ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΕΦΑΡΜΟΣΜΕΝΗΣ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΑΝΑΛΥΣΗ ΕΝΑΛΛΑΚΤΙΚΩΝ ΨΥΚΤΙΚΩΝ ΜΕΣΩΝ ΧΑΜΗΛΟΥ ΔΕΙΚΤΗ GWP ΓΙΑ ΧΡΗΣΗ ΣΕ ΚΛΙΜΑΤΙΣΤΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΑΥΤΟΚΙΝΗΤΩΝ

ΓΕΩΡΓΑΝΤΟΠΟΥΛΟΥ ΑΛΕΞΑΝΔΡΑ

Επιβλέπουσα Καθηγήτρια: Κορωνάκη Ειρήνη, Αναπλ. Καθηγήτρια ΕΜΠ

Αθήνα, Φεβρουάριος 2019

National and Technical University of Athens

School of Mechanical Engineering

Section of Thermal Engineering

Laboratory of Applied Thermodynamics

DIPLOMA THESIS

AN ANALYSIS OF ALTERNATIVE REFRIGERANTS WITH LOW GWP FOR AUTOMOTIVE AIR-CONDITIONING SYSTEMS

GEORGANTOPOULOU ALEXANDRA

Adviser: Koronaki Irene,
Associate Professor, NTUA

Athens, February 2019

Copyright © Γεωργαντοπούλου Αλεξάνδρα, 2019.

Με επιφύλαξη παντός δικαιώματος. All rights reserved.

Απαγορεύεται η αντιγραφή, αποθήκευση και διανομή της παρούσας εργασίας, εξ ολοκλήρου ή τμήματος αυτής, για εμπορικό σκοπό. Επιτρέπεται η ανατύπωση, αποθήκευση και διανομή για σκοπό μη κερδοσκοπικό, εκπαιδευτικής ή ερευνητικής φύσης, υπό την προϋπόθεση να αναφέρεται η πηγή προέλευσης και να διατηρείται το παρόν μήνυμα. Ερωτήματα που αφορούν τη χρήση της εργασίας για κερδοσκοπικό σκοπό πρέπει να απευθύνονται προς τον συγγραφέα.

Οι απόψεις και τα συμπεράσματα που περιέχονται σε αυτό το έγγραφο εκφράζουν τον συγγραφέα και δεν πρέπει να ερμηνευτεί ότι αντιπροσωπεύουν τις επίσημες θέσεις του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου.

Ευχαριστίες

Αρχικά θα ήθελα να ευχαριστήσω, την επιβλέπουσα Καθηγήτρια, κα. Κορωνάκη Ειρήνη για την ανάθεση του πολύ ενδιαφέροντος θέματος και τη βοήθειά της. Είναι πολύ σημαντικό να ευχαριστήσω επίσης, τον Δρ. Μ. Νίτσα, από το Εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής, για τη συνεχή του υποστήριξη και καθοδήγηση, καθώς και για τον χρόνο που μου αφιέρωσε σε επίλυση απορριών, κατά τη διεκπεραίωση της διπλωματικής μου εργασίας.

Στη συνέχεια θα ήθελα να ευχαριστήσω την οικογένειά μου και ιδιαίτερα τους γονείς μου, που χωρίς την ουσιαστική τους στήριξη (οικονομική και ψυχολογική), δεν θα μπορούσα να περατώσω της σπουδές μου.

Τέλος, ευχαριστώ πολύ τις φίλες μου και τον σύντροφό μου Γιώργο, για την αμέριστη ψυχολογική υποστήριξη και την υπομονή που έδειξαν, στις δύσκολες στιγμές στη διάρκεια των σπουδών μου.

Στον πολυαγαπημένο μου αδελφό,
Αντώνη

Περίληψη

Η ραγδαία επιτάχυνση της κλιματικής αλλαγής, πυροδότησε έρευνες για τα αίτια της αλλαγής και τις μεσοπρόθεσμες και μακροπρόθεσμες συνέπειες της ανθρώπινης επέμβασης. Η πλειονότητα των ερευνών οδηγήθηκε σε κοινό συμπέρασμα, ήτοι η αυξημένη εκπομπή αερίων -τα λεγόμενα αέρια του θερμοκηπίου-εντείνουν το φαινόμενο του θερμοκηπίου και ακολούθως την κλιματική αλλαγή. Αέρια θερμοκηπίου υπάρχουν φυσικά και ανθρωπογενή. Τα ανθρωπογενή αέρια θερμοκηπίου, προέκυψαν, μεταξύ άλλων, από την αυξημένη χρήση καυσίμων (για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, μεταφορές κλπ.), από την χρήση αερολυμάτων και από τη διαρροή μεγάλων ποσοτήτων ψυκτικών μέσων που χρησιμοποιούνται σε ψυκτικές και κλιματιστικές εγκαταστάσεις.

Προκειμένου να περιοριστεί η κλιματική αλλαγή, όσον αφορά τα ψυκτικά μέσα, αναζητώνται συνεχώς τέτοια, που να συμβάλλουν όσο το δυνατό λιγότερο στο φαινόμενο του θερμοκηπίου, για να αντικατασταθούν τα, προς το παρόν, χρησιμοποιούμενα. Για το σκοπό αυτό, ορίστηκε ένας δείκτης που εκφράζει τη συνεισφορά μιας ουσίας στο φαινόμενο του θερμοκηπίου και λέγεται “δυναμικό θέρμανσης του πλανήτη”, εν συντομία GWP (Global Warming Potential) και ο οποίος έχει ως αναφορά την αντίστοιχη συνεισφορά του CO_2.

Ένα είδος κλιματιστικής εγκατάστασης που χρήζει αντικατάστασης του χρησιμοποιούμενου ψυκτικού μέσου, και θα εξεταστεί στη διπλωματική αυτή, είναι τα κλιματιστικά συστήματα αυτοκινήτου. Το ψυκτικό μέσο που χρησιμοποιείται σε αυτά, είναι το R134a, το οποίο έχει GWP=1430, το οποίο θεωρείται αρκετά υψηλό.

Τα ψυκτικά μέσα που θα μελετηθούν, ως πιθανές εναλλακτικές του R134a, είναι το R1234yf, το R290, το R600a, το R152a, το R444A και το CO_2. Για να συγκριθούν, υπολογίζονται πρώτα οι θερμοδυναμικές τους ιδιότητες και κατόπιν καθορίζονται ψυκτικοί κύκλοι για εύρος θερμοκρασίας περιβάλλοντος 40-60 ^oC . Για τους κύκλους αυτούς υπολογίζονται και συγκρίνονται οι τιμές του συντελεστή συμπεριφοράς του κύκλου (COP), η ψυκτική ισχύς που αποδίδεται από τον ατμοποιητή, ο βαθμός απόδοσης ψύξης και ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή. Στόχος είναι, να βρεθεί το ψυκτικό μέσο που δίνει τον καλύτερο συνδυασμό απόδοσης και χαμηλού GWP. Γίνεται επίσης, ανάλυση ευαισθησίας προκειμένου να εξακριβωθεί αν η θερμοκρασία περιβάλλοντος ή η θερμοκρασία ατμοποίησης ή ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή είναι η μεταβλητή εκείνη που επηρεάζει περισσότερο τον COP του κύκλου.

Εξετάζεται επίσης, το ενδεχόμενο αντικατάστασης του R134a με δυαδικό μείγμα και για το σκοπό αυτό έγιναν οι ίδιοι υπολογισμοί για τα ζεύγη ουσιών R1234yf/R32, R1234yf/R125 και R1234ZE(E)/R32 σε διάφορες συστάσεις. Τέλος, μελετήθηκαν από τη βιβλιογραφία, εφαρμογές CO_2 σε κλιματιστικά συστήματα αυτοκινήτων.

Abstract

The rapid acceleration of climate change triggered research into the causes of change and the medium- and long-term consequences of human intervention. Most research has led to a common conclusion, namely increased emissions of greenhouse gases (GHGs) intensify the greenhouse effect and consequently climate change. Greenhouse gases are natural and anthropogenic. Anthropogenic greenhouse gases have arisen, inter alia, from the increased use of fuels (for electricity production, transport, etc.), the use of aerosols and the leakage of large quantities of refrigerants used in refrigeration and air conditioning.

In order to reduce the rate of climate change, as far as refrigerants are concerned, alternative choices are constantly being researched, in order to replace currently used ones, while achieving the least possible contribution to the greenhouse effect. For this purpose, an indicator called "Global Warming Potential", shortly GWP, has been introduced, which describes the contribution of a substance to the greenhouse effect, using as a reference, the corresponding contribution of CO_2.

A type of air conditioning system, which needs its, currently used, refrigerant replaced, and will be examined in this diploma thesis, are automotive air conditioning systems. The most common refrigerant used in such applications is R134a. It exhibits a GWP of 1430, which is considered to be fairly high.

The refrigerants to be reviewed as potential alternatives to R134a are R1234yf, R290, R600a, R152a, R444A and CO_2. In order for them to be compared, at first their thermodynamic properties are calculated and then, refrigeration cycles are being determined for an ambient temperature range of 40-60 ^{o}C. For said cycles, the values of COP, specific cooling capacity, refrigeration efficiency and volumetric efficiency are being calculated and compared. The aim is to determine the refrigerant that achieves the optimum combination of performance and low GWP. A sensitivity analysis is, also, conducted to assess whether the ambient temperature or evaporating temperature or isentropic efficiency is the variable that has the greatest influence on the COP value.

