βαθμός απόδοσης του διαχύτη εκτιμήθηκε ίσος με 0,9 μόνο στις περιπτώσεις αμετάβλητων τιμών τους.

Το **Σχήμα 5.78** παρουσιάζει αποτελέσματα βελτιστοποίησης του  $\omega$  σε συνάρτηση με την κρίσιμη back pressure για διάφορους βαθμούς απόδοσης του κυρίως ακροφυσίου. Με την αύξηση του βαθμού απόδοσης παρατηρείται αύξηση της back pressure και μείωση του  $\omega$ . Με τον όρο βελτιστοποίηση του  $\omega$  εννοείται η μέγιστη τιμή που μπορεί να λάβει για τον εκάστοτε βαθμό απόδοσης.



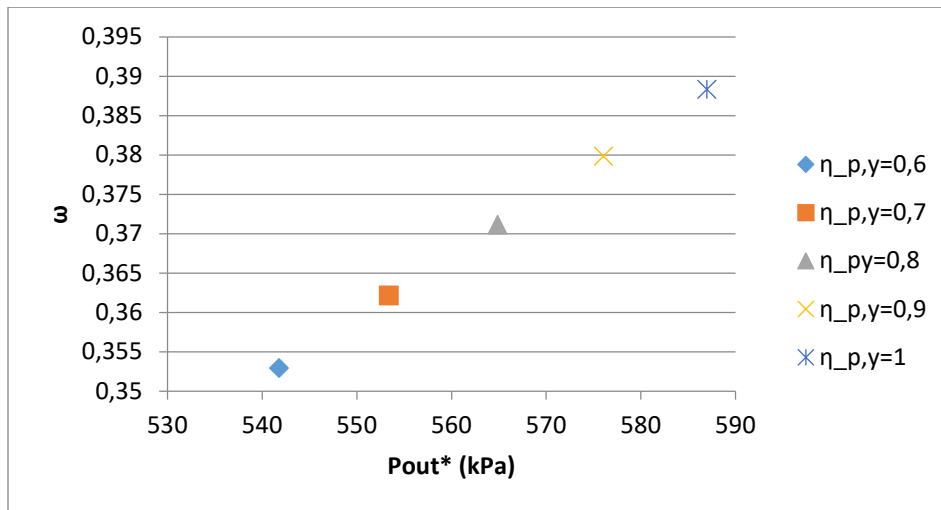
**Σχήμα 5.78:** Βέλτιστος λόγος entrainment σε σχέση με την κρίσιμη back pressure για διάφορους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης του κυρίως ακροφυσίου

Το **Σχήμα 5.79** παρουσιάζει αποτελέσματα βελτιστοποίησης του  $\omega$  σε συνάρτηση με την κρίσιμη back pressure για διάφορους βαθμούς απόδοσης του δευτερεύοντος ακροφυσίου. Με την αύξηση του βαθμού απόδοσης παρατηρείται αύξηση και της back pressure και του  $\omega$ .



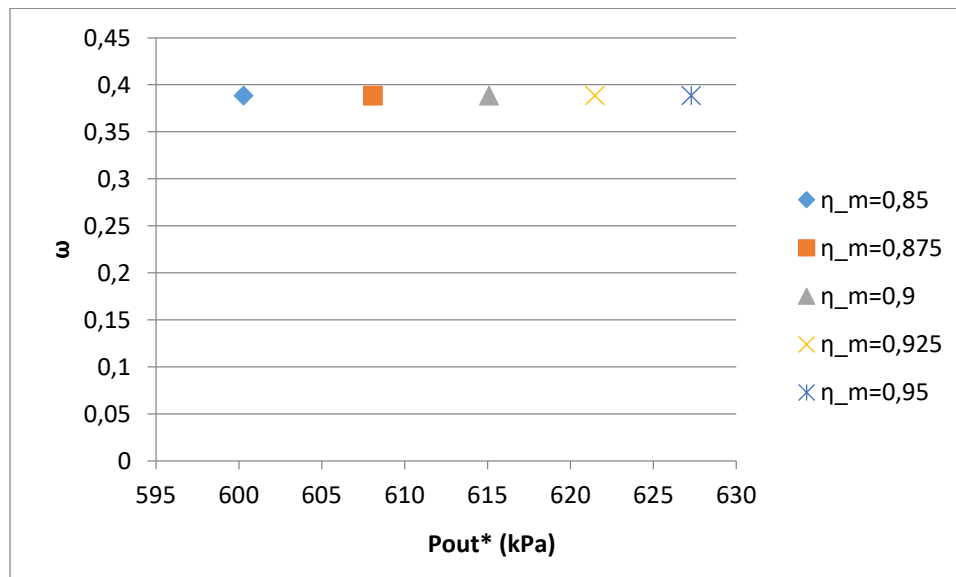
**Σχήμα 5.79:** Βέλτιστος λόγος entrainment σε σχέση με την κρίσιμη back pressure για διάφορους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης του δευτερεύοντος ακροφυσίου

Το **Σχήμα 5.80** παρουσιάζει αποτελέσματα βελτιστοποίησης του  $\omega$  σε συνάρτηση με την κρίσιμη back pressure για διάφορους βαθμούς απόδοσης εισόδου της κύριας ροής στο θάλαμο ανάμειξης. Με την αύξηση του βαθμού απόδοσης παρατηρείται αύξηση και της back pressure και του  $\omega$ , με την πρώτη να μεγαλώνει με μεγαλύτερο ρυθμό σε σύγκριση με αυτόν στο διάγραμμα του δευτερεύοντος ακροφυσίου, ενώ το  $\omega$  αυξάνεται με μικρότερο ρυθμό.



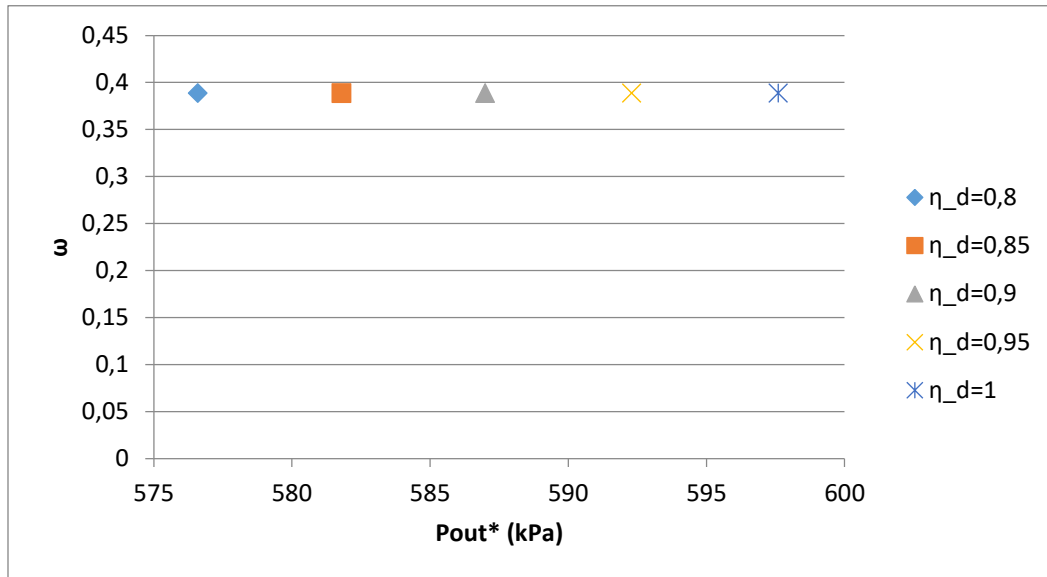
**Σχήμα 5.80:** Βέλτιστος λόγος entrainment σε σχέση με την κρίσιμη back pressure για διάφορους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης εισόδου της κύριας ροής στο θάλαμο ανάμειξης

Το **Σχήμα 5.81** παρουσιάζει αποτελέσματα βελτιστοποίησης του  $\omega$  σε συνάρτηση με την κρίσιμη back pressure για διάφορους βαθμούς απόδοσης ανάμειξης. Με την αύξηση του βαθμού απόδοσης παρατηρείται αύξηση και της back pressure ενώ το  $\omega$  παραμένει σταθερό.



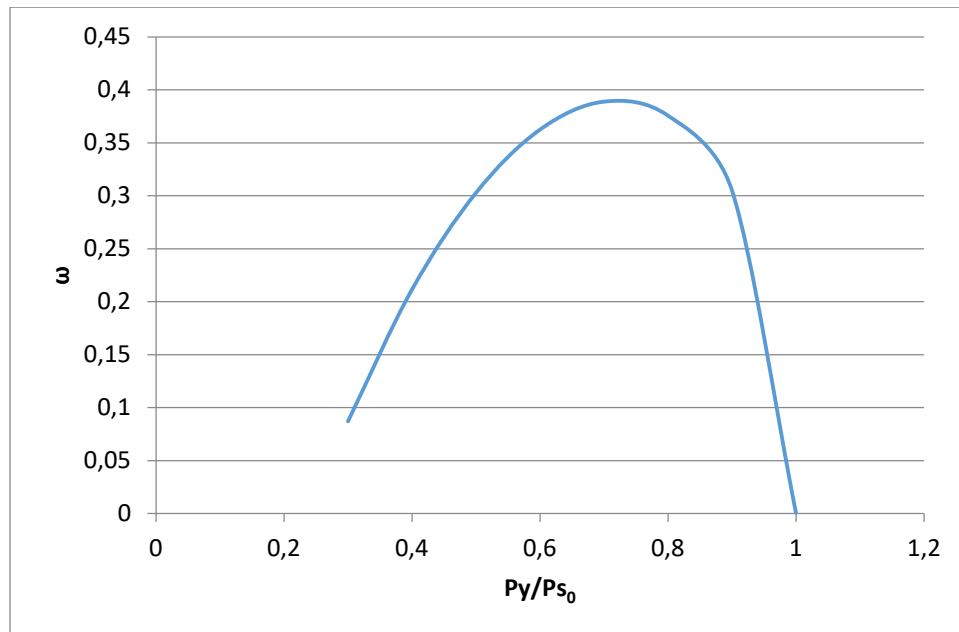
**Σχήμα 5.81:** Βέλτιστος λόγος entrainment σε σχέση με την κρίσιμη back pressure για διάφορους βαθμούς απόδοσης ανάμειξης

Το **Σχήμα 5.82** παρουσιάζει αποτελέσματα βελτιστοποίησης του  $\omega$  σε συνάρτηση με την κρίσιμη back pressure για διάφορους βαθμούς απόδοσης του διαχύτη. Με την αύξηση του βαθμού απόδοσης παρατηρείται αύξηση και της back pressure ενώ το  $\omega$  παραμένει σταθερό.



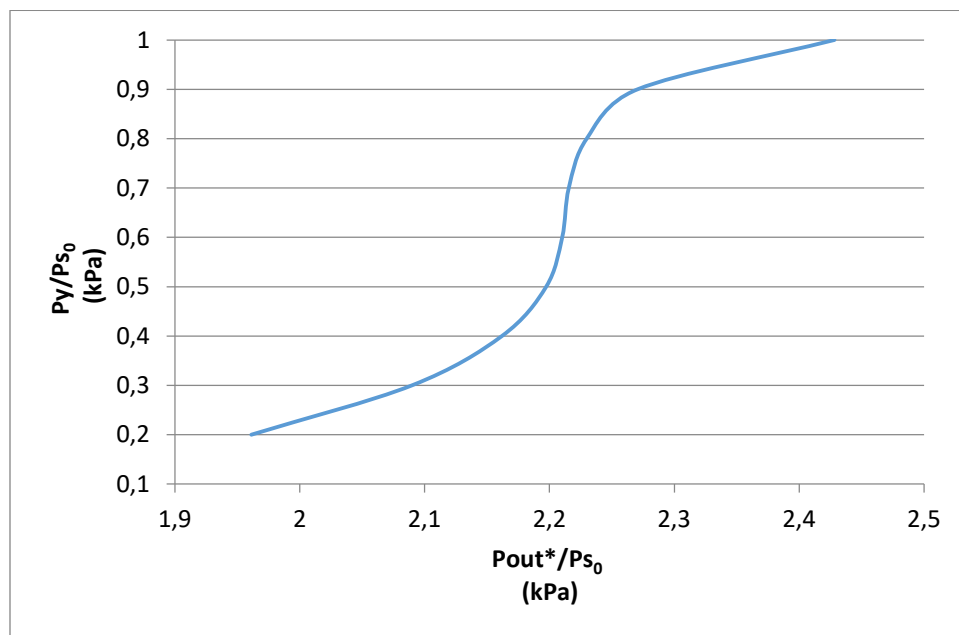
**Σχήμα 5.82:** Βέλτιστος λόγος entrainment σε σχέση με την κρίσιμη back pressure για διάφορους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης του διαχύτη

Το **Σχήμα 5.83** δείχνει την εξάρτηση του  $\omega$  προς το λόγο της πίεσης στη θέση όπου εμφανίζεται ο υποθετικός λαιμός (όπως φαίνεται στο **Σχήμα 5.69**) προς την πίεση στην είσοδο του δευτερεύοντος ακροφυσίου. Αυτό το σχήμα είναι αντίστοιχο του **Σχήματος 5.73b**. Η μέγιστη τιμή του  $\omega$  εμφανίζεται για τιμή του λόγου πίεσης 0,7, όπως προβλέπεται από τη θεωρία του σύνθετου στραγγαλισμού (compound-choking) θεωρώντας ότι η ροή πριν από το τμήμα ανάμειξης παραμένει ισεντροπική. Αυτό οδηγεί στη μεγιστοποίηση της συνολικής παροχής μάζας εντός του εγχυτήρα. Αριστερά του μέγιστου σημείου είναι η περιοχή εντός συνθηκών λειτουργίας του εγχυτήρα (on-design) ενώ δεξιά του μέγιστου σημείου είναι η περιοχή εκτός συνθηκών λειτουργίας (off-design).