The possibility of replacing R134a with a binary mixture was also examined and for this purpose the calculations mentioned above, were made as well for R1234yf/R32, R1234yf/R125 and R1234ZE(E)/R32 substance pairs in various mass fractions. Finally, a literature review of applications of CO_2 in automotive air condition systems, is presented as a closure, at the end of this diploma thesis.

Περιεχόμενα

Ονοματολογία 1

1 Εισαγωγή 3

1.1 Το φαινόμενο θερμοκηπίου και η κλιματική αλλαγή 3

1.1.1 Αέρια θερμοκηπίου 4

1.2 Το όζον και η καταστροφή του 6

1.3 Μέτρα για τον περιορισμό της κλιματικής αλλαγής και της καταστροφής του όζοντος 9

1.3.1 Σύμβαση της Βιέννης-Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ 9

1.3.2 Πρωτόκολλο του Κιότο 10

1.3.3 Συμφωνία των Παρισίων 12

1.4 Κλιματισμός αυτοκινήτου 12

1.4.1 Εκπομπές ισοδυνάμου CO_2 12

1.4.2 Λειτουργία κλιματιστικού αυτοκινήτου 13

1.4.3 Εναλλακτικά ψυκτικά μέσα 14

1.4.4 Κατηγορίες ασφαλείας ψυκτικών μέσων 15

1.5 Επισκόπηση βιβλιογραφίας 16

1.6 Αντικείμενο διπλωματικής 23

2 Ιδιότητες ψυκτικών μέσων χαμηλού GWP 24

2.1 Αποτελέσματα 24

2.2 Συμπεράσματα 29

3 Εφαρμογή οργανικών μέσων χαμηλού GWP σε ψυκτικά συστήματα αυτοκινήτων 31

3.1 Μαθηματική διατύπωση του ψυκτικού κύκλου 31

3.2 Ψυκτικοί κύκλοι-διαγράμματα P-h 33

3.3 Αποτελέσματα 37

3.4 Συμπεράσματα 42

4 Ανάλυση ευαισθησίας 44

4.1 Παραμετρική ανάλυση 44

4.2 Στατιστική παλινδρόμηση 47

4.3 Συμπεράσματα 52

5 Εφαρμογή δυαδικών μειγμάτων σε ψυκτικά συστήματα αυτοκινήτων 53

5.1 R1234yf/R32 54

5.2 R1234yf/R125 61

5.3 R1234ZE(E)/R32 68

5.4 Συγκριτικά αποτελέσματα 74

5.5 Συμπεράσματα 77

6 Πεδία εφαρμογής CO_2 σε ψυκτικά συστήματα αυτοκινήτων 78
6.1 Προβληματισμοί σχετικά με τη χρήση CO_2 σε κλιματισμούς αυτοκινήτων 78
6.2 Υπάρχουσες εφαρμογές 79
6.3 Δυνητικές μελλοντικές εφαρμογές 82
6.3.1 Αεριοψύκτης με μικρο-κανάλια κι ενσωματωμένα πτερύγια 82
6.3.2 Ανάμιξη CO_2 με προπάνιο 83
7 Συμπεράσματα 85
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ I 88
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ II 90
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ III 91
Βιβλιογραφία 94

Ονοματολογία

Λατινικά σύμβολα

h	Ειδική ενθαλπία [kJ/kg]
$\dot{m}$	Παροχή μάζας [kg/s]
n	Βαθμός πολυωνύμου [-]
P	Πίεση [MPa, bar]
q	Ειδική ισχύς [kJ/kg]
R^2	Συντελεστής προσαρμογής [-]
RC	Σταθερά παλινδρόμησης [-]
s	Ειδική εντροπία [kJ/(kg K)]
SD	Τυπική απόκλιση [-]
SRC	Κανονικοποιημένη σταθερά παλινδρόμησης
T	Θερμοκρασία [K, ^oC]
UA	Ολικός συντελεστής απωλειών [W/K]
v	Ειδικός όγκος [m^3/kg]

Συντομογραφίες

CFCs	Χλωροφθοράνθρακες
COP	Συντελεστής συμπεριφοράς
GWP	Δυναμικό υπερθέρμανσης του πλανήτη
HCFC	Υδροχλωροφθοράνθρακες
HFC	Υδροφθοράνθρακες
HVAC	Heating, Ventilation and Air Conditioning (Θέρμανση, Εξαερισμός και Κλιματισμός)
NEDC	Νέος Ευρωπαϊκός Κύκλος (New European Driving Cycle)
ODP	Δυναμικό καταστροφής του όζοντος
ODS	Ουσίες που καταστρέφουν το όζον
PFC	Υπερφθοράνθρακες
UV	Υπεριώδης ακτινοβολία
ΚΣ	Κανονικές Συνθήκες (πίεση 1 atm, θερμοκρασία 0^oC)

Δείκτες

amb	Περιβάλλον
C	CARNOT ή χαμηλή θερμοκρασία
COND	Συμπυκνωτής
crit	Κρίσιμο σημείο
dis	Κατάθλιψη
EVAP,E	Ατμοποιητής
glide_ev	(Θερμοκρασιακή) ολίσθηση στον ατμοποιητή
H	Υψηλή θερμοκρασία
is	Ισεντροπικός
L	Κορεσμένη υγρή κατάσταση
ref	Ψυκτικό μέσο
REF	Ψύξη
suc	Αναρρόφηση
V	Κορεσμένη ατμώδης κατάσταση
vol	Ογκομετρικός

Ελληνικά σύμβολα

α	Ποσοστό διακένου στον συμπιεστή [%]
Δ	Μεταβολή
η	Βαθμός απόδοσης [-]

1 Εισαγωγή

Σκοπός αυτής της διπλωματικής εργασίας είναι η σύγκριση οικολογικών ψυκτικών μέσων, που θα μπορούσαν να χρησιμοποιηθούν αντί του R134a, σε κλιματιστικά συστήματα αυτοκινήτων.

Η ανάγκη, για οικολογικά ψυκτικά μέσα, προκύπτει από το πρόβλημα της κλιματικής αλλαγής λόγω της επιτάχυνσης του φαινομένου του θερμοκηπίου, καθώς και από τη δημιουργία "τρύπας" στο στρώμα του όζοντος.

Συνοπτικά, τα κεφάλαια που απαρτίζουν τη διπλωματική αυτή είναι τα εξής:

- Κεφάλαιο 1 - **Εισαγωγή**: Περιγραφή των προβλημάτων που οδήγησαν στην ανάγκη οικολογικών ψυκτικών μέσων, των μέτρων που ελήφθησαν και των έως τώρα αποτελεσμάτων τους, της λειτουργίας των κλιματιστικών αυτοκινήτου, καθώς και βιβλιογραφική επισκόπηση.
- Κεφάλαιο 2 - **Ιδιότητες ψυκτικών μέσων χαμηλού GWP**: Υπολογισμός προσεγγιστικών συναρτήσεων για τις ιδιότητες (πίεση, θερμοκρασία, ειδική ενθαλπία, ειδική εντροπία) διαφόρων ψυκτικών μέσων με χαμηλό GWP και παρουσίαση των ιδιοτήτων σε συγκριτικά διαγράμματα.
- Κεφάλαιο 3 - **Εφαρμογή οργανικών μέσων χαμηλού GWP σε ψυκτικά συστήματα αυτοκινήτων**: Καθορισμός των σημείων του ψυκτικού κύκλου για δεδομένες θερμοκρασίες περιβάλλοντος και κλιματιζόμενου χώρου, για τα διαφορετικά ψυκτικά μέσα κι έπειτα, υπολογισμός συντελεστή συμπεριφοράς κύκλου, βαθμού απόδοσης ψύξης και ογκομετρικού βαθμού απόδοσης.
- Κεφάλαιο 4 - **Ανάλυση ευαισθησίας**: Διερεύνηση της επιρροής ορισμένων μεταβλητών (θερμοκρασίες περιβάλλοντος και ψυχόμενου χώρου, ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή) στην απόδοση το κύκλου.
- Κεφάλαιο 5 - **Εφαρμογή δυαδικών μειγμάτων σε ψυκτικά συστήματα αυτοκινήτων**: Καθορισμός των σημείων του ψυκτικού κύκλου για δεδομένες θερμοκρασίες περιβάλλοντος και κλιματιζόμενου χώρου, για επιλεγμένα δυαδικά μείγματα σε διάφορες συστάσεις. Στη συνέχεια, υπολογισμός GWP μείγματος και θερμοκρασιακή ολίσθηση (Temperature glide) ατμοποιητή, συντελεστή συμπεριφοράς κύκλου, βαθμού απόδοσης ψύξης και ογκομετρικού βαθμού απόδοσης,.
- Κεφάλαιο 6 - **Πεδία εφαρμογής CO_2 σε ψυκτικά συστήματα αυτοκινήτου**: Βιβλιογραφική επισκόπηση για την εφαρμογή του CO_2 , ως ψυκτικό μέσο, σε κλιματισμούς αυτοκινήτων.
- Κεφάλαιο 7-**Συμπεράσματα**: Συγκεντρωτική παρουσίαση των συμπερασμάτων που προέκυψαν από τα προηγούμενα κεφάλαια.

1.1 Το φαινόμενο θερμοκηπίου και η κλιματική αλλαγή

Φαινόμενο του θερμοκηπίου, ονομάζεται το φαινόμενο κατά το οποίο, θερμότητα εγκλωβίζεται μεταξύ της τροπόσφαιρας και της επιφάνειας της γης, εξαιτίας των αερίων θερμοκηπίου. Τα αέρια θερμοκηπίου είναι θερμικές παγίδες υπέρυθρης ακτινοβολίας που ακτινοβολείται από την επιφάνεια της γης και από την ατμόσφαιρα. Αύξηση των αερίων θερμοκηπίου συνεπάγεται αύξηση της εγκλωβιζόμενης θερμότητας, η οποία τελικά απορροφάται από το έδαφος και αυξάνει τη θερμοκρασία του. Επιπλέον, εντείνει την αδιαφάνεια της ατμόσφαιρας στην υπέρυθρη ακτινοβολία, με αποτέλεσμα να συγκρατεί κι η ίδια η ατμόσφαιρα περισσότερη θερμότητα, την οποία ακτινοβολεί πίσω στο έδαφος. [1]Αυτά έχουν ως αποτέλεσμα να αυξάνεται η μέση θερμοκρασία της γης.

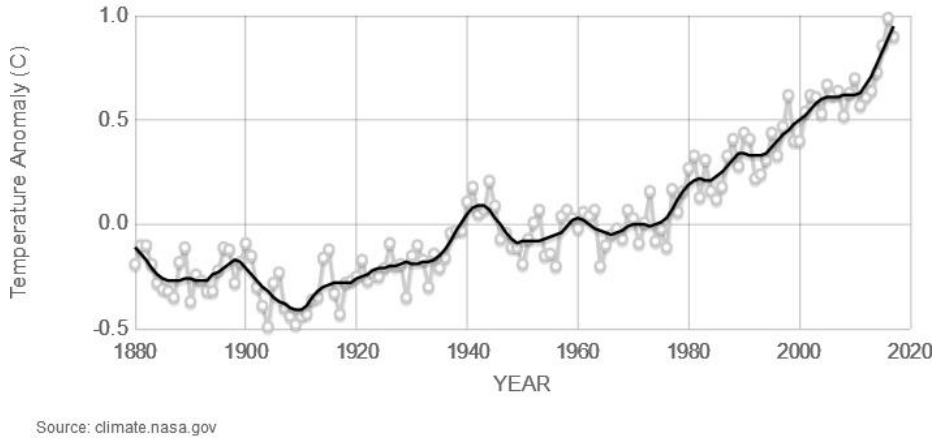
Το φαινόμενο του θερμοκηπίου από μόνο του, δεν αποτελεί πρόβλημα. Είναι βασικό χαρακτηριστικό της Γης και αποτελεί προϋπόθεση για να υπάρχει ζωή σε αυτή. Το πρόβλημα είναι η επιτάχυνση του

φαινομένου του θερμοκηπίου, εξαιτίας ορισμένων ανθρωπίνων δραστηριοτήτων. Η αύξηση της μέσης θερμοκρασίας παγκοσμίως, οδηγεί σε ξηρασίες σε χώρες όπως το Σουδάν και η Ινδία, ενώ στις χώρες της τροπικής ζώνης οι καταιγίδες και οι τυφώνες έχουν γίνει καταστροφικότεροι. Επιπροσθέτως, ο ρυθμός ανύψωσης της στάθμης της θάλασσας έχει αυξηθεί, ως συνέπεια της θερμικής διαστολής του νερού, όπως και του λιώσιμου των πάγων. [2] Στις εικόνες 1-5 φαίνονται και ποσοτικά οι μεταβολές αυτές. Η αλλαγή του κλίματος ανά τις διάφορες περιοχές της γης, αλλάζει και το ποιες καλλιέργειες ευδοκιμούν στις περιοχές αυτές, ανάλογα με την υγρασία και ηλιοφάνεια που χρειάζονται.

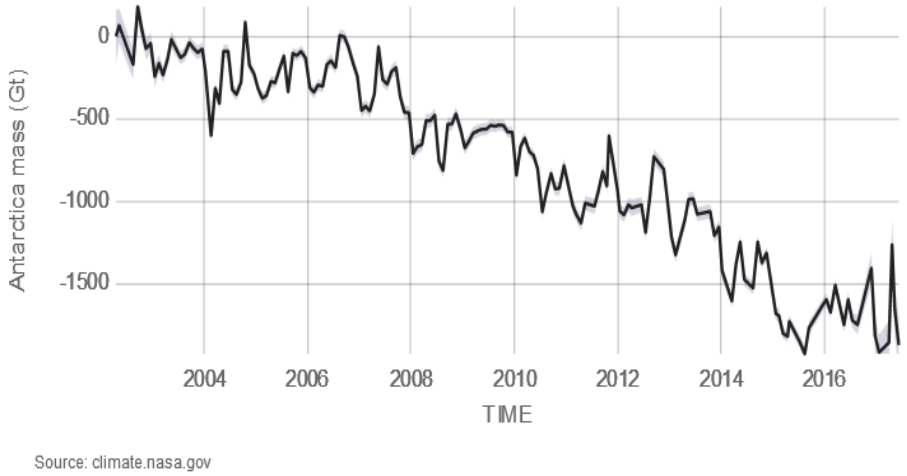
1.1.1 Αέρια θερμοκηπίου

Τα αέρια θερμοκηπίου χωρίζονται σε φυσικά και ανθρωπογενή. Είναι διάφορα αέρια συστατικά, που έχουν την ιδιότητα να απορροφούν και να εκπέμπουν ακτινοβολία, μηκών κύματος από 7 έως 13 μm (υπέρυθρη). Φυσικά αέρια θερμοκηπίου είναι οι υδρατμοί/σύννεφα (H_2O), το διοξείδιο του άνθρακα (CO_2), το μονοξείδιο του αζώτου (N_2O), το μεθάνιο (CH_4) και το όζον (O_3). Τα ανθρωπογενή αέρια θερμοκηπίου αποτελούνται από αλογονάνθρακες, υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFCs), χλωροφθοράνθρακες (CFCs), υδροφθοράνθρακες (HFCs), υπερφθοράνθρακες (PFCs) και εξαφθοριούχο θείο (SF_6).

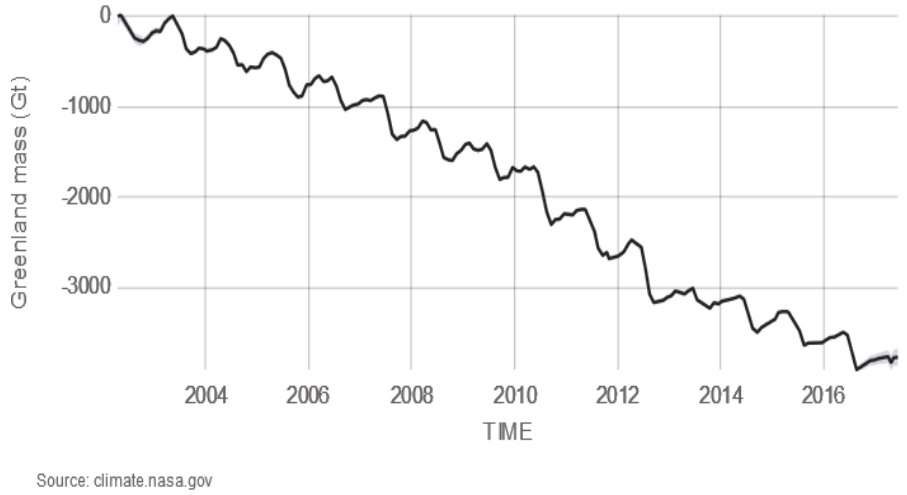
Θα μπορούσε κανείς να υποθέσει, ότι η αύξηση της μέσης θερμοκρασίας της Γης δε συνδέεται με την αύξηση των αερίων θερμοκηπίου, αλλά με την αύξηση της έντασης της ακτινοβολίας του ήλιου. Σύμφωνα με μετρήσεις της NASA, από το 1750, η μέση ενέργεια που η Γη δέχεται από τον ήλιο είναι περίπου σταθερή, με ελάχιστη αύξηση. Επίσης, μοντέλα προσομοίωσης κλίματος, που λαμβάνουν υπόψη μόνο τη μικρή αυτή αύξηση της ισχύος του ήλιου, χωρίς την αύξηση των αέριων θερμοκηπίου, δε δίνουν ως αποτέλεσμα την πραγματική αύξηση της θερμοκρασίας στη Γη. Άλλη μία απόδειξη, που καταρρίπτει μια τέτοια ιδέα, είναι ότι αν η αύξηση της θερμοκρασίας οφειλόταν στον ήλιο, θα επηρέαζε όλα τα στρώματα της ατμόσφαιρας. Στην πραγματικότητα όμως, η αύξηση παρατηρείται μόνο στο χαμηλότερο στρώμα της ατμόσφαιρας, αφού τα αέρια θερμοκηπίου, εγκλωβίζουν εκεί τη θερμότητα.