**Σχήμα 5.83:** Λόγος entrainment σε συνάρτηση το λόγο  $P_\gamma/P_{s0}$

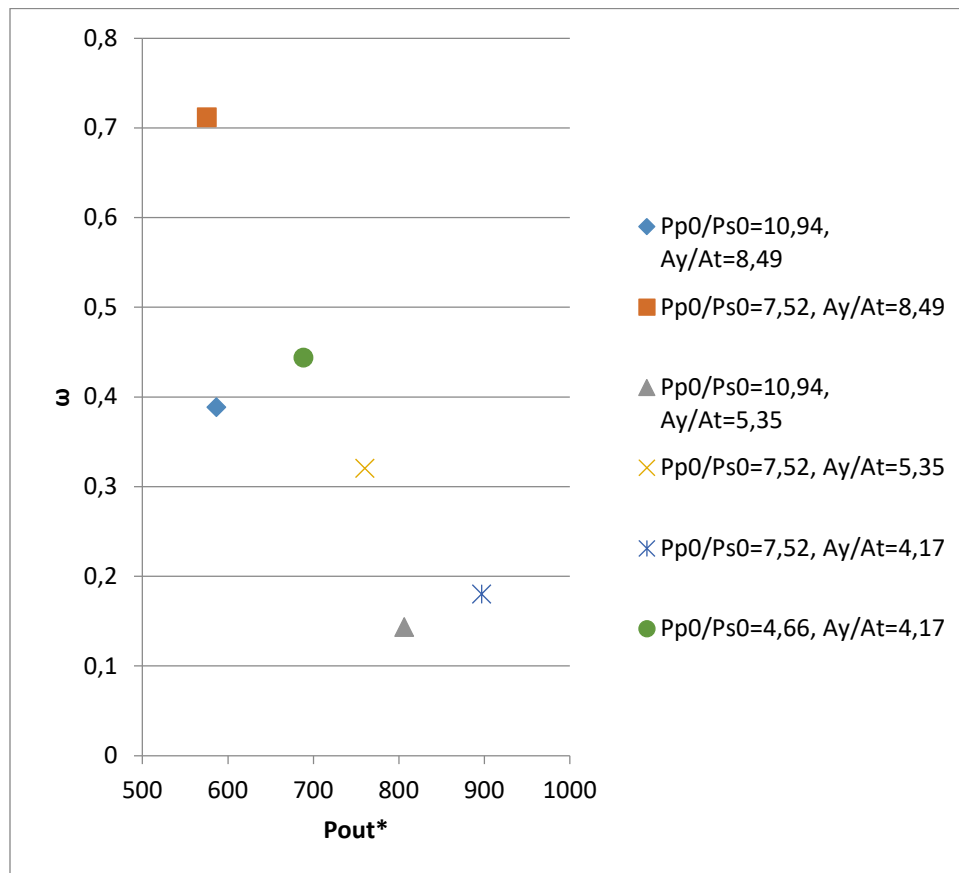
Το **Σχήμα 5.84** δείχνει την εξάρτηση της αδιάστατης πίεσης στη θέση όπου εμφανίζεται ο υποθετικός λαιμός προς την αδιάστατη κρίσιμη back pressure. Η αδιαστατοποίηση έγινε διαιρώντας τις δύο πιέσεις με την πίεση στην είσοδο του δευερεύοντος ακορφυσίου. Η μορφή της καμπύλης είναι σχήματος "S" με αυξανόμενη τάση.



**Σχήμα 5.84:** Ανηγμένη πίεση στη θέση γ προς ανηγμένη κρίσιμη back pressure



Το **Σχήμα 5.85** παρουσιάζει αποτελέσματα βελτιστοποίησης του  $\omega$  σε συνάρτηση με την κρίσιμη back pressure για διάφορους λόγους πιέσεων του κυρίως προς το δευτερεύον ακροφύσιο και διατομών θαλάμου ανάμειξης προς λαιμό κυρίως ακροφυσίου. Αύξηση του λόγου πιέσεων μειώνει το  $\omega$  και αυξάνει την κρίσιμη back pressure, ενώ αύξηση του λόγου διατομών προκαλεί το αντίθετο.



**Σχήμα 5.85:** Μέγιστος λόγος entrainment σε συνάρτηση με την κρίσιμη back pressure για διάφορους λόγους πιέσεων και διατομών



## 6. Συμπεράσματα

Στην παρούσα διπλωματική εργασία έγινε ανάπτυξη και διερεύνηση θερμοδυναμικών κύκλων ψύξης με εγχυτήρα, χρησιμοποιώντας φιλικά προς το περιβάλλον ψυκτικά ρευστά με σκοπό την εύρεση του βέλτιστου βαθμού απόδοσης τους, αλλά και τη σύγκρισή τους με τον ιδανικό κλασικό κύκλο ψύξης. Η μοντελοποίηση των συστημάτων αυτών έγινε με την ανάπτυξη αλγορίθμων στο εμπορικό λογισμικό EES (Engineering Equation Solver). Πιο συγκεκριμένα, μελετήθηκαν τρία διαφορετικά συστήματα διατάξεων με εγχυτήρες ακροφυσίων ακολουθώντας μελέτες επιστημονικών άρθρων. Σε κάποια από αυτά έγινε αφ' ενός μεν χρήση κλασικών ψυκτικών ρευστών (R134a και R141b) με στόχο την εξακρίβωση της σωστής λειτουργίας του κάθε υπολογιστικού κώδικα σε σύγκριση με ήδη δημοσιευμένα αποτελέσματα (benchmark), αφ' ετέρου δε χρησιμοποιήθηκαν ψυκτικά ρευστά νέας γενιάς με μικρό περιβαλλοντικό αποτύπωμα για τη μελέτη της απόδοσης του συστήματος και την εύρεση βέλτιστων λύσεων. Τα ψυκτικά νέας γενιάς που χρησιμοποιήθηκαν είχαν πολύ χαμηλό GWP και ODP.

Από την παρούσα εργασία προέκυψαν τα εξής βασικά συμπεράσματα:

- ✓ Το ψυκτικό R1234yf είχε τον καλύτερο λόγο βελτίωσης του βαθμού συμπεριφοράς ως προς τον ιδανικό κλασικό ψυκτικό κύκλο που λειτουργεί μεταξύ ίδιων πιέσεων (COP<sub>r</sub>) για όλους τους βαθμούς απόδοσης (κυρίως ακροφυσίου, δευτερεύοντος ακροφυσίου και διαχύτη).
- ✓ Το ψυκτικό R600a είχε τον καλύτερο βαθμό συμπεριφοράς (COP) ανεξαρτήτως του βαθμού απόδοσης
- ✓ Όσο αυξάνεται ο βαθμός απόδοσης, η διαφορά του COP μεταξύ των τριών ψυκτικών μειώνεται.
- ✓ Η υπόψηξη επιδρά θετικά στο COP και αρνητικά στο COP<sub>r</sub>, ενώ η υπερθέρμανση δεν έχει καμία επίδραση.
- ✓ Ο βαθμός απόδοσης του διαχύτη επηρεάζει περισσότερο το βαθμό συμπεριφοράς από τους υπόλοιπους, ενώ αυτός του δευτερεύοντος ακροφυσίου τον επηρεάζει λιγότερο.
- ✓ Όσο μεγαλύτερος είναι ο λόγος της διατομής του θαλάμου ανάμειξης προς τη διατομή του λαιμού του κυρίως ακροφυσίου, τόσο αυξάνεται ο λόγος παγίδευσης (entrainment) που επηρεάζει θετικά το COP.

- ✓ Όσο αυξάνεται η πίεση στο λέβητα, τόσο μειώνεται ο λόγος παγίδευσης (entrainment).
- ✓ Ο συντελεστής ψυκτικής απόδοσης (COP) είναι αρκετά αμηλότερος στις εγκαταστάσεις με λέβητα σε σχέση με αυτές χωρίς λέβητα.

## 7. Μελλοντική έρευνα

Τα συστήματα ψύξης με συμπίεση ατμών (Vapor-Compression Refrigeration, VCR) χρησιμοποιούνται σε πολλούς χώρους και εφαρμογές για σκοπούς ψύξης και θέρμανσης. Ωστόσο, η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας των συστημάτων κλιματισμού και ψύξης αντιπροσωπεύει το 20% της παγκόσμιας κατανάλωσης ενέργειας. Επομένως, η χρήση αποδοτικών συστημάτων VCR είναι πολύ σημαντική για την εξοικονόμηση ενέργειας. Οι ιδιότητες του ψυκτικού μέσου είναι σημαντικές παράμετροι για τον προσδιορισμό της ενεργειακής απόδοσης ενός συστήματος VCR. Τα ψυκτικά μέσα χαμηλού GWP θα πρέπει να χρησιμοποιούνται στο σύστημα VCR για τη μείωση των αρνητικών επιπτώσεών τους στο περιβάλλον. Η χρήση ψυκτικών με υψηλό GWP έχει σταδιακά απαγορευτεί με διεθνείς συμφωνίες.

Με βάση τα ανωτέρω, θα ήταν χρήσιμο να μελετηθούν τα εξής:

- Η επίδραση των διαστάσεων του εγχυτήρα σε ψυκτικούς κύκλους χωρίς λέβητα. Η έρευνα των Nehdi et al. (42) που αναφέρεται στο παραπάνω ζήτημα, δοκιμάστηκε στα πλαίσια αυτής της εργασίας και αποδείχθηκε προβληματική όσον αφορά τα αποτελέσματά της σε σύγκριση με τις αντίστοιχες μελέτες των Kornhauser και Sumeru et al.
- Ένας τρόπος εύρεσης της breakdown pressure.
- Η λειτουργία συστημάτων ψύξης με εγχυτήρα με άλλα ψυκτικά χαμηλού GWP και ODP.
- Η χρήση φυσικών ψυκτικών, όπως το διοξείδιο του άνθρακα και το νερό.
- Υπερκρίσιμοι κύκλοι με διάφορα ψυκτικά μέσα.
- Περισσότερο πολύπλοκες διατάξεις κύκλων ψύξης με εγχυτήρες.
- Προσομοίωση ροής εντός του εγχυτήρα.
- Η επίδραση της θέσης του κυρίως ακροφυσίου εντός του εγχυτήρα.
- Όλα τα παραπάνω σε πειραματικές διατάξεις.

## 8. Βιβλιογραφία

1. **Dinçer, Ibrahim; Kanóglu, Mehmet;** "Refrigeration Systems and Applications". 2η Έκδοση. s.l. : John Wiley & Sons, Ltd, 2010.
2. **Khan, J. R.; Zubair, S. M.;** "Design and rating of an integrated mechanical-subcooling vaporcompression". *Energy Conversion and Management*. 2000, 41, σσ. 1201-1222.
3. **Grazzini, Giuseppe; Milazzo, Adriano; Mazzelli, Federico;** "Ejectors for Efficient Refrigeration". s.l. : Springer International Publishing AG, 2018.
4. **He, S.; Li, Y.; Wang, R. Z.;** "Progress of mathematical modeling on ejectors.". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2009, Τόμ. 13, 8, σσ. 1760-1780.
5. **Keenan, J. H.; Neumann, E. P.;** "A simple air ejector.". *Journal of Applied Mechanics*. 1942, Τόμ. 9, 2, σσ. A75-A81.
6. **Keenan, J.; Neumann, E.; Lustwerk, F.;** "An investigation of ejector design by analysis and experiment.". *Journal of Applied Mechanics*. 1950, 17, σσ. 299-309.
7. **Munday, J. T.; Bagster, D. F.;** "A new ejector theory applied to steam jet refrigeration.". *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*. 1977, 21, σσ. 442-449.
8. **Eames, I. W.; Aphornratana, S.; Haider, H. A.;** "A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator.". *International Journal of Refrigeration*. 1995, Τόμ. 18, 6, σσ. 378-386.
9. **Aly, N. H.; Aly, K.; Shamloul, M. M.;** "Modelling and simulation of steam jet ejectors.". *Desalination*. 1999, 123, σσ. 1-8.
10. **Power, B. R.;** "Steam jet ejectors for process industries.". New York : McGraw-Hill, 1994.
11. **Huang, B. J.; Chang, J. M.; Wang, C. P.; Petrenko, V. A.;** "A 1-D analysis of ejector performance". *International Journal of Refrigeration*. 1999, 22, σσ. 354-364.
12. **Rogdakis, E. D.; Alexis, L. K.;** "Design and parametric investigation of an ejector in an air-conditioning system.". *Applied Thermal Engineering*. 2000, Τόμ. 20, 2, σσ. 213-226.
13. **Selvaraju, A.; Mani, A.;** "Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants.". *Applied Thermal Engineering*. 2004, 24, σσ. 827-838.
14. **Yu, J.; Ren, Y. F.; Chen, H.; Li, Y. Z.;** "Applying mechanical subcooling to ejector refrigeration cycle for improving the coefficient of performance.". *Energy Conversion and Management*. 2007, 48, σσ. 1193-1199.

15. **Ouzzane, M.; Aidoun, Z.;** "Model development and numerical procedure for detailed ejector analysis and design.". *Applied Thermal Engineering*. 2003, Τόμ. 23, 18, σσ. 2337-2351.
16. **Grazzini, G.; Mariani, A.;** "A simple program to design a multi-stage jet-pump for refrigeration cycles.". *Energy Conversion and Management*. 1998, Τόμ. 39, 16-18, σσ. 1827-1834.
17. **Yapici, R.; Ersoy, H. K.;** "Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model.". *Energy Conversion and Management*. 2005, Τόμ. 46, 18-19, σσ. 3117-3135.
18. **Sun, D. W.; Eames, I. W.;** "Performance characteristics of HCFC-123 ejector refrigeration cycles.". *International Journal of Energy Research*. 1996, 20, σσ. 871-885.
19. **Sherif, S. A.; Lear, W. E.; Steadham, J. M.; Hunt, P. L.; Holladay, J. B.;** "Analysis and modeling of a two-phase jet pump of a thermal management system for aerospace applications.". *International Journal of Mechanical Sciences*. 2000, Τόμ. 42, 2, σσ. 185-198.
20. **Cizungu, K.; Groll, M.; Ling, Z. L.;** "Modelling and optimization of two-phase ejectors for cooling systems.". *Applied Thermal Engineering*. 2005, Τόμ. 25, 13, σσ. 1979-1994.
21. **Beithou, N.; Aybar, H. S.;** "A mathematical model for steam-driven jet pump.". *International Journal of Multiphase Flow*. 2000, Τόμ. 26, 10, σσ. 1609-1619.
22. **Cattadori, L.; Lalbiati, L.; Vanini, P.;** "A single-stage high pressure steam injector for next-generation reactors: test result and analysis.". *International Journal of Multiphase Flow*. 1995, 21, σσ. 591-606.
23. **Deberne, N.; Leone, J. F.; Duque, A.; Lallemand, A.;** "A model for calculation of steam injector performance.". *International Journal of Multiphase Flow*. 1999, Τόμ. 25, 5, σσ. 841-855.
24. **Young, J. B.; Guha, A.;** "Normal shock-wave structure in two-phase vapour-droplet flows.". *Journal of Fluid Mechanics*. 1991, 228, σσ. 243-274.
25. **Aphornratana, S.; Chungpaibulpatana, S.; Srihirin, P.;** "Experimental investigation of an ejector refrigerator: effect of mixing chamber geometry on system performance. *International Journal of Energy Research*. 2001, 25, σσ. 397-411.
26. **ESDU;** "*Ejectors and jet pumps, data item 86030*". London, UK : ESDU, 1986.
27. **Chunnanond, K.; Aphornratana, S.;** "An experimental investigation of a steam injector.". *Applied Thermal Engineering*. 2004, 24, σσ. 311-322.
28. **Besagni, G.; Mereu, R.; Inzoli, F.;** "Ejector refrigeration: a comprehensive review.". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 53, σσ. 373-407.