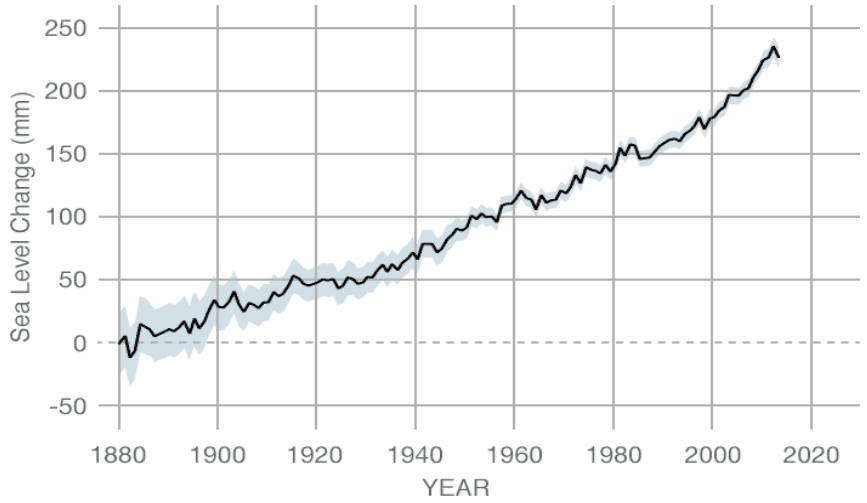
Εικόνα 1- Μεταβολή της μέσης παγκόσμιας θερμοκρασίας (σε ^oC) συγκριτικά με τις τιμές του 1950 [3]



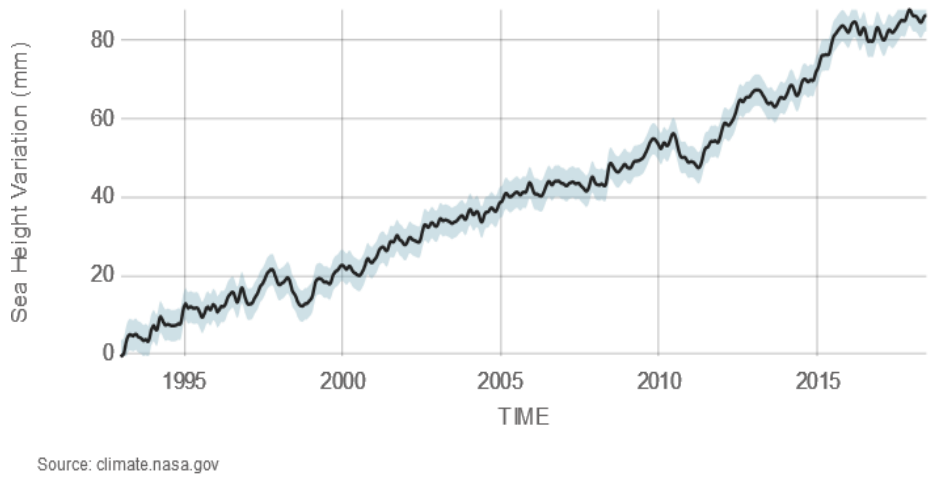
Εικόνα 2- Μεταβολή της μάζας των πάγων της Ανταρκτικής (σε Gt) [3]



Εικόνα 3- Μεταβολή της μάζας των πάγων της Γροιλανδίας (σε Gt) [3]



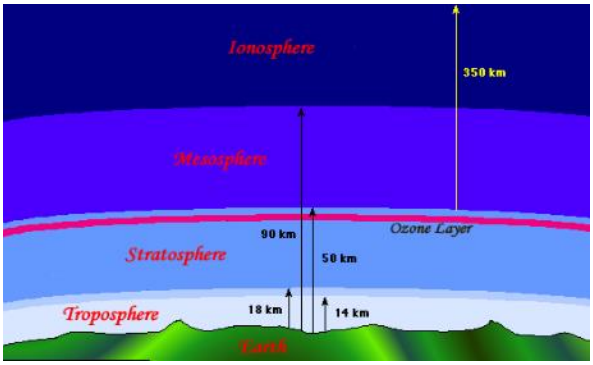
Εικόνα 4- Η μεταβολή της στάθμης της θάλασσας (σε mm) από το 1880-2000 [3]



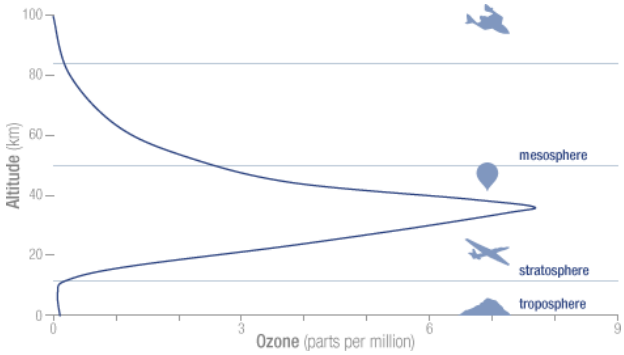
Εικόνα 5- Η μεταβολή της στάθμης της θάλασσας (σε mm) από το 1993-σήμερα [3]

1.2 Το όζον και η καταστροφή του

Το όζον (O_3) βρίσκεται κατά κύριο λόγο σε δύο μέρη. Μικρή ποσότητα αυτού (~10%) βρίσκεται χαμηλά στην ατμόσφαιρα και συγκεκριμένα στην τροπόσφαιρα. Το υπόλοιπο είναι συγκεντρωμένο στην στρατόσφαιρα, σε ύψος 15-40 χιλιόμετρα. Η περιοχή αυτή, λόγω της υψηλής της συγκέντρωσης σε όζον, ονομάζεται οζοντόσφαιρα και η μέγιστη συγκέντρωση όζοντος παρουσιάζεται σε ύψος 25 χιλιόμετρα. Στις 6 & 7 παριστάνονται οι ζώνες τις ατμόσφαιρας και η συγκέντρωση του όζοντος σε κάθε ζώνη, αντίστοιχα. [2] [4]



Εικόνα 6- Οι ζώνες της ατμόσφαιρας [5]

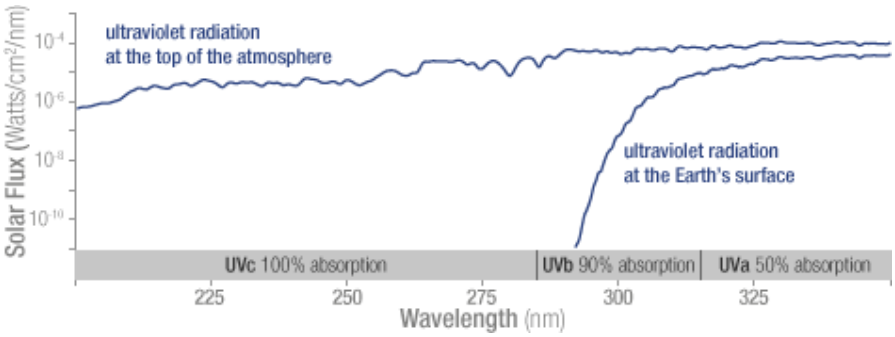


Εικόνα 7- Η κατανομή (συγκέντρωση) του O_3 σε ppm (Parts per Million) στην ατμόσφαιρα [6]

Για τον καθορισμό της ποσότητας του όζοντος, στην οζοντόσφαιρα, χρησιμοποιείται η έννοια του «ανηγμένου πάχους» του στρώματος του όζοντος. Αυτό ισοδυναμεί με το πάχος της κατακόρυφης στήλης, στην οποία θα είχε συγκεντρωθεί όλο το αέριο σε κανονικές συνθήκες (ΚΣ) πίεσης και θερμοκρασίας (0 ^{o}C & 1 atm). Ο μέσος όρος του ανηγμένου πάχους κυμαίνεται μεταξύ 1,5 και 4 χιλιοστών. Η πιο σύνηθης μονάδα μέτρησης της συγκέντρωσης του όζοντος είναι η DU (Dobson Units). Μία DU αντιστοιχεί στο πλήθος των μορίων όζοντος που θα χρειάζονταν για να δημιουργηθεί μία στρώση

"καθαρού όζοντος" πάχους 0,01mm σε ΚΣ (2.69 X 10^{16} μόρια όζοντος για κάθε cm^2 επιφάνειας στη βάση της στήλης/στρώσης). [6] [2]

Ο ρόλος του όζοντος είναι διπλός. Πρώτον, η στοιβάδα του όζοντος είναι "υπεύθυνη" για τη θερμοκρασιακή δομή της ατμόσφαιρας της γης, αφού με την απορρόφηση υπεριώδους ακτινοβολίας, μετατρέπεται σε πηγή θερμότητας, δημιουργώντας έτσι τη στρατόσφαιρα: μια ζώνη, που αυξανομένου του υψομέτρου, η θερμοκρασία αυξάνεται. Δεύτερον, η ύπαρξη ζωής στη Γη είναι δυνατή, επειδή η βλαβερή υπεριώδης ακτινοβολία (UV-B) που εκπέμπεται από τον ήλιο, εμποδιζόμενη από τη στοιβάδα του όζοντος (Εικόνα 8), δεν καταφέρνει να φτάσει στη Γη.