29. **Kanashige, Masanori**; "Performance evaluation of an ejector refrigeration system". *University of Wollongong Thesis Collection*. 1992.
30. **Huang, B. J.; Jiang, C. B.; Hu, F. L.**; "Ejector Performance Characteristics Design Analysis of Jet Refrigeration System". *Journal of Engineering for Gas Turbines and Powers*. 1985, Τόμ. 107, σσ. 792-802.
31. **Sargolzaei, J.; Pirzadi Jahromi, M. R.; Saljoughi, E.**; "Triple-Choking Model for Ejector". *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*. June 2010, Τόμ. 12, σσ. 021009-01-020009-10.
32. **Huang, B. J.; Chang, J. M.**; Empirical Correlation for Ejector Design. *International Journal of Refrigeration*. 1999, 22, σσ. 379-388.
33. **Riaz, Fahid; Yam, Fu Zhi; Qyyum, Muhammad Abdul; Shahzad, Muhammad Wakil; Farooq, Muhammad; Lee, Poh Seng; Lee, Moonyong**; Direct Analytical Modeling for Optimal, On-Design Performance of Ejector for Simulating Heat-Driven Systems. <https://doi.org/10.3390/en14102819>. [Ηλεκτρονικό] 14, 2819.
34. **Chen, J.**; "Investigation of Vapor Ejectors in Heat Driven Ejector Refrigeration Systems". KTH: Stockholm, Sweden. 2014.
35. "The Use of an Ejector as a Refrigerant Expander". **Kornhauser, A. A.**; West Lafayette, IN, USA : s.n., 1990. Proceedings of the USN/IIR-Purdue refrigeration conference. σσ. 10-19.
36. **Kornhauser, A. A. και Menegay, P.** "Method of reducing flow metastability in an ejector nozzle. 5343711 1994.
37. "Improvement to the ejector expansion refrigeration cycle.". **Menegay, P.; Kornhauser, A. A.**; Washington, DC : s.n., 1996. Proceedings of the intersociety energy conversion engineering conference, vol. 2. σσ. 702-706.
38. "Performance test of two-phase ejector.". **Harrell, G. S.; Kornhauser, A. A.**; Orlando, FL : s.n., 1995. Proceedings of the 30th intersociety energy conversion engineering conference. σσ. 49-53.
39. **Disawas, S.; Wongwises, S.**; "Experimental investigation on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device.". *International Journal of Refrigeration*. 2004, 27, σσ. 587-594.
40. —. "Performance of the two-phase ejector expansion refrigeration cycle.". *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2005, 48, σσ. 4282-4286.
41. **Chaiwongsa, P.; Wongwises, S.**; "Performance of the two-phase ejector expansion refrigeration cycle.". *International Journal of Refrigeration*. 2007, 48, σσ. 601-608.



42. **Nehdi, E.; Kairouani, L.; Bouzaina, M.;** "Performance analysis of the vapour compression cycle using ejector as an expander.". *International Journal of Energy Research*. 2007, 31, σσ. 364-375.
43. **Bilir, N.; Ersoy, H. K.;** "Performance improvement of the vapour compression refrigeration cycle by a two-phase constant area ejector.". *International Journal of Energy Research*. 2009, 33, σσ. 469-480.
44. **Sarkar, J.;** "Geometric parameter optimization of ejector-expansion refrigeration cycle with natural refrigerants.". *International Journal of Energy Research*. 2010, 34, σσ. 84-94.
45. **Ersoy, H. K.; Bilir, N.;** "The influence of ejector component efficiencies on performance of ejector expander refrigeration cycle and exergy analysis.". *International Journal of Exergy*. 2010, 7, σσ. 425-438.
46. **Sun, D. W.; Eames, I. W.;** "Recent developments in the design theories and applications of ejectors - a review.". *Journal of the Institute of Energy*. 1995, 68, σσ. 65-79.
47. **Aphornratana, S.; Eames, I. W.;** "A small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of a system using ejector with movable primary nozzle.". *International Journal of Refrigeration*. 1997, 20, σσ. 352-358.
48. **Huang, B. J.; Chang, J. M.; Petrenko, V. A.; Zhuk, K. B.;** "A solar ejector cooling system using refrigeration R141b.". *Solar Energy*. 1998, 64, σσ. 223-226.
49. **Hemidi, A.; Henry, F.; Leclaire, S.; Seynhaeve, J. M.; Bartosiewicz, Y.;** "CFD analysis of a supersonic air ejector. Part I: experimental validation of single-phase and two-phase operation.". *Applied Thermal Engineering*. 2009, Τόμ. 29, 14-15, σσ. 2990-2998.
50. **Bartosiewicz, Y.; Aidoun, Z.; Desevaux, P.; Mercadier, Y.;** "Numerical and experimental investigation on supersonic ejectors.". *International Journal of Heat Fluid Flow*. 2005, Τόμ. 26, 1, σσ. 265-274.
51. **Priveerakul, T.; Aphornratana, S.; Chunnanond, K.;** "Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: part 1. Validation of the CFD results.". *International Journal of Thermal Science*. 2007, Τόμ. 46, 8, σσ. 812-822.
52. **Chen, W. X.; Chong, D. T.; Yan, J. J.; Liu, J. P.;** "Numerical optimization on the geometrical factors of natural gas ejectors.". *International Journal of Thermal Science*. 2011, Τόμ. 50, 8, σσ. 1554-1561.
53. "Optical validation of ejector flow characteristics predicted by computational analysis.". **Little, A. B.; Bartosiewicz, Y.; Garimella, S.;** Houston, Texas, USA : s.n., 2012. Proceedings of the IMECE 2012: ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition.

54. **Boumaraf, L.; Lallemand, A.;** "Modeling of an ejector refrigerating system operating in dimensioning and off-dimensioning conditions with the working fluids R142b and R600a.". *Applied Thermal Engineering*. 2009, Τόμ. 29, 2-3, σσ. 265-274.
55. **Chen, G.; Xu, X.; Liu, S.; Liang, L.; Tang, L.;** "An experimental and theoretical study of a CO<sub>2</sub> ejector.". *International Journal of Refrigeration*. 2010, Τόμ. 33, 5, σσ. 915-921.
56. **Lamb, R. A.;** "Refrigerant choices for the future - small industrial refrigeration applications.". s.l. : IOR (Institute of Refrigeration), 2016.
57. "*A distribution warehouse with CO<sub>2</sub> as refrigerant.*". **Pearson, A.; Cable, P.;** Washington, DC, USA : s.n., 2003. International Congress of Refrigeration.
58. **Blackhurst, D. R.;** "A comparison of two systems.". s.l. : IOR (Institute of Refrigeration), October 2002.
59. **Sanz-Kock, Carlos; Llopisa, Rodrigo; Sánchez, Daniel; Cabello, Ramón; Torrella, Enrique;** "Experimental evaluation of a R134a/CO<sub>2</sub> cascade refrigeration plant". *Applied Thermal Engineering*. 2014, Τόμ. 73, 1, σσ. 41-50.
60. **Dwyer, Tim;** Module 47: Going transcritical with CO<sub>2</sub>. <https://www.cibsejournal.com/cpd/modules/2012-12/>. [Ηλεκτρονικό] December 2012.
61. **Pearson, S. F.;** "Which refrigerant?". *Refrigeration and Air Conditioning*. July 1991, σσ. 21-23.
62. **Hickman, K. E.;** "Redesigning equipment for R-22 and R-502 alternatives.". *ASHRAE Journal*. 1994, 36, σσ. 42-47.
63. **EPA.** "Significant New Alternatives Policy, under section 612 of the Clean Air Act Amendments". s.l. : United States Environmental Protection Agency, 2009.
64. "*Evaluation of Cycle Performance of Room Air Conditioner Using HFO1234yf as Refrigerant.*". **Endoh, K.; Hiroaki, H.; Hitachi, M.; Takaku, S.; Matsushima, H.;** s.l. : Purdue University, 2010. International Refrigeration & Air Conditioning Conference.
65. **Evans, O.;** "The Abortion of a Young Steam Engineer's Guide.". Philadelphia, PA, USA : s.n., 1805.
66. **Perkins, J.** "*Apparatus for producing ice and cooling fluids.*". 6662 UK, 1834.
67. **Calm, J. M.;** "The next generation of refrigerants - Historical review, considerations and outlook.". *International Journal of Refrigeration*. 2008, Τόμ. 31, 7, σσ. 1123-1133.
68. "*Car Lighting and Power Company, advertisement, 1922.*". [Ice and Refrigeration 12] 28.
69. **Carrier, W. H.; Waterfill, R. W.;** "Comparison of thermodynamic characteristics of various refrigerating fluids.". *Refrigerating Engineering*. 1924.

70. **Ingels, M.;** "Willis Haviland Carrier – Father of Air Conditioning.". Syracuse, NY, USA : Carrier Corporation, 1952.
71. **Midgley Jr., T.;** "From the periodic table to production.". *Industrial and Engineering Chemistry*. 1937, Τόμ. 29, 2, σσ. 239-244.
72. **Midgley Jr., T.; Henne, A. L.;** "Organic fluorides as refrigerants.". *Industry and Engineering Chemistry*. 1930, 22, σσ. 542-545.
73. **Downing, R. C.;** "History of the organic fluorine industry.". *Kirk-Othmer Encyclopedia of Chemical Technology*. second edition. New York, NY, USA : John Wiley and Sons, Incorporated, 1966, Τόμ. 9, σσ. 704-707.
74. —. "Development of chlorofluoro-carbon refrigerants.". *ASHRAE Transactions*. Atlanta, GA, USA : American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, 1984. Τόμ. 90, 2B, σσ. 481-491.
75. "*Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer*". New York, NY, USA : United Nations (UN), 1987.
76. "*Decisions Adopted by the Nineteenth Meeting of the Parties to the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer*". **United Nations Environment Programme**. Nairobi, Kenya : UNEP Ozone Secretariat, 2007.
77. **Calm, J. M.;** "Emissions and environmental impacts from air-conditioning and refrigeration systems.". *International Journal of Refrigeration*. 2002, Τόμ. 25, 3, σσ. 293-305.
78. **World Meteorological Organization**. "Scientific Assessment of Ozone Depletion. Report 50". Geneva, Switzerland/Nairobi, Kenya/Washington, DC, USA/Washington, DC, USA/Brussels, Belgium : WMO Global Ozone and Research Monitoring Project/United Nations Environment Programme (UNEP)/National Oceanic and Atmospheric Administration (NOAA)/NASA Office of Earth Science/the European Commission, Research Directorate General, 2006.
79. **Brohan, P.; Kennedy, J. J.; Harris, I.; Tett, S. F. B.; Jones, P. D.;** "Uncertainty estimates in regional and global observed temperature changes: a new dataset from 1850.". *Journal of Geophysical Research*. 2006, Τόμ. 111, D12106.
80. **Rayner, N. A.; Brohan, P.; Parker, D. E.; Folland, C. K.; Kennedy, J. J.; Vanicek, M.; Ansell, T. J.; Tett, S. F. B.;** "Improved analyses of changes and uncertainties in marine temperature measured in situ since the mid-nineteenth century: the HadSST2 dataset.". *Journal of Climate*. 2006, 19, σσ. 446-469.
81. **Intergovernmental Panel on Climate Change**. "*Climate Change 2007: The Physical Science Basis – Summary for Policymakers. Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report*". Geneva, Switzerland : World Meteorological Organization (WMO) and United Nations Environment Programme (UNEP), IPCC Secretariat.

82. *"Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change*. New York, NY, USA : United Nations (UN), 1997.
83. **Horrocks, P.;** "EU F-gases Regulation and MAC Directive, ECCP-1 Review.". Brussels, Belgium : European Commission Environment Directorate, 2006.
84. **Environment Committee.** "Regulation (EC) No 842/2006 of the European Parliament and of the Council of 17 May 2006 on certain fluorinated greenhouse gases.". *Official Journal of the European Union*. 14 June 2006, L 161, σσ. 1-8.
85. **DuPont Fluorochemicals.** "DuPont Fluorochemicals Develops Next Generation Refrigerants – New Sustainable Alternatives Would Offer Practical Solutions.". *Press Release*. Wilmington, DE, USA : s.n., 2006.
86. **Honeywell.** "Honeywell's Developmental Refrigerant Meets Global Warming Regulation – Technology Targets Future Auto Applications.". *Press Release*. Morristown, NJ, USA : s.n., 2006.
87. **INEOS Fluor.** "New Refrigerant from INEOS Fluor Developed to Meet Long Term Needs of the Automotive Air-Conditioning Sector.". *Press Release*. Runcom, Chesire, UK : s.n., 2007.
88. **DuPont Fluorochemicals and Honeywell.** "DuPont, Honeywell Announce Refrigerants Global Joint Development Agreement.". *Press Release*. Wilmington, DE, and Morris Township, NJ, USA : s.n., 2007.
89. **Singh, R. R., και συν., και συν.** "Azeotrope-like compositions of tetrafluoropropene and trifluoroiodomethane.". 6969701 2005.
90. **Minor, B. H., και συν., και συν.** "Compositions comprising a fluoroolefin.". *WIPO WO 2006/094303 A2* 2006.
91. **DuPont Fluorochemicals (then identified E.I. Dupont de Nemours and Company).** "Disassembly and inspection of compressor in laboratory refrigerator charged with R-134a.". *Report NIST-13*. Wilmington, DE, USA : E.I. duPont de Nemours and Company, Incorporated, 1988.
92. "Trade-offs in refrigerant selections – past, present, and future.". **Calm, J. M.; Didion, D. A.;** Atlanta, Georgia, USA : American Society of Heating Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), 1997. Refrigerants for the 21st Century (Proceedings of the ASHRAE/NIST Conference, Gaithersburg, MD, USA). σσ. 6-19.
93. **Wuebbles, D. J.; Calm, J. M.;** "An environmental rationale for retention of endangered chemicals.". *Science*. 1997, Τόμ. 278, 5340, σσ. 1090-1091.
94. "Environmental and performance studies of R-123 as a chiller refrigerant – resulting recommendations for environmental protection.". **Calm, J. M.;** West Lafayette, IN, USA :

Purdue University, 2006. Proceedings of the 11th International Refrigeration and Air-Conditioning Conference.

95. **United Nations Environment Programme (UNEP)**. "2006 Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee – 2006 Assessment." Nairobi, Kenya : UNEP Ozone Secretariat, 2007.

96. —. "2006 Assessment Report of the Technology and Economic Assessment Panel." Nairobi, Kenya : UNEP Ozone Secretariat, 2007.

97. **Calm, J. M.; Domanski, P. A.**; "R-22 replacement status." *ASHRAE Journal*. 2004, Τόμ. 46, 8, 10, σσ. 26-30, 8.

98. **Domanski, P. A.; Didion, D. A.; Doyle, J. P.**; "Evaluation of suction line–liquid line heat exchange in the refrigeration cycle." *International Journal of Refrigeration*. 1994, Τόμ. 17, 7, σσ. 487-493.

99. *Minimizing throttling losses in the refrigeration cycle.* **Domanski, P. A.**; Paris, France : International Institute of Refrigeration, 1995. Proceedings of the 19th International Congress of Refrigeration. Τόμ. IVb, σσ. 766-773.

100. **Newman, P. A.**; "Atmospheric Chemistry and Dynamics Branch. Private communication." Greenbelt, MD, USA : Goddard Space Flight Center, National Aeronautics and Space Administration (NASA), 2007.

101. *"HFO-1234yf – a low GWP refrigerant for MAC\$– Honeywell/DuPont Joint Collaboration."* **Minor, B. H.; Spatz, M. W.**; Orbassano, Torino, Italy : Associazione Tecnica dell'Automobile (ATA), 2007. 2nd European Workshop on Mobile Air Conditioning and Auxiliaries.

102. *"Update on a low GWP refrigerant Fluid H, DP-1, JDH."* **Spatz, M. W.; Minor, B. H.**; Warrendale, PA, USA : SAE International, 2007. SAE 8th Alternate Refrigerant Systems Symposium, Scottsdale, AZ, USA.

103. *"ACEA automobile industry overview of alternative refrigerants."* **Wiesmueller, J. J.**; Warrendale, PA, USA : SAE International, 2007. SAE 8th Alternate Refrigerant Systems Symposium, Scottsdale, AZ, USA.

104. *"Global environmental and economic benefits of introducing R744 mobile air conditioning."* **Hafner, A.; Nekså, P.**; Beijing, PRC/Paris, France : Chinese Association of Refrigeration (CAR)/International Institute of Refrigeration (IIR), 2007. Paper ICRO7-E1-725, Refrigeration Creates the Future. Proceedings of the 22nd International Congress of Refrigeration, Beijing, People's Republic of China.

105. **Nielsen, O. J.; Javadi, M. S.; Sulbaek Andersen, M. P.; Hurley, M. D.; Wallington, T. J.; Singh, R. R.**; "Atmospheric chemistry of CF<sub>3</sub>CF<sub>2</sub>CH<sub>2</sub>: kinetics and mechanisms of gas-phase

reactions with Cl atoms, OH radicals, and O<sub>3</sub>". *Chemical Physics Letters*. 2007, 439, σσ. 18-22.

106. "Secondary Loop Vehicle A/C Systems". Washington, DC, USA : U.S. Environmental Protection Agency (EPA) Climate Protection Partnerships, 2007. Report of the 14–15 August 2007 U.S. EPA Workshop on HFC-152a.

107. "Alternative refrigerant demonstration vehicles.". **Baker, J. A.; Ghodbane, M.; Rugh, J.; Hill, W. R.;** Warrendale, PA, USA : SAE International, 2007. SAE 8th Alternate Refrigerant Systems Symposium, Scottsdale, AZ, USA.

108. "Secondary loop system for small cars.". **Montfort, R.; Malvicino, C.; Craig, T.;** Orbassano, Torino, Italy : Associazione Tecnica dell'Automobile (ATA), 2007. 2nd European Workshop on Mobile Air Conditioning and Auxiliaries.

109. "EcoCute tops one million units". *IEA Heat Pump Centre Newsletter*. 2007, Τόμ. 25, 3, σ. 13.

110. **Hashimoto, K.;** "Technology and market development of CO<sub>2</sub> heat pump water heaters (EcoCute) in Japan.". *IEA Heat Pump Centre Newsletter*. 2006, Τόμ. 24, 3, σσ. 12-16.

111. **Zogg, R.; Roth, K.; Radermacher, R.; Brodrick, J.;** "CO<sub>2</sub> heat pump water heaters.". *ASHRAE Journal*. 2007, Τόμ. 49, 11, σσ. 52-54.

112. "Heat pumps break through for dramatic GHG reduction.". **Horiya, F.;** Paris, France : International Energy Agency, 2007. Presentation at Deploying Demand Side Energy Technologies Workshop. σ. 21.

113. **Dorantes, R.; Lallemand, A.;** "Prediction of performance of a jet cooling system operating with pure refrigerants or non-azeotropic mixtures.". *International Journal of Refrigeration*. 1995, 18, σσ. 21-30.

114. **Sun, D. W.;** "Comparative study of the performance of an ejector refrigeration cycle operating with various refrigerants.". *Energy Conversion and Management*. 1999, 40, σσ. 873-884.

115. **Cizungu, K.; Mani, A.; Groll, M.;** "Performance comparison of vapour jet refrigeration system with environment friendly working fluids.". *Applied Thermal Engineering*. 2001, 21, σσ. 585-598.

116. **Nehdi, E.; Kairouani, L.; Elakhdar, M.;** "A solar ejector air-conditioning system using environment-friendly working fluids.". *International Journal of Energy Research*. 2008, 32, σσ. 1194-1201.

117. "Application of innovative ejector chillers and air conditioners operating with low boiling refrigerants in trigeneration systems." **Petrenko, V.**; Louvain-la-Neuve, Belgium : s.n., 2009. International Seminar on ejector/jet-pump technology and application.
118. **Kasperski, J.; Gil, B.**; "Performance estimation of ejector cycles using heavier hydrocarbon refrigerants." *Applied Thermal Engineering*. 2014, 71, σσ. 197-203.
119. **Varga, S.; Lebre, P.; Oliveira, A.**; "Readdressing working fluid selection with a view to designing a variable geometry ejector." *International Journal of Low Carbon Technologies*. 2013, 10, σσ. 1-11.
120. **Wang, F.; Shen, S.; Li, D.**; "Evaluation on environment friendly refrigerants with similar normal boiling points in ejector refrigeration system." *Heat and Mass Transfer*. 2015, Τόμ. 51, 7, σσ. 965-972.
121. **Fang, Y.; et al.**; "Drop-in replacement in a R134 ejector refrigeration cycle by HFO refrigerants." *International Journal of Refrigeration*. 2017, 121, σσ. 87-98.
122. **Garcia del Valle, J.; Saiz Jabardo, J.; Castro Ruiz, F.; San Jose Alonso, J.**; "An experimental investigation of a R-134a ejector refrigeration system." *International Journal of Refrigeration*. 2014, 46, σσ. 105-113.
123. **Lemmon, E.; Huber, M.; McLinden, M.**; "NIST Standard reference database 23: Reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP, Version 9.1. s.l. : National Institute of Standards and Technology, 2013.
124. **Milazzo, M.; Rocchetti, A.**; "Modelling of ejector chillers with steam and other working fluids." *International Journal of Refrigeration*. 2015, 57, σσ. 277-287.
125. "A Jet-Pump inverse cycle with water pumping column." **Grazzini, G.; D' Albero, M.**; Oslo, Norway : s.n., 1998. Proceedings of Natural Working Fluids.
126. **Eames, I.; Worall, M.; Wu, M.**; "An experimental investigation into the integration of a jet-pump refrigeration cycle and a novel jet-spray thermal ice storage system." *Applied Thermal Engineering*. 2013, 53, σσ. 285-290.
127. **Stoeker, W. F.**; "Refrigeration and Air Conditioning". 1st Edition. s.l. : McGraw-Hill, 1958. σσ. 194-204.
128. **Flügel, G.**; "The Design of Jet Pumps". s.l. : National Advisory Committee for Aeronautics, 1941. NACA-TM-982.
129. **Bonnington, S. T.; King, A. L.**; *Jet Pumps and Ejectors - A State of the Art Review and Bibliography*. s.l. : British Hydromechanics Research Association, 1972.
130. **Downing, R. C.**; "Refrigerant Equations". *ASHRAE Transactions*. 1974, Τόμ. 80, 2, σσ. 158-174.

131. **Haar, L.; Gallagher, J. S.;** "Thermodynamic Properties of Ammonia". *Journal of Physical Chemistry Reference Data*. 1978, Τόμ. 7, σσ. 635-788.
132. "Ejector Refrigeration: an overview of historical and present developments with an emphasis on air-conditioning applications." **Elbel, S.; Hrnjak, P.;** s.l. : Purdue University, 2008. International refrigeration and air conditioning conference. Τόμ. Paper 884, σσ. 1-8.
133. **Sumeru, K.; Nasution, H.; Ani, F.N.** A review on two-phase ejector as an expansion device in vapor compression. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 27 6 2012, 16, σσ. 4927–4937.
134. **Yapici, R.; Ersoy, H. K.; Aktoprakoglu, A.; Halkaci, H. S.; Yigit, O.;** "Experimental determination of the optimum performance of ejector refrigeration system depending on ejector area ratio." *International Journal of Refrigeration*. 2008, Τόμ. 31, 7, σσ. 1183-1189.
135. **Selvaraju, A.; Mani, A.;** "Experimental investigation on R134a vapour ejector refrigeration system." *International Journal of Refrigeration*. 2006, Τόμ. 29, 7, σσ. 1160-1166.
136. **Chen, Y. M.; Sun, C. Y.;** "Experimental study of the performance characteristics of a steam-ejector refrigeration system." *Experimental Thermal and Fluid Science*. 1997, Τόμ. 15, 4, σσ. 384-394.
137. **Elbel, S; Hrnjak, P.;** "Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation." *International Journal of Refrigeration*. 2008, Τόμ. 31, 3, σσ. 411-422.
138. **Elbel, S.;** "Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning applications." *International Journal of Refrigeration*. 2011, Τόμ. 34, 7, σσ. 1545-1561.
139. **Khan, M. K.; Kumar, R.; Sahoo, P. K.;** "Flow characteristics of refrigerants flowing through capillary tubes—a review." *Applied Thermal Engineering*. 2009, Τόμ. 29, 8-9, σσ. 1426-1439.
140. **Arora, C. P.;** "Refrigeration and air conditioning." 2nd Edition. Singapore : McGraw-Hill, 2001. σ. 321.
141. **Schulz, U. W.;** "State of the art: the capillary tube for an in vapor compression system." *ASHRAE Transactions*. 1985. σσ. 92-105.
142. **Sarkar, J.;** "Optimization of ejector-expansion transcritical CO<sub>2</sub> heat pump cycle." *Energy*. 2008, Τόμ. 33, 9, σσ. 1399-1406.
143. **Morrison, G.;** "The shape of the temperature–entropy saturation boundary." *International Journal of Refrigeration*. 1994, 22, σσ. 21-30.



144. **Metsue, Antoine; Debroeyer, Romain; Poncet, Sébastien; Bartosiewicz, Yann;** "An improved thermodynamic model for supersonic real-gas ejectors using the compound-choking theory". *Energy*. 2022, 238.
145. **Chen, W.; Shi, C.; Zhang, S.; Chen, H.; Chong, D.; Yan, J.;** "Theoretical analysis of ejector refrigeration system performance under overall modes". *Applied Energy*. 2017, 185, σσ. 2074-2084.
146. **Croquer, S.; Fang, Y.; Metsue, A.; Bartosiewicz, Y.; Poncet, S.;** "Compound-choking theory for supersonic ejectors working with real gas". *Energy*. 227.
147. **Lamberts, O.; Chatelain, P.; Bartosiewicz, Y.;** "Numerical and experimental evidence of the Fabri-choking in a supersonic ejector". *International Journal of Heat Fluid Flow*. 2018, 69, σσ. 194-209.
148. **Lamberts, O.; Chatelain, P.; Bourgeois, N.; Bartosiewicz, Y.;** "The compound-choking theory as an explanation of the entrainment limitation in supersonic ejectors". *Energy*. 2018, 158, σσ. 524-536.
149. **Bernstein, A.; Heiser, W. H.; Hevenor, C.;** "Compound-compressible nozzle flow". *Journal of Applied Mechanics*. 1967, Τόμ. 34, 3, σσ. 548-554.
150. **Hakkaki-Fard, A.; Aidoun, Z.; Ouzanne, M.;** "A computational methodology for ejector design and performance maximisation". *Energy Conversion Management*. 2015, 105, σσ. 1291-1302.
151. **DeFrate, L. A.; Hoerl, A. E.;** "Optimum Design of Ejectors Using Digital Computers". *Chemical Engineering Progress Symposium Series*. 1959, Τόμ. 21, σσ. 43-51.
152. **Zhu, Y.; Cai, W.; Wen, C.; Li, Y.;** "Shock circle model for ejector performance". *Energy Conversion and Management*. 2007, Τόμ. 48, 9, σσ. 2533-2541.
153. **Cheng, Wei Xiong; Liu, Ming; Chong, Dao Tong; Yan, Jun Jie; Little, Adrienne Blair; Bartosiewicz, Yann;** "A 1D model to predict ejector performance at critical and sub-critical operational regimes". *International Journal of Refrigeration*. 2013, 36, σσ. 1750-1761.
154. **Cengel, Yunus A. και Boles, Michael A.** "Θερμοδυναμική για Μηχανικούς: Σύμφωνα με το Σύστημα SI.". [μεταφρ.] Παναγιώτης Ε. Τσιακάρας και Ευθύμιος Κότσιαλος. 7η. σ.ι. : Τζιόλα.
155. **Lachner, F. F.; Nellis, G. F.; Reindl, D. T.;** "An Investigation into the Feasibility of the Use of Water as a Refrigerant.". 2004.
156. **Granryd, E.;** "Hydrocarbons as refrigerants—an overview". *International Journal of Refrigeration*. 2001, Τόμ. 24, 1, σσ. 15-24.
157. **Xuan, Y.; Chen, G.;** "Experimental study on HFC-161 mixture as an alternative refrigerant to R502". *International Journal of Refrigeration*. 2004, Τόμ. 28, 3, σσ. 436-441.