Εικόνα 8- Απορροφόμενη ισχύς υπεριώδους ακτινοβολίας αν μονάδα επιφανείας ατμόσφαιρας σε σχέση με το μήκος κύματος της ακτινοβολίας [6]

Η παραγωγή του όζοντος (O_3) γίνεται με την ένωση του οξυγόνου, που βρίσκεται ελεύθερο στην ατμόσφαιρα, με ένα τρίτο άτομο οξυγόνου(O). Το απομονωμένο άτομο οξυγόνου, προκύπτει από την αντίδραση του ελεύθερου οξυγόνου(O_2) με την υπεριώδη ακτινοβολία, η οποία διασπά το οξυγόνο σε δύο άτομα. Δηλαδή:

$$O_2 + hv \rightarrow O + O$$

$$O_2 + O \rightarrow O_3$$

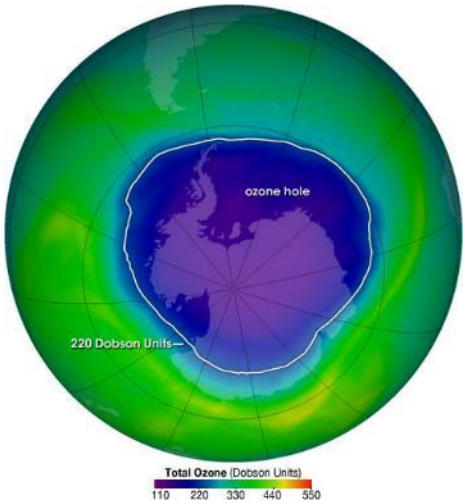
Την ίδια στιγμή το όζον καταστρέφεται, αντιδρώντας με την ακτινοβολία διασπάται σε O_2 και O, ενώ αντιδρώντας με απομονωμένα άτομα οξυγόνου (O) προκύπτουν δύο O_2. Δηλαδή:

$$O_3 + hv \rightarrow O_2 + O$$

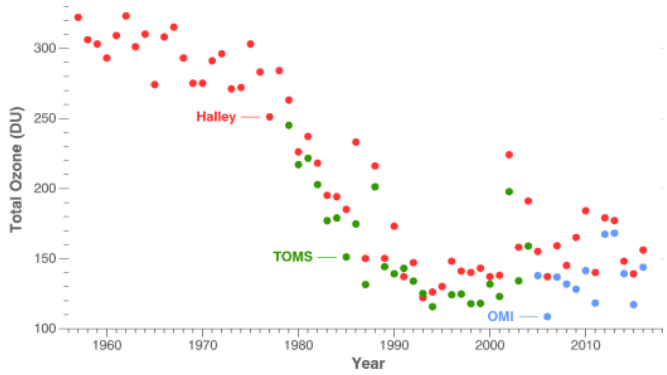
$$O + O_2 \rightarrow O_3$$

$$O + O_3 \rightarrow O_2 + O_2$$

Οι παραπάνω αντιδράσεις παραγωγής και καταστροφής του όζοντος, βρίσκονται κατά κανόνα σε ισορροπία. Ωστόσο, ήδη από τη δεκαετία του 1970, παρατηρήθηκε σε τμήμα της στοιβάδας του όζοντος, τοπική μείωση της συγκέντρωσης του O_3 κατά 40-50%, η λεγόμενη «τρύπα του όζοντος». [2]



Εικόνα 9- Απεικόνιση της τρύπας του όζοντος που βρίσκεται πάνω από την Ανταρκτική(Οκτώβριος 2004). Η ποσότητα όζοντος εκεί είναι <220 DU (Dobson Units) [6]



Εικόνα 10- Μετρήσεις ποσότητας του όζοντος (σε DU) από μετρητικά όργανα στο έδαφος (Halley) και ψηλά πάνω από την Ανταρκτική (Total Ozone Mapping Spectrometer: TOMS & Ozone Monitoring Instrument: OMI). Οι μετρήσεις δείχνουν σημαντική πτώση της ποσότητας του όζοντος από τις αρχές της δεκαετίας του 1980. [6]

Το 1974, για πρώτη φορά, οι χλωροφθοράνθρακες θεωρήθηκαν υπαίτιοι της «τρύπας του όζοντος», από τους Rowland και Molina, σε επιστημονική τους εργασία και αργότερα επιβεβαιώθηκε από μετρήσεις στη στρατόσφαιρα που έδειξαν ότι υπάρχουν Cl_2FC ομοιόμορφα κατανεμημένα στο χώρο. Αρχικά οι χλωροφθοράνθρακες (CFCs), που ήταν συστατικά σε ψυκτικά ρευστά και αερολύματα (αεροζόλ), δεν θεωρούνταν ρυπαντικές ουσίες, καθώς στα κατώτερα στρώματα της ατμόσφαιρας συμπεριφέρονταν ως αδρανείς, μη τοξικές, άοσμες, άχρωμες, αβλαβείς στον άνθρωπο και σταθερές στο χρόνο ουσίες, αφού η υπεριώδης ακτινοβολία δεν τις διασπούσε. Οι χλωροφθοράνθρακες όμως, διαχεόμενοι στην οζοντόσφαιρα, δεν παρουσίαζαν την ίδια συμπεριφορά. Εκεί, επειδή η υπεριώδης ακτινοβολία είναι ισχυρότερη, οι χλωροφθοράνθρακες αντιδρούν με αυτή και διασπώνται. Οι αντιδράσεις αυτές είναι:

$$Cl_2FC + [UV] \rightarrow ClFC + Cl$$

$$Cl + O_3 \rightarrow ClO + O_2$$

$$ClO + O \rightarrow Cl + O_2$$

Το πρόβλημα της καταστροφής του όζοντος από χλωροφθοράνθρακες, εντείνεται από το γεγονός ότι 1 άτομο Cl μπορεί να καταστρέψει 100.000 μόρια όζοντος και ακόμα περισσότερο από την ύπαρξη παγοκρυστάλλων, οι οποίοι επιταχύνουν τις παραπάνω αντιδράσεις. Έτσι, το πρόβλημα είναι εντονότερο πάνω από την Ανταρκτική (Εικόνα 9), τη Σκανδιναβία και το Βόρειο Πόλο. [2]

Συνέπεια της καταστροφής του όζοντος είναι η αύξηση της υπεριώδους ακτινοβολίας που φτάνει στην επιφάνεια της Γης. Η υπεριώδης ακτινοβολία (UV-A & UV-B) είναι βλαβερή και για τα φυτά και για τα ζώα και για τους ανθρώπους, επειδή η ακτινοβολία είναι υψηλής ενέργειας (μεγάλης συχνότητας) και διαπερνώντας τα μόρια, τα ηλεκτρόνια που βρίσκονται στις οργανικές ενώσεις , απορροφούν φωτόνια από την UV ακτινοβολία με αποτέλεσμα να αποσπώνται διαλύοντας την ένωση. Οι κυριότερες επιπτώσεις στους ανθρώπους, από την αυξημένη έκθεση σε υπεριώδη ακτινοβολία είναι η συχνότερη εμφάνιση καρκίνου του δέρματος, καταρράκτη στα μάτια και πιο εκτεθειμένο ανοσοποιητικό σύστημα. [7]

1.3 Μέτρα για τον περιορισμό της κλιματικής αλλαγής και της καταστροφής του όζοντος

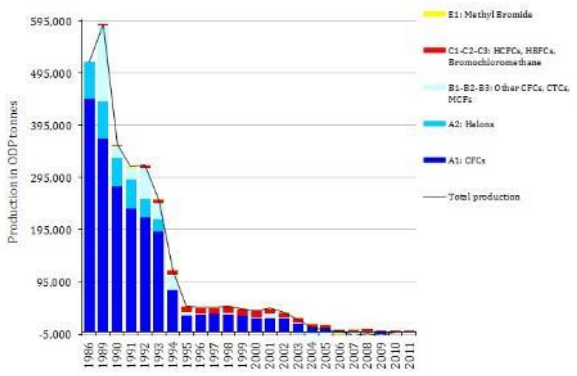
Για τον περιορισμό των επιπτώσεων του φαινομένου του θερμοκηπίου, δεν αρκούν μόνο μέτρα για τη μείωση των ανθρωπογενών εκπομπών CO_2 που οφείλονται στην καύση ορυκτών καυσίμων. Δύο πρωτόκολλα είναι τα κυριότερα μέτρα για την εξάντληση του όζοντος και την κλιματική αλλαγή, το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ και το Πρωτόκολλο του Κιότο αντίστοιχα. Επιπλέον, για την αντιμετώπιση της κλιματικής αλλαγής, αργότερα, έγινε και η Συμφωνία των Παρισίων.

1.3.1 Σύμβαση της Βιέννης-Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ

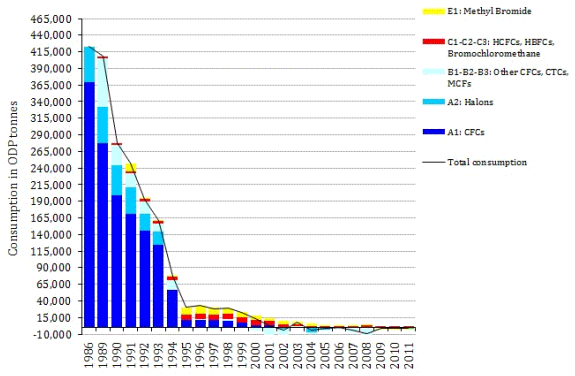
Η πρώτη προσπάθεια για την προστασία της στιβάδας του όζοντος ήταν η σύναψη της *Σύμβασης της Βιέννης*. Συμφωνήθηκε το 1985 και εφαρμόστηκε τον Σεπτέμβρη του 1988. Η Σύμβαση προωθούσε τη συνεργασία μεταξύ των συμβαλλόμενων χωρών στην έρευνα και ανταλλαγή πληροφοριών για τις επιπτώσεις των ανθρώπινων δραστηριοτήτων στο όζον. Επιπλέον, προέτρεπε τα μέρη να λάβουν μέτρα για τον έλεγχο των δραστηριοτήτων αυτών, αλλά επειδή αυτό δεν ήταν δεσμευτικό για τα μέρη, κρίθηκε σκόπιμη η σύναψη επιπλέον συμφωνίας, το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ.