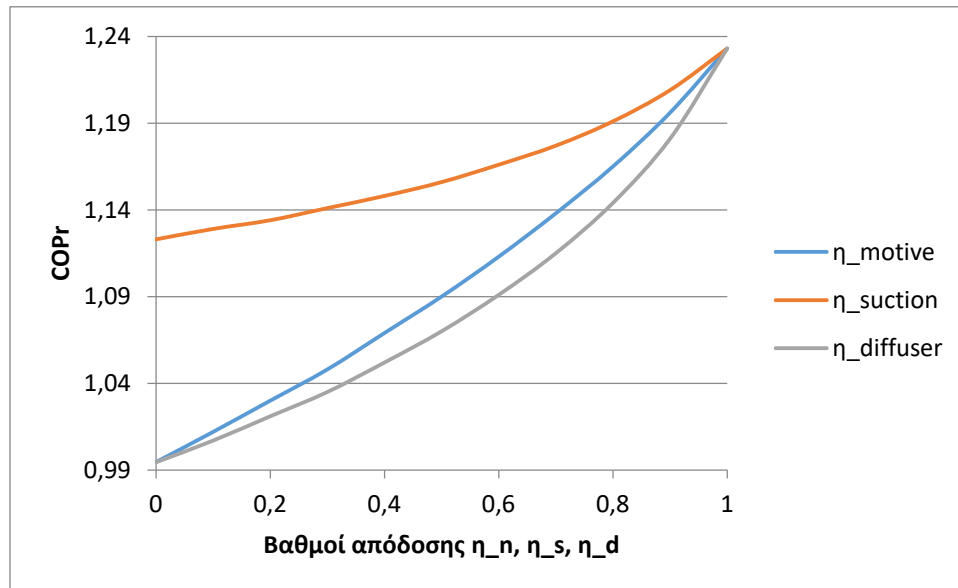
158. **Wu, M.; Yuan, X. R.; Xu, Y. J.; Wang, Q.; Chen, G. M.;** "Cycle performance study of ethyl fluoride in the refrigeration system of HFC-134a.". *Applied Energy*. 2014, 136, σσ. 1004-1009.
159. **Kothale, N.; Mali, K.; Nimbalkar, S.;** "Study of R-161 refrigerant as an Alternate Refrigerant to various other refrigerants.". *International Journal of Current Engineering and Technology*. 2016.
160. **Navarro-Esbrí, J.; Mendoza-Miranda, J. M.; Mota-Babiloni, A.; Barragán-Cervera, A.; Belman-Flores, J. M.;** "Experimental analysis of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a vapor compression system.". *International Journal of Refrigeration*. 2013, Τόμ. 36, 3, σσ. 870-880.
161. **Lee, Y.; Jung, D.;** "A brief performance comparison of R1234yf and R134a in a bench tester for automobile applications.". *Applied Thermal Engineering*. 2012, 35, σσ. 240-242.
162. **Stand, A.;** "Designation and safety classification of refrigerants.". *www.ashrae.org*. [Ηλεκτρονικό] 2010.
163. **Καρατζάς, Σταύρος;** "ΑΝΑΣΚΟΠΗΣΗ ΣΤΗ ΝΕΑ ΓΕΝΙΑ ΨΥΚΤΙΚΩΝ ΜΕΣΩΝ ΒΑΣΕΙ ΤΟΥ F-GAS REGULATION". s.l.: Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Πολυτεχνική Σχολή, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας, 2017.
164. **Παπαευθυμίου, Β. Δ.;** "Ψυκτικές και Κλιματιστικές Εγκαταστάσεις Ισχύος". Αθήνα : s.n., 2006.
165. "Properties of CO2 as a refrigerant.". **Cavallini, A.;** 2004. European Seminar-CO2 as a refrigerant: theoretical and design aspects.
166. "Ammonia as a Refrigerant Position Document Committee". *www.ashrae.org*. [Ηλεκτρονικό] 2002.
167. "New ways to use water as a refrigerant.". **Süß, J.;** The institute of refrigeration.
168. **Butler, D. J. G.; Gigiel, A.; Russell, S.;** "Using air for cooling.". s.l. : Building Research Establishment Ltd., 2001.
169. **Baker, J. A.; Ghodbane, M.; Scherer, L. P.; Kadle, P. S.; Hill, W. R.; Andersen, S. O.;** "R-152a refrigeration system for mobile air conditioning". *SAE Technical Paper*. 2003. 2003-01-0731.
170. "Prospective of HFC-161 as an alternative to HCFC-22 in air conditioners". **Padalkar, A.;** Prague, Czech Republic: s.n., 2011. The 23rd IIR International Congress of Refrigeration. 920.
171. **Wu, Y.; Liang, X.; Tu, X.; Zhuang, R.;** "Study of R161 refrigerant for residential air-conditioning applications.". 2012.

172. **Han, X. H.; Qiu, Y.; Li, P.; Xu, Y. J.; Wang, Q.; Chen, G. M.** "Cycle performance studies on HFC-161 in a small-scale refrigeration system as an alternative refrigerant to HFC-410A". *Energy Buildings*. 2012, 44, σσ. 33-38.

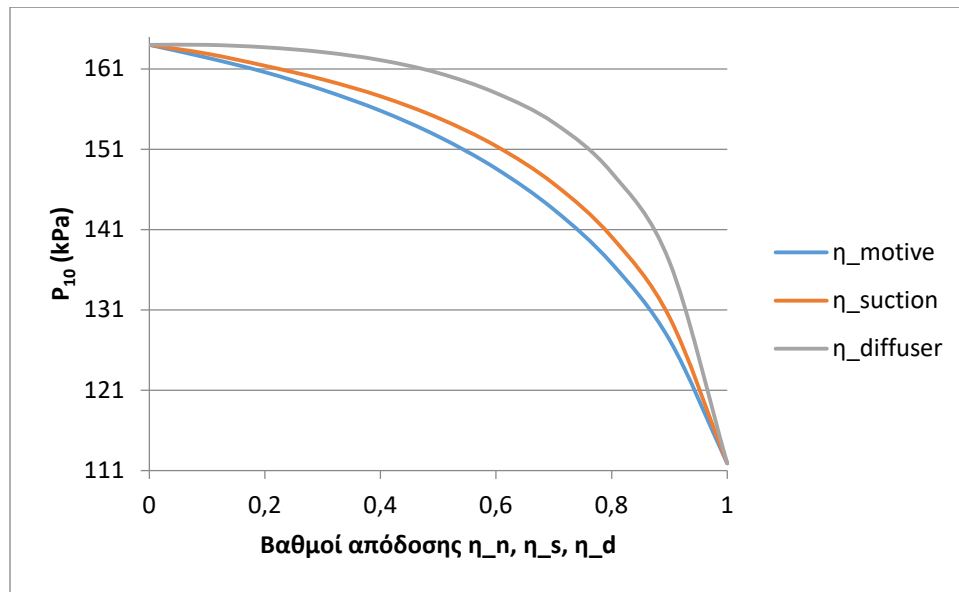
173. **Sumeru, K.; Nasution, H.; Ani, F.N.** A review on two-phase ejector as an expansion device in vapor compression. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 27 6 2012, 16, σσ. 4927–4937.

## Παραρτήματα

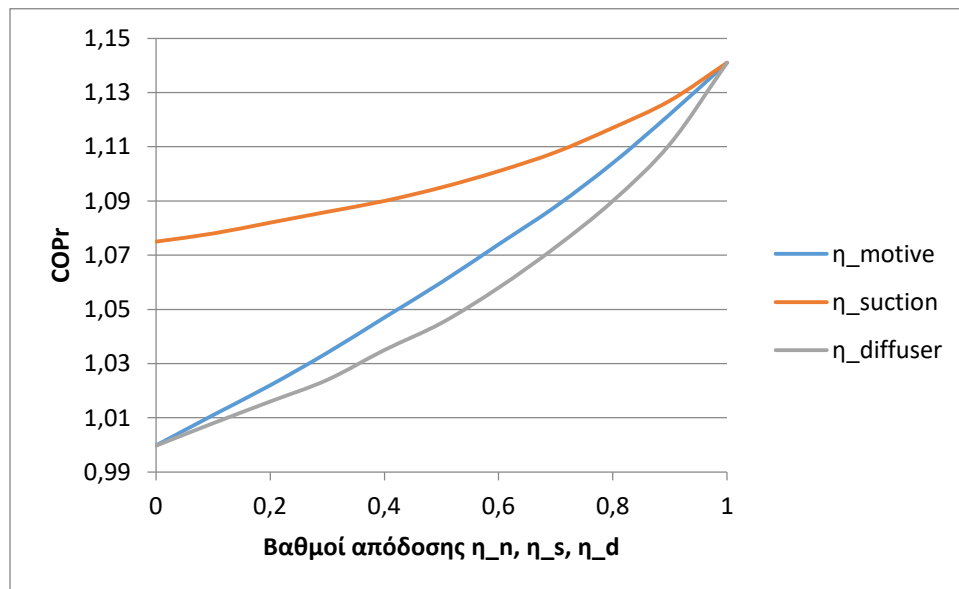
**A. Αναλυτικά αποτελέσματα COPr και πίεσης ανάμειξης σε συνάρτηση με το βαθμό απόδοσης του κυρίως και δευτερεύοντος ακροφυσίου και του διαχύτη για τα τρία επιλεγθέντα ψυκτικά ρευστά για υπερθέρμανση, υπόψυξη και συνδυασμό αυτών**



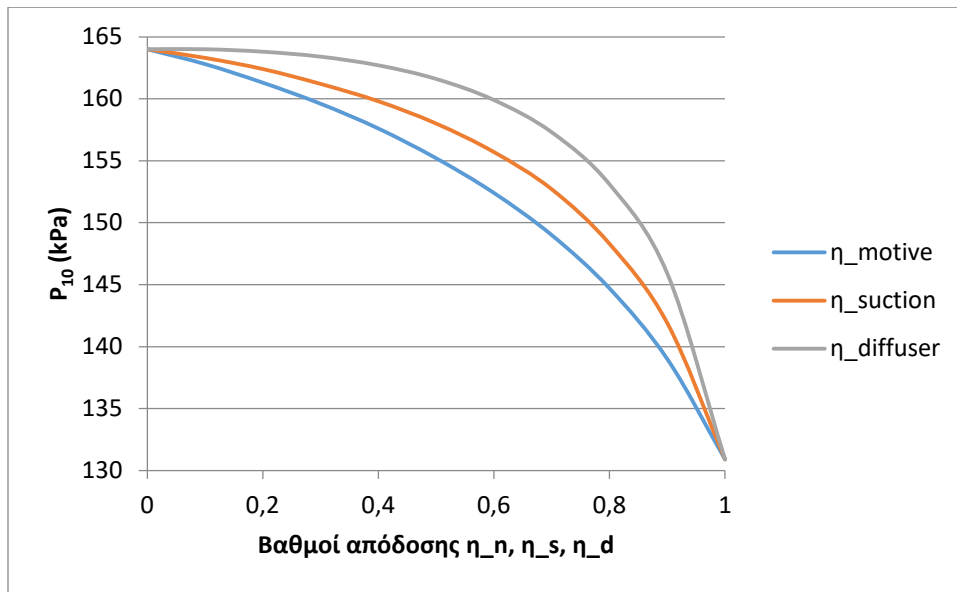
**Σχήμα A.1:** COPr σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R134a και υπερθέρμανση 10°C



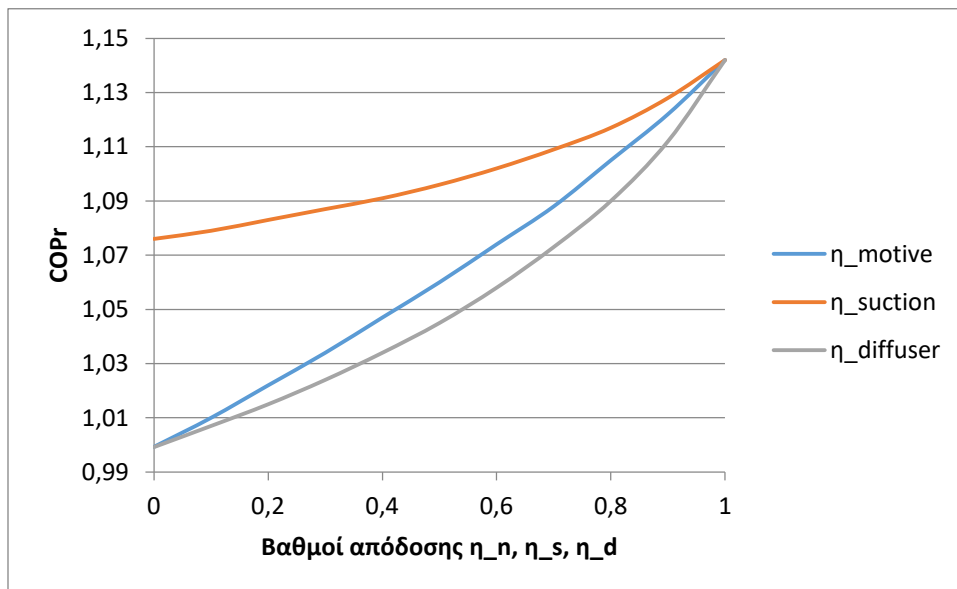
**Σχήμα A.2:**  $P_{10}$  σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R134a και υπερθέρμανση  $10^{\circ}\text{C}$



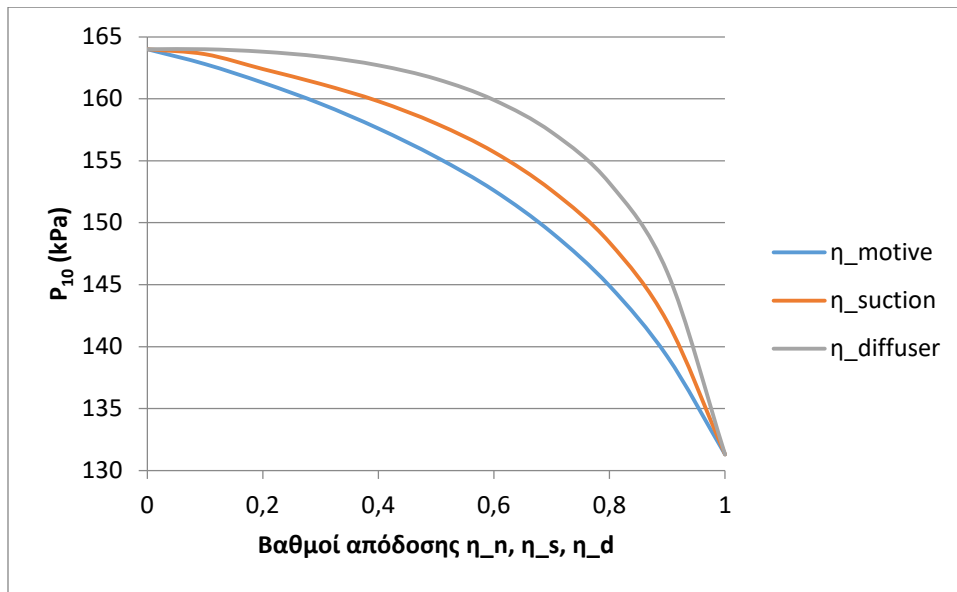
**Σχήμα A.3:** COPr σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R134a και υπόψυξη  $10^{\circ}\text{C}$



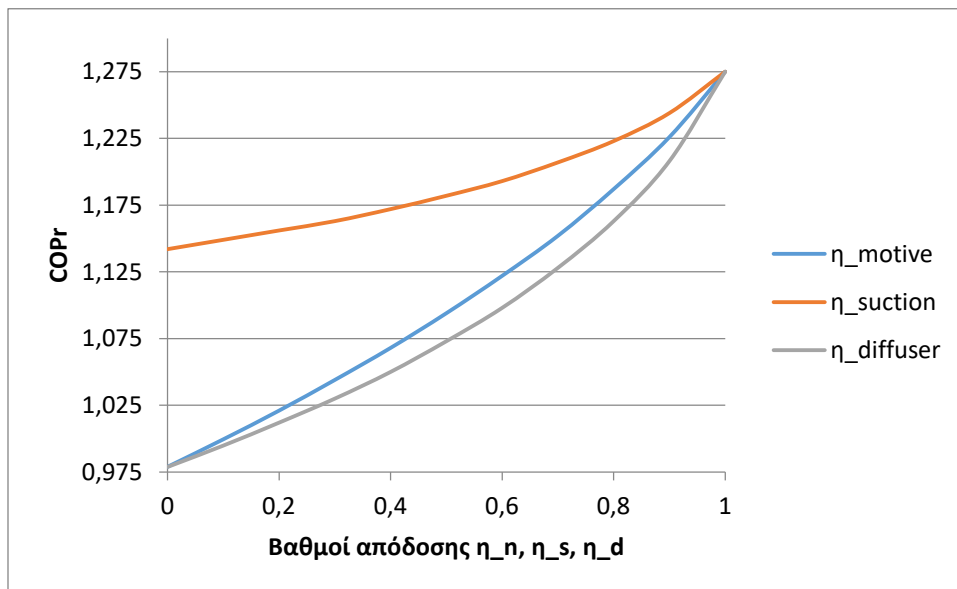
**Σχήμα A.4:**  $P_{10}$  σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R134a και υπόψυξη  $10^{\circ}\text{C}$



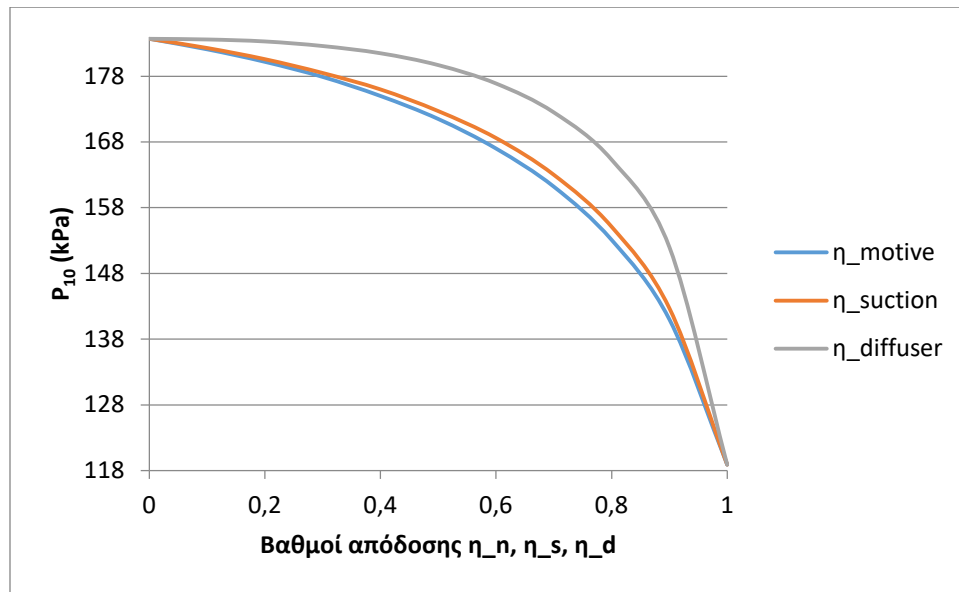
**Σχήμα A.5:** COPr σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R134a και υπερθέρμανση & υπόψυξη  $10^{\circ}\text{C}$



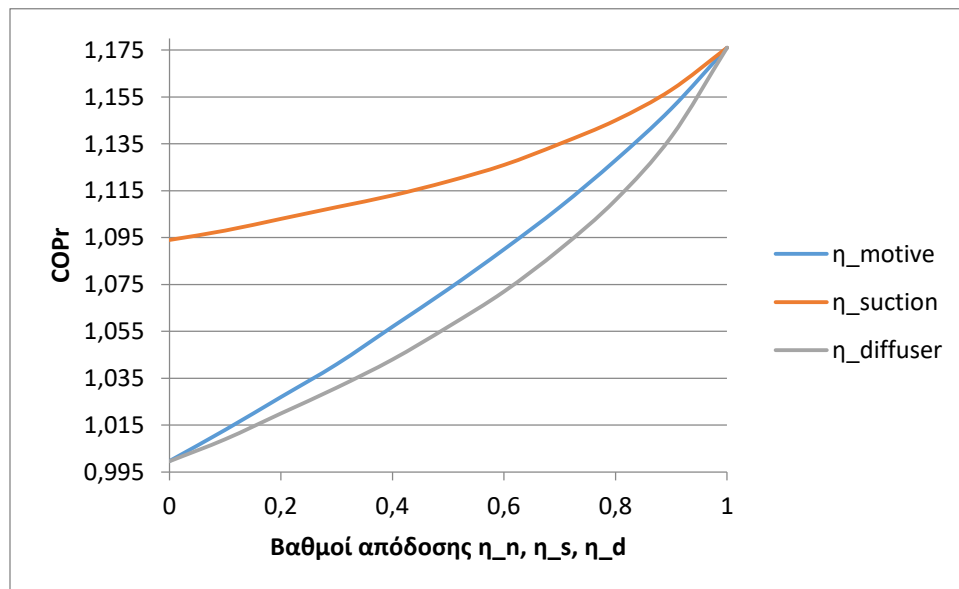
**Σχήμα A.6:**  $P_{10}$  σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R134a και υπερθέρμανση & υπόψυξη  $10^{\circ}\text{C}$



**Σχήμα A.7:** COPr σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R1234yf και υπερθέρμανση  $10^{\circ}\text{C}$

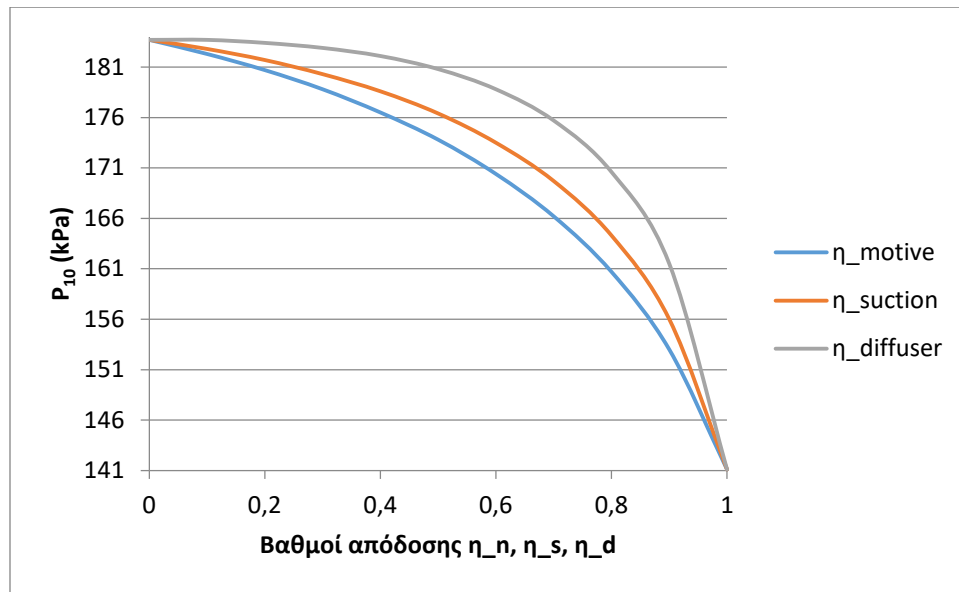


**Σχήμα A.8:**  $P_{10}$  σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R1234yf και υπερθέρμανση  $10^{\circ}\text{C}$

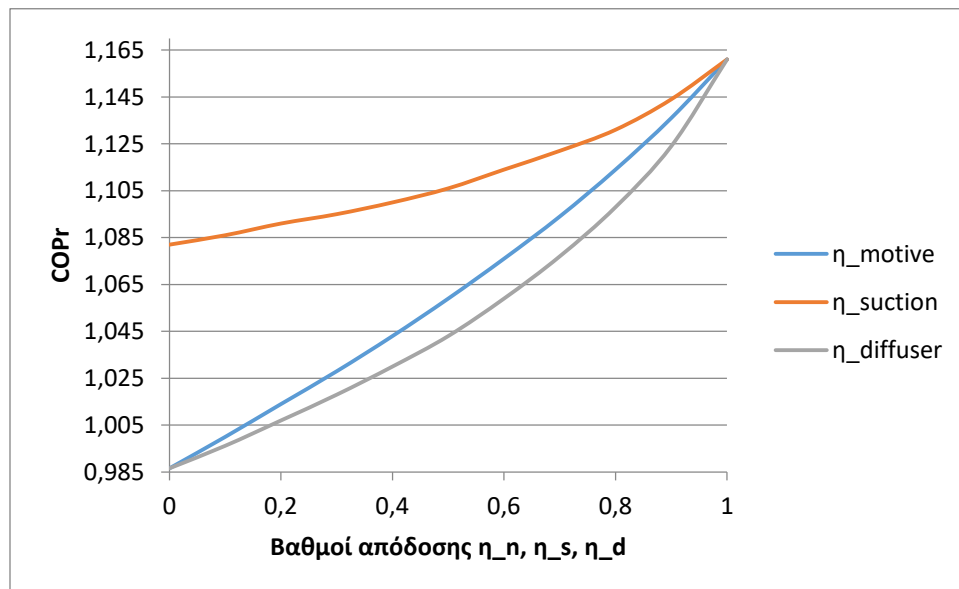


**Σχήμα A.9:** COPr σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R1234yf και υπόψυξη  $10^{\circ}\text{C}$

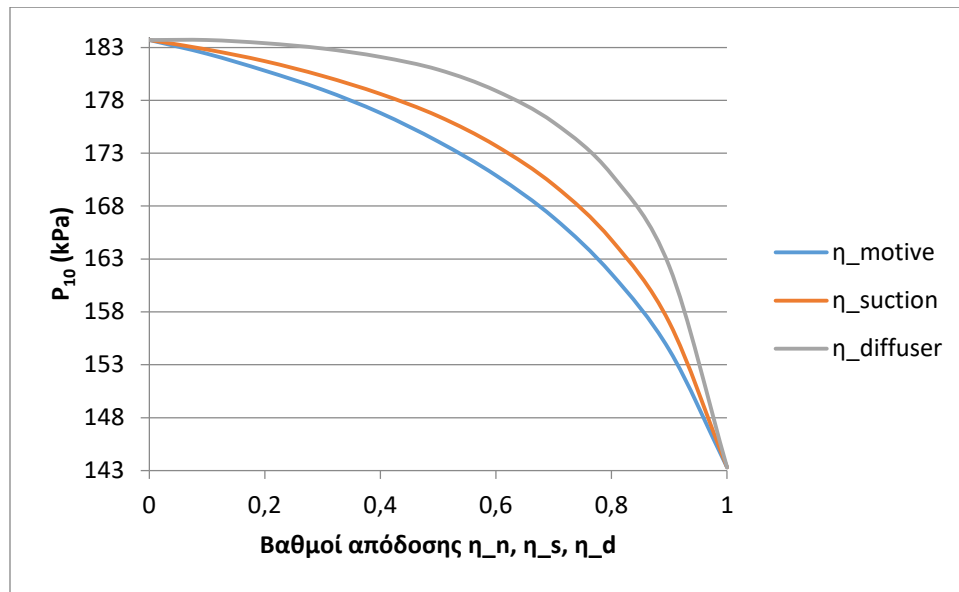




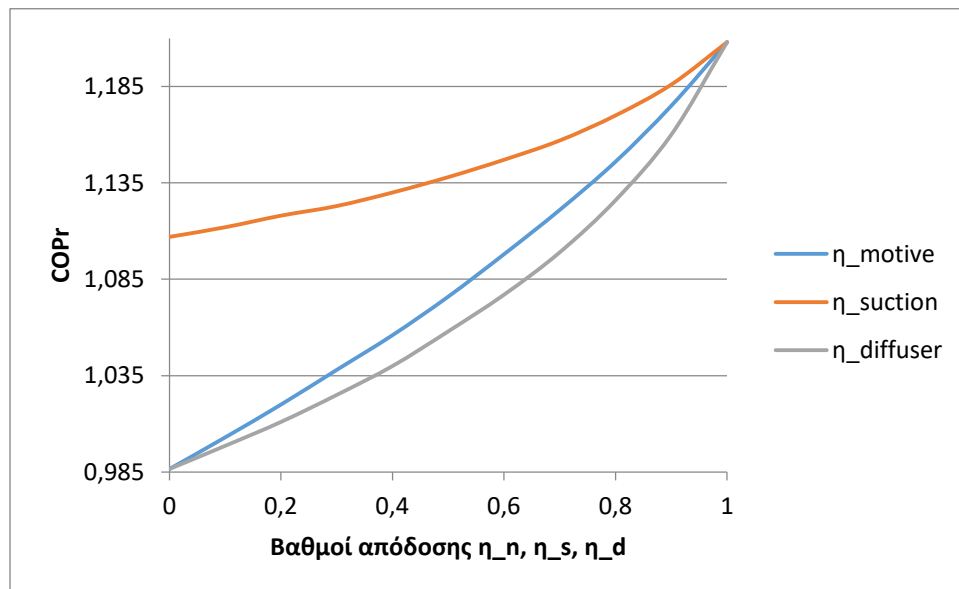
**Σχήμα A.10:**  $P_{10}$  σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R1234yf και υπόψυξη  $10^{\circ}\text{C}$