Το *Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ* είναι μια διεθνής περιβαλλοντική συμφωνία που υιοθετήθηκε το 1987, με στόχο την εξάλειψη χρήσης ουσιών που εξαντλούν το όζον (ozone depleting substances: ODS). Για αυτή τους την ιδιότητα, οι διάφορες ουσίες χαρακτηρίζονται από έναν δείκτη, το δυναμικό καταστροφής όζοντος, ODP (Ozone Depletion Potential). Το ODP μιας ουσίας ορίζεται ως "ο λόγος της συνολικά καταστρεφόμενης ποσότητας όζοντος ανά μονάδα μάζας εκπομπής της ουσίας αυτής προς καταστρεφόμενη ποσότητα όζοντος από την εκπομπή ίδιας μάζας CFC-11 ". Άρα, καταρχήν, το CFC-11 έχει ODP=1. [8]

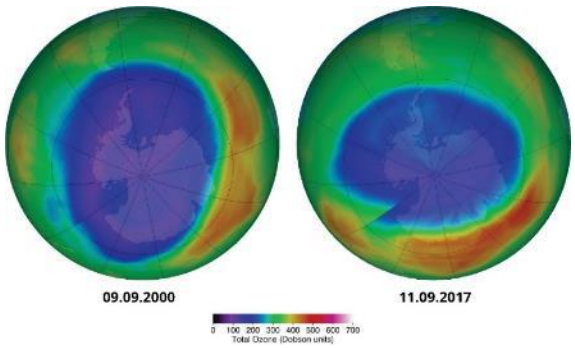
Το πρώτο στάδιο στην προσπάθεια διόρθωσης του προβλήματος ήταν η αντικατάσταση των CFCs που έχουν υψηλό δείκτη ODP, με HCFCs που έχουν συγκριτικά χαμηλότερο ODP. Ο στόχος αυτός, έχει ήδη επιτευχθεί και πλέον επιδιώκεται η αντικατάσταση όλων των HCFCs με ουσίες που έχουν μηδενικό ODP. Από την εφαρμογή αυτού του Πρωτοκόλλου, επιτεύχθηκε, στο διάστημα 1989-2013, μείωση των αθροιστικών εκπομπών ισοδύναμου CO_2 κατά 135 δις τόνους, αφού εξαλείφθηκε η χρήση του 98% των ODS τουλάχιστον κι έτσι η «τρύπα του όζοντος» όχι μόνο δεν μεγάλωσε, αλλά μίκρυνε. [7] Στις εικόνες 11 έως 14 φαίνονται τα αποτέλεσμα της εφαρμογής μέτρων σύμφωνα με το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ.



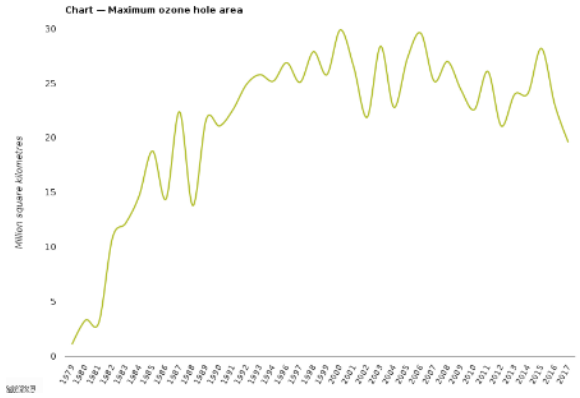
Εικόνα 11- Παραγωγή ODSs μετά το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ [9]



Εικόνα 12- Κατανάλωση ODSs μετά το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ [9]



Εικόνα 13- Η συγκέντρωση του όζοντος τον Σεπτέμβριο του 2000 (αριστερά) σε σύγκριση με αυτή του Σεπτεμβρίου του 2017 [9]



Εικόνα 14- Η μέγιστη επιφάνεια της «τρύπας» του όζοντος ετησίως, σε εκατομμύρια km². [9]

1.3.2 Πρωτόκολλο του Κιότο

Το *Πρωτόκολλο του Κιότο* είναι μια σύμβαση των Ηνωμένων Εθνών για τις κλιματικές μεταβολές (UNFCCC: United Nations Framework Convention on Climate Change) με κύριο στόχο τη λήψη μέτρων, ώστε να μειωθούν κατά 80-95% οι εκπομπές αερίων θερμοκηπίου από ανθρώπινες δραστηριότητες, σε σχέση με το επίπεδο εκπομπών του 1990, ώστε να μην αυξηθεί η μέση θερμοκρασία της Γης περισσότερο από 2°C σε σχέση με τα προβιομηχανικά επίπεδα, κατά τον 21° αιώνα. Η συμφωνία έλαβε χώρα κατά το τέλος του 1997 με αρχές του 1998 και τέθηκε σε ισχύ το 2005. Όπως αναφέρθηκε παραπάνω, τα ψυκτικά μέσα των κλιματιστικών μονάδων και των υπόλοιπων εγκαταστάσεων ψύξης είναι, εξ' ολοκλήρου ανθρωπογενή, αέρια θερμοκηπίου. Κατά κανόνα, τα ψυκτικά μέσα, δεν εκκρίνονται στην ατμόσφαιρα, υπό κανονικές συνθήκες λειτουργίας των ψυκτικών και κλιματιστικών εγκαταστάσεων. Παρ' όλα αυτά μεγάλες ποσότητες διαρρέουν σε περιπτώσεις π.χ. μιας εγκατάστασης με παρουσία διαρροής λόγω βλάβης, κατά την επισκευή κυκλωμάτων που δεν είναι ερμητικά κλειστά και κατά την μετάγγιση των ψυκτικών μέσων από ή προς το κύκλωμα. Μάλιστα, πριν γίνουν γνωστές οι περιβαλλοντικές επιπτώσεις της διαρροής των ψυκτικών μέσων και δεδομένου ότι αυτά δεν κόστιζαν πολύ, ήταν σύνηθες φαινόμενο, αν για κάποιο λόγο χρειαζόταν να αδειάσει κάποιο ψυκτικό κύκλωμα, το ψυκτικό μέσο να αφήνεται ελεύθερο στην ατμόσφαιρα, αντί να αποθηκεύεται σε κάποιο δοχείο. Πλέον κάτι τέτοιο είναι απαγορευμένο και επιβάλλεται να υπάρχει κατάλληλα εκπαιδευμένος τεχνικός για να μεταγγίσει το ψυκτικό μέσο από το κύκλωμα, με ειδική αντλία, σε κατάλληλο δοχείο και γενικότερα, σύμφωνα με τη νομοθεσία (προσαρμοσμένη στο πρωτόκολλο του Κιότο), για να διαχειριστεί κανείς ψυκτικά μέσα (έστω και για εμπόριο) ή για να τα προμηθευθεί, θα πρέπει να έχει κατάλληλη εκπαίδευση, ώστε να γνωρίζει πώς να αποτρέψει τη διαφυγή τους στο περιβάλλον.

Για τη δυνητική συμβολή τους στο φαινόμενο του θερμοκηπίου, στην περίπτωση που αυτά διαφύγουν στην ατμόσφαιρα, χαρακτηρίζονται από το "δυναμικό υπερθέρμανσης του πλανήτη", GWP (Global Warming Potential). Ως GWP ορίζεται η ποσότητα των "θερμικών παγίδων" του ψυκτικού μέσου, σε σύγκριση με τις "θερμικές παγίδες" ίδιας ποσότητας CO_2 σε συγκεκριμένο διάστημα ετών. Συνήθως χρησιμοποιείται ο GWP για διάστημα 100 ετών. Εξ' ορισμού το CO_2 έχει GWP ίσο με τη μονάδα. Στην περίπτωση μείγματος n-πλήθους συστατικών, το GWP υπολογίζεται ως:

$$GWP_{mix} = \sum_{i=1}^{n} (P_i \cdot GWP_i) \qquad 1.1$$

όπου P: Το κατά μάζα ποσοστό του συστατικού στο μείγμα (%).

Στον παρακάτω πίνακα, παρουσιάζεται η κατηγοριοποίηση των επιπέδων του GWP. [10]

GWP 100 ετών	Κατηγορία
<30	Ultra low/negligible (Εξαιρετικά χαμηλό/αμελητέο)
<100	Very low (Πολύ χαμηλό)
<300	Low (Χαμηλό)
300-1000	Medium (Μέσο)
>1000	High (Υψηλό)

Πίνακας 1-Κατηγορίες GWP

Με απόφαση του Ευρωπαϊκού Κοινοβουλίου (517/2014), συμμορφωμένο με το πρωτόκολλο του Κιότο, απαγορεύθηκε η διάθεση στην αγορά (μεταξύ κι άλλων):

- ψυγείων και καταψυκτών οικιακής χρήσης που περιέχουν HFC με $GWP \geq 150$ (από Ιανουάριο του 2015)
- ψυγείων και καταψυκτών εμπορικής χρήσης (με ερμητικά σφραγισμένο εξοπλισμό) που περιέχουν HFC με $GWP \geq 2500$, από 01/01/2020. Ενώ από 01/01/2022, απαγορεύεται στο εμπόριο η διάθεση αυτών με HFC με $GWP \geq 150$.
- στατικών ψυκτικών εξοπλισμών με HFC με $GWP \geq 2500$ (από Ιανουάριο του 2020)
- κεντρικών ψυκτικών συστημάτων εμπορικής χρήσης με ισχύ ≥40 kW που περιέχουν ή λειτουργούν με αέρια θερμοκηπίου με $GWP \geq 150$ (από Ιανουάριο του 2022)
- κινητών εξοπλισμών κλιματισμού αιθουσών (ερμητικά σφραγισμένα συστήματα) που περιέχουν HFC με $GWP \geq 150$ (από Ιανουάριο του 2020)
- κλιματιστικά συστήματα διαιρούμενου τύπου (split) που περιέχουν ή λειτουργούν με φθοριούχα αέρια θερμοκηπίου με $GWP \geq 750$ (από Ιανουάριο του 2025)

Ειδικά για τον κλιματισμό αυτοκινήτων απαγορεύθηκε η χρήση φθοριούχων αερίων θερμοκηπίου με GWP ≥150 (2006/40/ΕΚ).