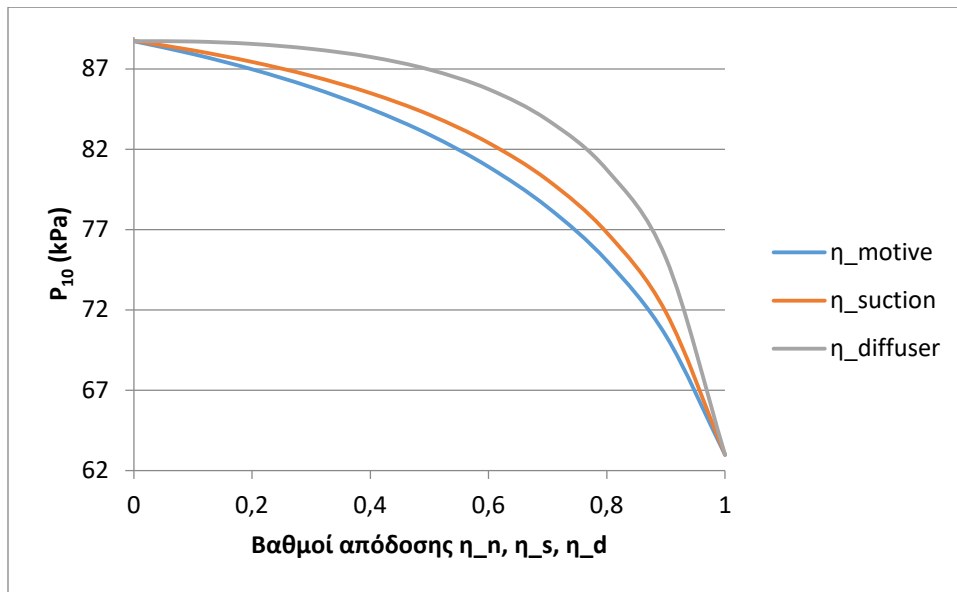
**Σχήμα A.11:** COPr σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R1234yf και υπερθέρμανση & υπόψυξη  $10^{\circ}\text{C}$



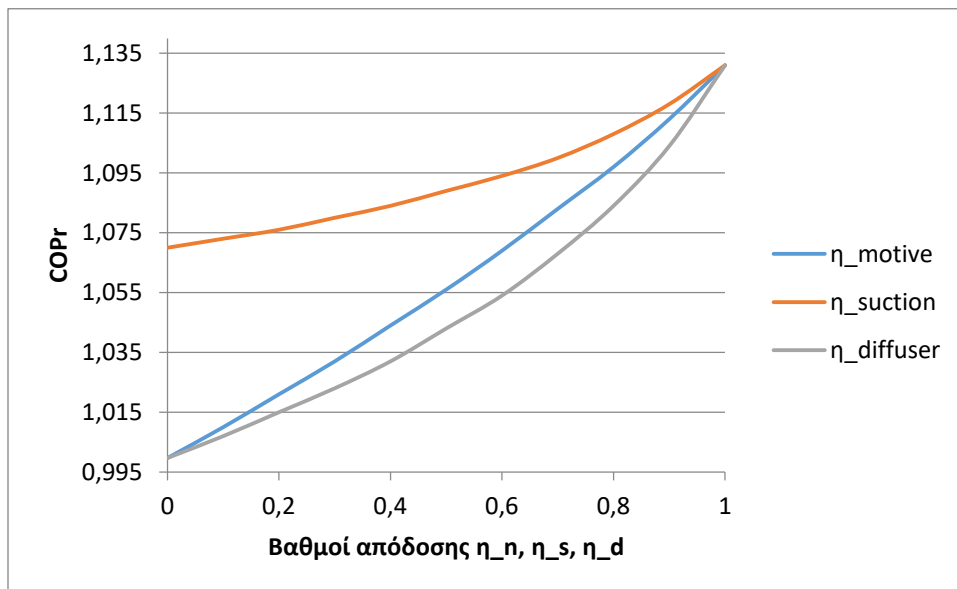
**Σχήμα A.12:**  $P_{10}$  σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R1234yf και υπερθέρμανση & υπόψυξη  $10^{\circ}\text{C}$



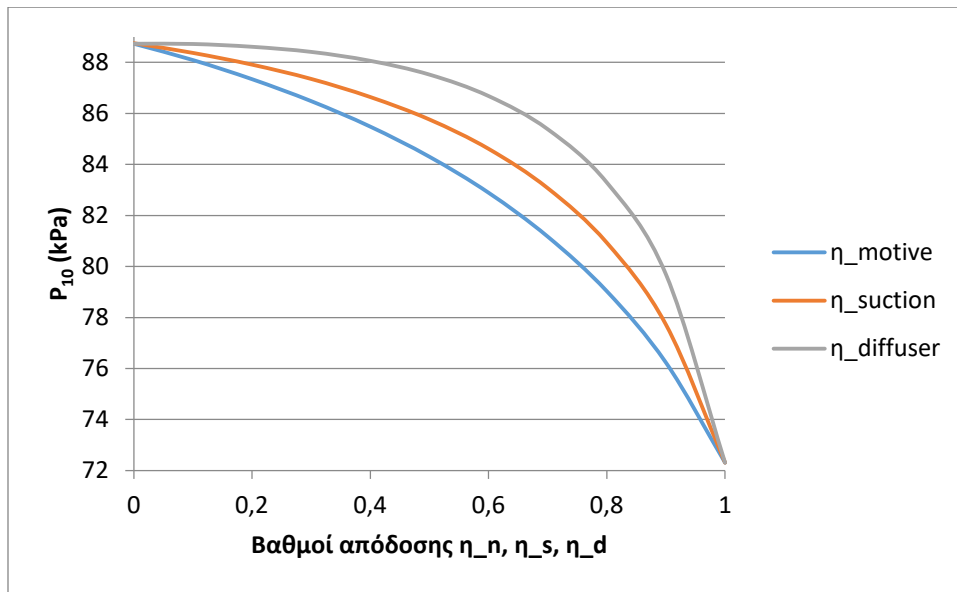
**Σχήμα A.13:** COPr σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R600a και υπερθέρμανση  $10^{\circ}\text{C}$



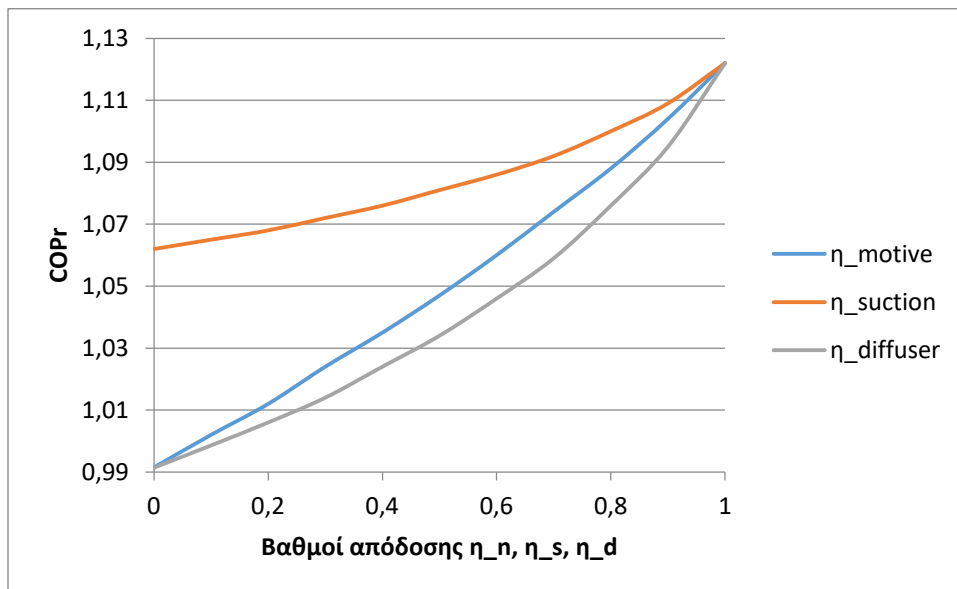
Σχήμα A.14:  $P_{10}$  σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R600a και υπερθέρμανση  $10^{\circ}\text{C}$



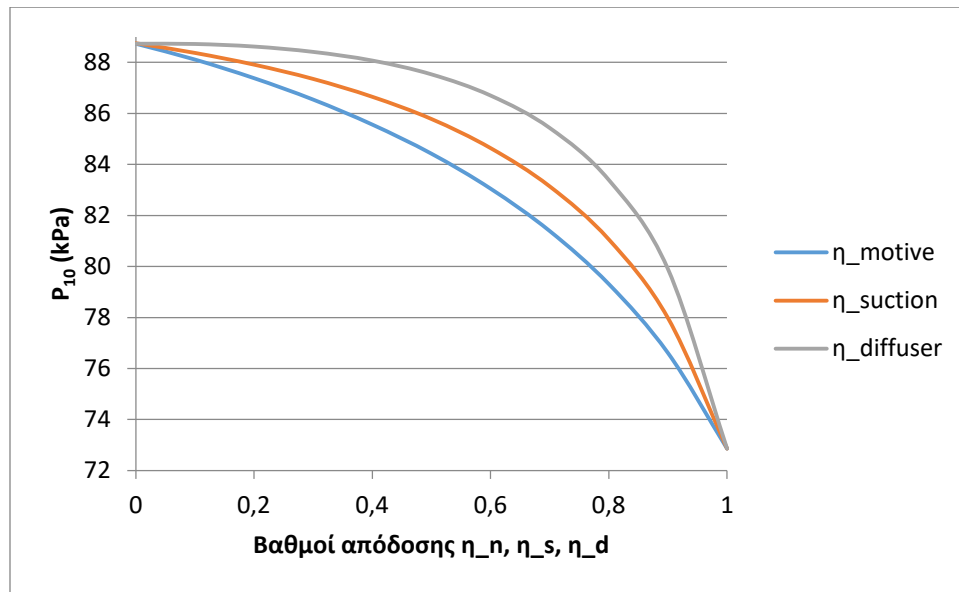
Σχήμα A.15: COPr σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R600a και υπόψυξη  $10^{\circ}\text{C}$



Σχήμα A.16:  $P_{10}$  σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R600a και υπόψυξη  $10^{\circ}\text{C}$



Σχήμα A.17: COPr σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R600a και υπερθέρμανση & υπόψυξη  $10^{\circ}\text{C}$



**Σχήμα A.18:**  $P_{10}$  σε συνάρτηση με κάθε επιμέρους βαθμό απόδοσης εγχυτήρα για R600a και υπερθέρμανση & υπόψυξη  $10^{\circ}\text{C}$

**B1. Κώδικας EES μοντέλου ψυκτικού κύκλου με εγχυτήρα βασισμένου στους Kornhauser-Sumeru**

```

$UnitSystem SI
T_sat[8]=-15
T_sat[3]=30
R$='R600a'

x[3]=0
x[8]=1

T[8]=T_sat[8]
T[3]=T_sat[3]
"T[8]=T_sat[8]+10"
"T[3]=T_sat[3]-10"

P[3]=p_sat(R$;T=T_sat[3])
s[3]=entropy(R$;T=T[3];P=P[3])
h[3]=enthalpy(R$;T=T[3];P=P[3])

P[8]=p_sat(R$;T=T_sat[8])
s[8]=entropy(R$;T=T[8];P=P[8])
h[8]=enthalpy(R$;T=T[8];P=P[8])
v[8]=volume(R$;T=T[8];P=P[8])

{P[10]=80}
T[10]=t_sat(R$;P=P[10])

eta_n=1
eta_s=1
eta_d=1

P[9]=P[10]-15
h[9]=(1-eta_s)*h[8]+eta_s*(enthalpy(R$;s=s[8];P=P[10]))
"hiD[9]=enthalpy(R$;s=s[8];P=P[9])"
"siD[9]=entropy(R$;P=P[9];h=hiD[9])"
x[9]=quality(R$;P=P[9];h=h[9])
s[9]=entropy(R$;P=P[9];h=h[9])
T[9]=temperature(R$;P=P[9];h=h[9])
v[9]=volume(R$;P=P[9];h=h[9])

P[4]=P[9]
h[4]=(1-eta_n)*h[3]+eta_n*(enthalpy(R$;s=s[3];P=P[10]))
"hiD[4]=enthalpy(R$;s=s[3];P=P[4])"
"siD[4]=entropy(R$;P=P[4];h=hiD[4])"
x[4]=quality(R$;P=P[4];h=h[4])
s[4]=entropy(R$;P=P[4];h=h[4])
T[4]=temperature(R$;P=P[4];h=h[4])
v[4]=volume(R$;P=P[4];h=h[4])

U[4]=sqrt(2*(h[3]-h[4])*1000)
U[9]=sqrt(2*(h[8]-h[9])*1000)

```

$r=0,5638$

$U[10]=r*U[4]+(1-r)*U[9]$   
 $h[10]=r*h[3]+(1-r)*h[8]-((U[10]^2)/2000)$   
 $x[10]=\text{quality}(R\$;P=P[10];h=h[10])$   
 $s[10]=\text{entropy}(R\$;P=P[10];h=h[10])$   
 $v[10]=\text{volume}(R\$;P=P[10];h=h[10])$