Εικόνα 15- Ποσοστά μέγιστων επιτρεπόμενων ποσοτήτων HFCs στην αγορά (Συνολικά. Δεν αφορά μόνο συστήματα ψύξης-κλιματισμού) [9]

Η απόφαση 517/2014, εκτός από την απαγόρευση διάθεσης στην αγορά των παραπάνω, περιλαμβάνει επίσης:

- απαγόρευση διάθεσης στην αγορά κι άλλων εξοπλισμών που περιέχουν HFC, τα οποία δεν σχετίζονται με την ψύξη και τον κλιματισμό,
- καθορισμό κανόνων για τη συγκράτηση, τη χρήση, την ανάκτηση και την καταστροφή των φθοριούχων αερίων του θερμοκηπίου,
- προϋποθέσεις για συγκεκριμένες χρήσεις φθοριούχων αερίων θερμοκηπίου, και
- ποσοτικά όρια των διατιθέμενων HFCs στην αγορά.

1.3.3 Συμφωνία των Παρισίων

Η *Συμφωνία των Παρισίων* είναι μια συμφωνία των Ηνωμένων Εθνών (UNFCCC), που έγινε το 2015 και προτρέπει τα κράτη να λάβουν μέτρα (νομοθετικά και διοικητικά) με στόχο τον περιορισμό της αύξησης της μέσης θερμοκρασίας του πλανήτη σε 1,5^{o}C πάνω από τα προβιομηχανικά επίπεδα, διασφαλίζοντας εν τω μεταξύ ότι δεν απειλείται η παραγωγή τροφίμων. Η Συμφωνία είναι ακόμα πολύ πρόσφατη και γι' αυτό, πολλά κράτη δεν έχουν θεσπίσει νόμους που να εναρμονίζονται με αυτή.

1.4 Κλιματισμός αυτοκινήτου

1.4.1 Εκπομπές ισοδυνάμου CO_2

Από τα όσα αναφέρθηκαν παραπάνω, φαίνεται η ανάγκη να βελτιωθούν και να προσαρμοστούν παντός είδους τεχνολογίες κι όχι μόνο οι ορισμένες που από μόνες τους συμβάλλουν "αισθητά" στην κλιματική αλλαγή. Ένα από αυτά είναι και η αντικατάσταση των ψυκτικών μέσων κλιματιστικών αυτοκινήτων με άλλα που έχουν ODP=0 και GWP<150.

Σημαντικό είναι να σημειωθεί, πως στην επιλογή υποκατάστατου ψυκτικού μέσου, οποιουδήποτε ψυκτικού κυκλώματος (ψύξης οικιακής/εμπορικής, κλιματισμού, κλπ.), δεν αρκεί να ληφθούν υπόψη μόνο οι δείκτες ODP και GWP (άμεσες εκπομπές αερίων θερμοκηπίου). Το επιλεγόμενο ψυκτικό μέσο θα πρέπει να έχει και καλή ψυκτική απόδοση. Σε αντίθετη περίπτωση, (αν το ψυκτικό μέσο δεν έχει καλή ψυκτική απόδοση), το σύστημα θα χρειάζεται να καταναλώσει περισσότερη ενέργεια για να προκύπτει ίδιο αποτέλεσμα. Επομένως, στην περίπτωση των κλιματιστικών αυτοκινήτου, θα αυξηθεί η κατανάλωση καυσίμου ή στην περίπτωση των υπολοίπων, εφόσον λειτουργούν με ηλεκτροκίνητο συμπιεστή, θα

αυξηθεί η παραγόμενη ενέργεια από τους συμβατικούς σταθμούς (που καίνε ορυκτά καύσιμα, δηλαδή) παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας. Αυτό θα έχει ως αποτέλεσμα, την αύξηση των εκπομπών CO_2 (έμμεσες εκπομπές αερίων θερμοκηπίου), που είναι επίσης αέριο θερμοκηπίου, οπότε δεν διορθώνεται το πρόβλημα της κλιματικής αλλαγής. [10]

Οι άμεσες εκπομπές ισοδύναμου CO_2 των ψυκτικών ρευστών υπολογίζονται ως, το άθροισμα των εκπομπών εξαιτίας διαρροών συν τις εκπομπές κατά την απόρριψη τους. Οι έμμεσες εκπομπές, για την περίπτωση του κλιματισμού αυτοκινήτου, είναι οι εκπομπές CO_2 του οχήματος που αντιστοιχούν στην κατανάλωση καυσίμου για την παραγωγή της ποσότητας ενέργειας που χρειάζεται για να λειτουργήσει ο συμπιεστής. Η περιβαλλοντική επίδραση ενός κλιματιστικού συστήματος υπολογίζεται από τον TEWI (Total Equivalent Warming Impact) [10]:

$$TEWI = \text{Άμεσες εκπομπές } (IDE) + \text{Έμμεσες εκπομπές } (DE)$$

$$DE = GWP \times M \times [1 - (1 - a/100)^Y] + GWP \times M \times (1 - a/100)^Y \times (1 - b/100) \qquad 1.2$$

$$IDE = c \times Y \times (CC \times t/COP) \qquad 1.3$$

Όπου

α	Ετήσιος ρυθμός διαρροής ψυκτικού [%/έτος]
b	Ρυθμός απόρριψης ψυκτικού [%]
c	Σταθερά εκπομπής CO_2 [kg-CO_2/kWh]
CC	Ονομαστικό ψυκτικό φορτίο [kW]
M	Ποσότητα πλήρωσης ψυκτικού [kg]
t	Χρήση συστήματος [h/year]
Y	Διάρκεια ζωής συστήματος [έτη]

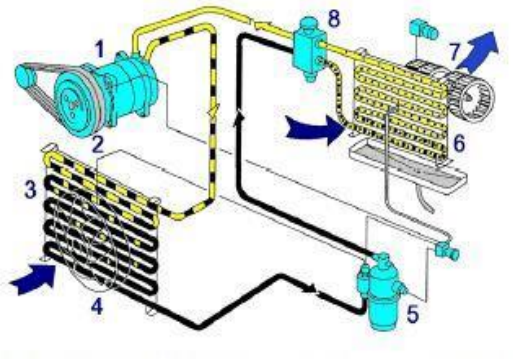
* *Για κλιματιστικά συστήματα χώρων που λειτουργούν κι ως αντλίες θερμότητας, στις IDE υπάρχουν δύο όροι σχετικά με τη χρήση του συστήματος, διακρινόμενοι σε λειτουργία ψύξης και λειτουργία θέρμανσης, επειδή ο COP διαφέρει. Τα κλιματιστικά αυτοκινήτου δεν έχουν τέτοια διάκριση, διότι λειτουργούν μόνο σε λειτουργία ψύξης (αν δεν είναι ηλεκτρικά).*

1.4.2 Λειτουργία κλιματιστικού αυτοκινήτου

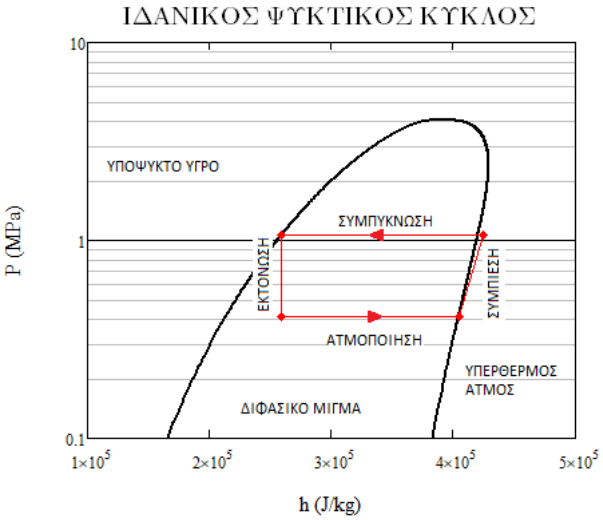
Τα κλιματιστικά αυτοκινήτου λειτουργούν όπως τα κλιματιστικά χώρων, με τη διαφορά ότι σε συμβατικά οχήματα (που λειτουργούν με μ.ε.κ.) δεν υπάρχει η λειτουργία αντλίας θερμότητας, καθώς για θέρμανση εκμεταλλεύονται την απορριπτόμενη θερμότητα του κινητήρα. Τα ηλεκτροκίνητα οχήματα, επειδή δεν απορρίπτουν θερμότητα, χρειάζονται κλιματισμό που να χρησιμοποιείται και για θέρμανση.

Όπως φαίνεται και στην Εικόνα 16 , το ψυκτικό μέσο, κορεσμένος (συνήθως υπέρθερμος) ατμός χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας, εισέρχεται στον συμπιεστή όπου και συμπιέζεται, αυξάνοντας ταυτόχρονα τη θερμοκρασία του (στον ιδανικό κύκλο, η συμπίεση είναι ισεντροπική). Έπειτα, το εξερχόμενο, αέριο πια, μέσο, εισέρχεται στον συμπυκνωτή (εναλλάκτης διασταυρούμενης ροής) όπου με τον ατμοσφαιρικό αέρα ψύχεται ισοβαρώς μέχρι την κατάσταση κορεσμένου υγρού τουλάχιστον (συνήθως ψυχέται περισσότερο, οπότε κι επιτυγχάνεται και μικρή πτώση της θερμοκρασίας). Στη συνέχεια, λίγο πριν το υγρό “φτάσει” τον προς κλιματιζόμενο χώρο, διέρχεται μέσα από την

θερμοεκτονωτική βαλβίδα και πέφτει η πίεσή του ισενθαλπικά. Τελικά, υγρό χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας εισέρχεται στο ατμοποιητή (επίσης εναλλάκτης διασταυρούμενης ροής), όπου θερμαίνεται ισοβαρώς, παραλαμβάνοντας θερμότητα από τον κλιματιζόμενο χώρο, μέχρι να φτάσει τουλάχιστον τον κορεσμό. Ο εξερχόμενος ατμός, επανεισέρχεται στον συμπιεστή κι ο κύκλος επαναλαμβάνεται. Στην περίπτωση λειτουργίας ως αντλία θερμότητας, ο κύκλος είναι ίδιος, με τη διαφορά ότι ο εναλλάκτης του κλιματιζόμενου χώρου λειτουργεί ως συμπυκνωτής, ενώ ο εναλλάκτης που συναλλάσσει θερμότητα με το περιβάλλον, έχει τον ρόλο του ατμοποιητή. Στην Εικόνα 17 παρουσιάζεται ποιοτικά ο κύκλος σε διάγραμμα P-h (πίεση-ειδική ενθαλπία).