$h[5]=h[10]+((U[10]^2)/2000)$   
 $hID[5]=h[10]+\text{eta\_d}*((U[10]^2)/2000)$   
 $P[5]=\text{pressure}(R\$;s=s[10];h=hID[5])$   
 $x[5]=\text{quality}(R\$;P=P[5];h=h[5])$   
 $s[5]=\text{entropy}(R\$;P=P[5];h=h[5])$   
 $T[5]=\text{temperature}(R\$;P=P[5];h=h[5])$   
 $vg[5]=\text{volume}(R\$;P=P[5];x=1)$

$P[6]=P[5]$   
 $T[6]=\text{t\_sat}(R\$;P=P[6])$   
 $x[6]=0$   
 $h[6]=\text{enthalpy}(R\$;P=P[6];x=x[6])$   
 $s[6]=\text{entropy}(R\$;P=P[6];x=x[6])$

$P[1]=P[5]$   
 $T[1]=\text{t\_sat}(R\$;P=P[1])$   
 $x[1]=1$   
 $h[1]=\text{enthalpy}(R\$;P=P[1];x=x[1])$   
 $s[1]=\text{entropy}(R\$;P=P[1];x=x[1])$

$P[7]=P[8]$   
 $h[7]=h[6]$   
 $x[7]=\text{quality}(R\$;P=P[7];h=h[7])$   
 $T[7]=\text{temperature}(R\$;P=P[7];h=h[7])$   
 $s[7]=\text{entropy}(R\$;P=P[7];h=h[7])$

$P[2]=P[3]$   
 $sID[2]=s[1]$   
 $TID[2]=\text{temperature}(R\$;P=P[2];s=sID[2])$   
 $hID[2]=\text{enthalpy}(R\$;s=sID[2];P=P[2])$

" $\text{taf}=P[2]/P[1]$ "  
" $\text{eta\_is}=0,874-0,0135*\text{taf}$ "  
 $\text{eta\_is}=1$   
 $h[2]=h[1]+(hID[2]-h[1])/\text{eta\_is}$   
 $T[2]=\text{temperature}(R\$;P=P[2];h=h[2])$   
 $s[2]=\text{entropy}(R\$;h=h[2];P=P[2])$

$\text{omega}=(1/x[5])-1$

$\text{COP\_ej}=\text{omega}*((h[8]-h[7])/(h[2]-h[1]))$

$h[11]=h[3]$   
 $P[11]=P[8]$

$T[11]=\text{temperature}(R\$;P=P[11];h=h[11])$

```

s[11]=entropy(R$;h=h[11];P=P[11])
x[11]=quality(R$;P=P[11];h=h[11])

Pb[2]=P[2]
sbID[2]=s[8]
TbID[2]=temperature(R$;P=Pb[2];s=sbID[2])
hbID[2]=enthalpy(R$;s=sbID[2];P=Pb[2])

hb[2]=h[8]+(hbID[2]-h[8])/eta_is
Tb[2]=temperature(R$;P=Pb[2];h=hb[2])
sb[2]=entropy(R$;h=hb[2];P=Pb[2])

COP_std=(h[8]-h[11])/(hb[2]-h[8])

COPratio=COP_ej/COP_std

q_evap_ej=h[8]-h[7]
q_evap_std=h[8]-h[11]
Disp_ej=(vg[5]*x[5])*10^3/(q_evap_ej*(1-x[5]))
Disp_std=v[8]*10^3/q_evap_std*1
Dispratio=Disp_ej/Disp_std
m_dot_comp=0,718/60
m_dot_evap=m_dot_comp*(1-x[5])/x[5]
"A[4]=(m_dot_comp*v[4])*10^6/U[4]"
"A[9]=(m_dot_evap*v[9])*10^6/U[9]"
"A[10]=((m_dot_comp+m_dot_evap)*v[10])*10^6/U[10]"
"m_dot=1/12"

"Q_dot_condID=m_dot*(hID[2]-h[3])"
"Q_dot_evap=m_dot*(h[1]-h[11])"
"W_dot_compID=m_dot*(hID[2]-h[8])"
"COPID=Q_dot_evap/W_dot_compID"

"Q_dot_cond=m_dot*(h[2]-h[3])"
"W_dot_comp=m_dot*(h[2]-h[1])"
"COP=Q_dot_evap/W_dot_comp"

```



**B2. Κώδικας EES μοντέλου ψυκτικού κύκλου με εγχυτήρα βασισμένου στους Huang et al.**

\$UnitSystem SI

R\$='R141b'

T\_c\_star=31,5+273

P\_c\_star=p\_sat(R\$;T=T\_c\_star)

P\_g=0,538

T\_g=t\_sat(R\$;P=P\_g)

x\_g=1

h\_g=enthalpy(R\$;P=P\_g;x=x\_g)

eta\_p=0,95

d\_t=2,64\*10<sup>-3</sup>

A\_t=pi#\*(d\_t<sup>2</sup>)/4

c\_pg=cp(R\$;P=P\_g;x=x\_g)

c\_vg=cv(R\$;P=P\_g;x=x\_g)

gamma=c\_pg/c\_vg

Rg=R#/molarmass(R\$)

m\_dot\_p=(P\_g\*A\_t/sqrt(T\_g))\*sqrt(eta\_p)\*sqrt((gamma/Rg)\*((2/(gamma+1))<sup>gamma</sup>/(gamma-1))))

d\_p1=4,5\*10<sup>-3</sup>

A\_p1=pi#\*(d\_p1<sup>2</sup>)/4

Phi1=A\_p1/A\_t

M\_p1=0,2097

M\_p1new=((2+(gamma-1)\*(M\_p1<sup>2</sup>))/((gamma+1)\*((A\_p1/A\_t)<sup>2\*(gamma-1)/(gamma+1)</sup>)))<sup>gamma/(2\*(gamma-1))</sup>

P\_p1=P\_g/((1+(gamma-1)\*(M\_p1new<sup>2</sup>)/2)<sup>gamma/(gamma-1)</sup>)

P\_e=0,04

T\_e=t\_sat(R\$;P=P\_e)

x\_e=1

gamma2=c\_pg/c\_vg

h\_e=enthalpy(R\$;P=P\_e;x=x\_e)

M\_sy=1

P\_sy=P\_e/((1+(gamma-1)\*(M\_sy<sup>2</sup>)/2)<sup>gamma/(gamma-1)</sup>)

T\_sys=t\_sat(R\$;P=P\_sy)

P\_py=P\_sy

M\_py=sqrt(((1+(gamma-1)\*(M\_p1new<sup>2</sup>)/2)\*((P\_p1/P\_py)<sup>gamma/(gamma-1)</sup>)-1)<sup>2/(gamma-1)</sup>)

Phi\_p=0,88

A\_py=A\_p1\*(M\_p1\*Phi\_p/M\_py)\*((P\_p1/P\_py)<sup>gamma/(2\*gamma)</sup>)

d\_py=sqrt(4\*A\_py/pi#)

d\_3=8,1\*(10<sup>-3</sup>)

A\_3=pi#\*(d\_3<sup>2</sup>)/4

Phi2=A\_3/A\_t

A\_sy=A\_3-A\_py

eta\_s=0,85

$$m_{\dot{s}} = (P_e \cdot A_{sy} / \sqrt{T_e}) \cdot \sqrt{\eta_{a_s}} \cdot \sqrt{(\gamma/Rg)^{2/(\gamma+1)} \cdot (\gamma+1)/(\gamma-1)}$$

$$T_{py} = T_g / (1 + ((\gamma-1)/2) \cdot (M_{py}^2))$$

$$T_{sy} = T_e / (1 + ((\gamma-1)/2) \cdot (M_{sy}^2))$$

$$\Phi_m = 1,037 - 0,02857 \cdot (A_3/A_t)$$

$$\alpha_{py} = \sqrt{\gamma \cdot Rg \cdot T_{py}}$$

$$\alpha_{sy} = \sqrt{\gamma \cdot Rg \cdot T_{sy}}$$

$$V_{py} = M_{py} \cdot \alpha_{py}$$

$$V_{sy} = M_{sy} \cdot \alpha_{sy}$$

$$V_m = (\Phi_m \cdot (m_{\dot{p}} \cdot V_{py} + m_{\dot{s}} \cdot V_{sy}) / (m_{\dot{p}} + m_{\dot{s}}))$$

$$P_m = P_{py}$$

$$T_m = (((m_{\dot{p}} \cdot (c_{pg} \cdot T_{py} + (V_{py}^2)/2000) + m_{\dot{s}} \cdot (c_{pg} \cdot T_{sy} + (V_{sy}^2)/2000)) / (m_{\dot{p}} + m_{\dot{s}})) - (V_m^2)/2000) / c_{pg}$$

$$\alpha_m = \sqrt{\gamma \cdot Rg \cdot T_m}$$

$$M_m = V_m / \alpha_m$$

$$P_3 = P_m \cdot (1 + (2 \cdot \gamma) \cdot (M_m^2 - 1) / (\gamma + 1))$$

$$M_3 = \sqrt{(1 + (\gamma - 1) \cdot (M_m^2) / 2) / (\gamma \cdot (M_m^2) - (\gamma - 1) / 2)}$$

$$P_c = P_3 \cdot (1 + ((\gamma - 1) / 2) \cdot (M_3^2))^{\gamma / (\gamma - 1)}$$

$$P_a = P_c$$

$$x_a = 0$$

$$h_a = \text{enthalpy}(R\$; P=P_a; x=x_a)$$

$$\omega = m_{\dot{s}} / m_{\dot{p}}$$

$$\text{COP} = \omega \cdot (h_e - h_a) / (h_g - h_a)$$

**B3. Κώδικας EES μοντέλου ψυκτικού κύκλου με εγχυτήρα βασισμένου στους Metsue et al.**

\$UnitSystem SI

R\$='R134a'

"T\_p0s=85"

P\_p0=1934

T\_p0=86

eta\_p=0,977

s\_p0=entropy(R\$;P=P\_p0;T=T\_p0)

h\_p0=enthalpy(R\$;P=P\_p0;T=T\_p0)

P\_pt=1178

h\_ptis=enthalpy(R\$;P=P\_pt;s=s\_p0)

h\_pt=h\_p0-eta\_p\*(h\_p0-h\_ptis)

V\_pt=sqrt(2000\*(h\_p0-h\_pt))

rho\_pt=density(R\$;P=P\_pt;h=h\_pt)

G\_pt=rho\_pt\*V\_pt

d\_pt=8,03\*10<sup>(-3)</sup>

A\_pt=pi#\*(d\_pt<sup>2</sup>)/4

m\_dot\_p=G\_pt\*A\_pt

P\_pe=289,7

h\_peis=enthalpy(R\$;P=P\_pe;s=s\_p0)

h\_pe=h\_p0-eta\_p\*(h\_p0-h\_peis)

rho\_pe=density(R\$;P=P\_pe;h=h\_pe)

s\_pe=entropy(R\$;P=P\_pe;h=h\_pe)

V\_pe=sqrt(2000\*(h\_pt-h\_pe)+V\_pt<sup>2</sup>)

d\_pe=11,35\*10<sup>(-3)</sup>

A\_pe=pi#\*(d\_pe<sup>2</sup>)/4

V\_peton=m\_dot\_p/(rho\_pe\*A\_pe)

P\_y=289,7

eta\_py=1

P\_py=P\_y

P\_sy=P\_y

h\_pyis=enthalpy(R\$;P=P\_py;s=s\_pe)

h\_py=h\_pe-eta\_py\*(h\_pe-h\_pyis)

V\_py=sqrt(2000\*(h\_pe-h\_py)+V\_pe<sup>2</sup>)

rho\_py=density(R\$;P=P\_py;h=h\_py)

d\_y=16,4\*10<sup>(-3)</sup>

A\_y=pi#\*(d\_y<sup>2</sup>)/4

A\_py=m\_dot\_p/(rho\_py\*V\_py)

A\_sy=A\_y-A\_py

"T\_s0s=10"

P\_s0=415

T\_s0=30

eta\_s=0,89

```

h_s0=enthalpy(R$;P=P_s0;T=T_s0)
s_s0=entropy(R$;P=P_s0;T=T_s0)

h_syis=enthalpy(R$;P=P_sy;s=s_s0)
h_sy=h_s0-eta_s*(h_s0-h_syis)
V_sy=sqrt(2000*(h_s0-h_sy))
rho_sy=density(R$;P=P_sy;h=h_sy)

alpha_py=soundspeed(R$;P=P_py;h=h_py)
alpha_sy=soundspeed(R$;P=P_sy;h=h_sy)

M_py=V_py/alpha_py
M_sy=V_sy/alpha_sy

beta=P_y*(A_py*(1-(M_py^2)))/(rho_py*(V_py^2))+A_sy*(1-(M_sy^2))/(rho_sy*(V_sy^2))
beta_ab=abs(beta)

m_dot_s=rho_sy*V_sy*A_sy
omega=m_dot_s/m_dot_p

eta_m=0,813
V_m=120,1
P_m=(m_dot_p*V_py/1000+m_dot_s*V_sy/1000+P_y*A_y-
((V_m/1000)*(m_dot_p+m_dot_s)/eta_m))/A_y
h_m=(m_dot_p*h_p0+m_dot_s*h_s0)/(m_dot_p+m_dot_s)-(V_m^2)/2000
rho_m=density(R$;P=P_m;h=h_m)
alpha_m=soundspeed(R$;P=P_m;h=h_m)
M_m=V_m/alpha_m
m_dot_m=m_dot_p+m_dot_s
V_mnew=m_dot_m/(rho_m*A_y)

"if M_m<=1"
P_2=P_m
h_2=h_m
V_2=V_m

"if M_m>1"
"rho_2="
"v_2=1/rho_2"
"V_2=rho_m*V_m/rho_2"
"h_2=h_m+(V_m^2)/2000-(V_2^2)/2000"
"P_2=pressure(R$;v=v_2;h=h_2)"
"rho_2new=(rho_m*(V_m^2)+P_m*1000-P_2*1000)/(V_2^2)"

s_2=entropy(R$;P=P_2;h=h_2)
eta_d=0,9
h_dis=eta_d*(V_2^2)/2000+h_2
P_d=pressure(R$;h=h_dis;s=s_2)

P_out_star=P_d

COP_cr=omega*(P_s0-P_out_star)/(P_p0-P_out_star)

```