Εικόνα 16- Κλιματιστικό σύστημα αυτοκινήτου 1-συμπιεστής, 2-ηλεκτρομαγνητικός συμπλέκτης, 3-συμπυκνωτής, 4-ανεμιστήρας παρελκομένων, 5-συλλέκτης υγρού, 6-ατμοποιητής, 7-ανεμιστήρας ατμοποιητή,8- εκτονωτική βαλβίδα [11]



Εικόνα 17- Ο ιδανικός ψυκτικός κύκλος σε διάγραμμα πίεσης-ειδικής ενθαλπίας (Το διάγραμμα κατασκευάστηκε με δεδομένα του R134a).

1.4.3 Εναλλακτικά ψυκτικά μέσα

Το πιο σύνηθες ψυκτικό μέσο σε κλιματιστικά αυτοκινήτων είναι το R134a (1,1,1,2-Τετραφθοροαιθάνιο, CH_2FCF_3). Το R-134a ήταν αυτό που αντικατέστησε το R12 (Διφθοροδιχλωρομεθάνιο, CCl_2F_2), στα πλαίσια της προστασίας του όζοντος. Δεδομένης της απουσίας χλωρίου στο R134a, το ODP του είναι μηδενικό, ωστόσο έχει υψηλό GWP, ίσο με 1430.

1.4.3.1 Καθαρές ουσίες

Ήδη έχει αρχίσει να χρησιμοποιείται το **R1234yf** (2,3,3,3-Τετραφθοροπροπάνιο, $C_3H_2F_4$) ως ψυκτικό μέσο στα κλιματιστικά συστήματα νέων αυτοκινήτων, το οποίο έχει GWP=4. Το R1234yf ανήκει στην κατηγορία των υδροφθορολεφίνων (HFO: HydroFluoroOlefin). Στον Πίνακα 2, βρίσκονται συγκεντρωτικά οι καθαρές ουσίες που θα εξεταστούν.

Ψυκτικό μέσο	GWP
R1234yf	4 (Ultra Low)
R290 (Προπάνιο, C_3H_8)	3 (Ultra Low)
R600a (Ισοβουτάνιο, C_4H_{10})	3 (Ultra Low)
R152a (1,1-διφθοραιθάνιο, CH_3CHF_2)	124 (Low)
R744 (Διοξείδιο του άνθρακα,CO_2)	1 (Ultra Low)

Πίνακας 2- Εξεταζόμενες καθαρές ουσίες ως ψυκτικά μέσα

1.4.3.2 Μείγματα

Οι καθαρές ουσίες είναι γενικά περιορισμένες. Προκειμένου να μπορούμε να έχουμε ένα ψυκτικό μέσο που να είναι και φιλικό προς το περιβάλλον και αποδοτικό, επιλέγουμε να αναμίξουμε καθαρές ουσίες των οποίων τις ιδιότητες επιθυμούμε κι έτσι προκύπτουν τα μείγματα ως ψυκτικά μέσα. Στην παρούσα διπλωματική, θα εξεταστεί ένα μείγμα και παρουσιάζεται αναλυτικά στον Πίνακα 3.

Ψυκτικό μέσο	Σύσταση (% κατά μάζα)	GWP
R444A	R1234ze (83%) R152a (5%) R32 (12%)	93 (Very Low)

Πίνακας 3-Εξεταζόμενο μείγμα ως ψυκτικό μέσο

Οι τιμές GWP ορισμένων ψυκτικών μέσων φαίνονται αρκετά μεγάλες σε σχέση με τα υπόλοιπα ψυκτικά μέσα που εξετάζονται, ωστόσο είναι και αυτές χαμηλές τιμές ως προς την κατηγοριοποίηση των GWP κι επιπλέον, το GWP δεν είναι ο μοναδικός παράγοντας που παίζει ρόλο στην καταλληλότητα ενός ψυκτικού μέσου. Εκτός από τον συντελεστή συμπεριφοράς (COP) του κύκλου, ο οποίος συνδέεται άμεσα με τις ιδιότητες του ψυκτικού μέσου στις θερμοκρασίες που το σύστημα θα λειτουργεί, δεν μπορεί να αγνοηθεί το γεγονός ότι κάποια από αυτά είναι εύφλεκτα όπως τα R290, R600a και R444a. Ειδικά στις θερμοκρασιακές συνθήκες που επικρατούν κοντά στους κινητήρες των αυτοκινήτων, μια διαρροή ενός πολύ εύφλεκτου ψυκτικού μέσου θα ήταν εξαιρετικά επικίνδυνη.

Από την άλλη το CO_2, το οποίο έχει αμελητέο GWP και είναι άφλεκτο φαίνεται ως ιδανικός αντικαταστάτης του R134a, με μια πρώτη ματιά. Σε επόμενο κεφάλαιο όμως, που φαίνονται αναλυτικά οι ιδιότητες των ψυκτικών, γίνεται ξεκάθαρο το μειονέκτημα του CO_2, που είναι το γεγονός ότι δουλεύει σε πολύ υψηλότερες πιέσεις από τα υπόλοιπα (μία τάξη μεγέθους πάνω) και ο ψυκτικός κύκλος είναι υπερκρίσιμος. Επομένως, δεν είναι απλό στην κατασκευή ένα ψυκτικό σύστημα που πρέπει να αντέξει τόσο υψηλές πιέσεις.

1.4.4 Κατηγορίες ασφαλείας ψυκτικών μέσων

Όπως ήδη αναφέρθηκε, μία σημαντική παράμετρος που δεν μπορεί να αγνοηθεί κατά την επιλογή ενός ψυκτικού μέσου είναι η κατηγορία ασφάλειας τους. Η κατηγορία ασφαλείας προκύπτει από δύο χαρακτηριστικά ενός ψυκτικού μέσου: την τοξικότητά του και την αναφλεξιμότητά του. [12]

1.4.4.1 Τοξικότητα

Υπάρχουν δύο ομάδες τοξικότητας για τα ψυκτικά μέσα:

- Κλάση A: σε αυτήν την ομάδα εντάσσονται τα ψυκτικά μέσα, για τα οποία δεν έχει παρατηρηθεί τοξικότητα σε συγκεντρώσεις μικρότερες ή ίσες με 400 ppm.
- Κλάση B: σε αυτήν την ομάδα εντάσσονται τα ψυκτικά μέσα, για τα οποία υπάρχουν αποδείξεις τοξικότητας σε συγκεντρώσεις μικρότερες των 400 ppm.

1.4.4.2 Αναφλεξιμότητα

Ως προς την αναφλεξιμότητά τους, τα ψυκτικά μέσα χωρίζονται σε τρεις κατηγορίες:

- Κλάση 1: σε αυτήν ανήκουν τα ψυκτικά μέσα που δεν δείχνουν διάδοση φλόγας, δοκιμαζόμενα σε αέρα 21°C και 101 kPa
- Κλάση 2: σε αυτήν ανήκουν τα ψυκτικά μέσα που παρουσιάζουν κατώτερο όριο αναφλεξιμότητας μεγαλύτερο από 0,10 kg/m^3, σε θερμοκρασία 21°C και πίεση 101 kPa και θερμότητα ανάφλεξης μικρότερη από 19 kJ/kg
- Κλάση 3: σε αυτήν ανήκουν τα εξαιρετικά αναφλέξιμα ψυκτικά μέσα, δηλαδή αυτά που έχουν κατώτερο όριο αναφλεξιμότητας μικρότερο ή ίσο του 0,10 kg/m^3, σε θερμοκρασία 21°C και πίεση 101 kPa ή θερμότητα ανάφλεξης μεγαλύτερη ή ίση με 19 kJ/kg.

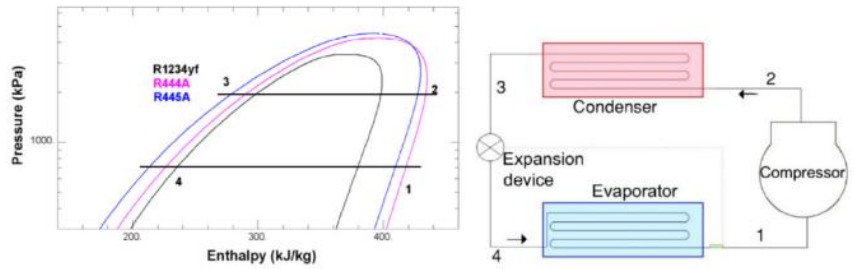
Για τα εξεταζόμενα ψυκτικά μέσα οι κατηγορίες ασφαλείας είναι οι εξής:

Ψυκτικό μέσο	**Κατηγορία ασφαλείας**
R134a	A1
R1234yf	A2L
R444A	A2L
R290	A3
R600a	A3
R152a	A2
R744	A1

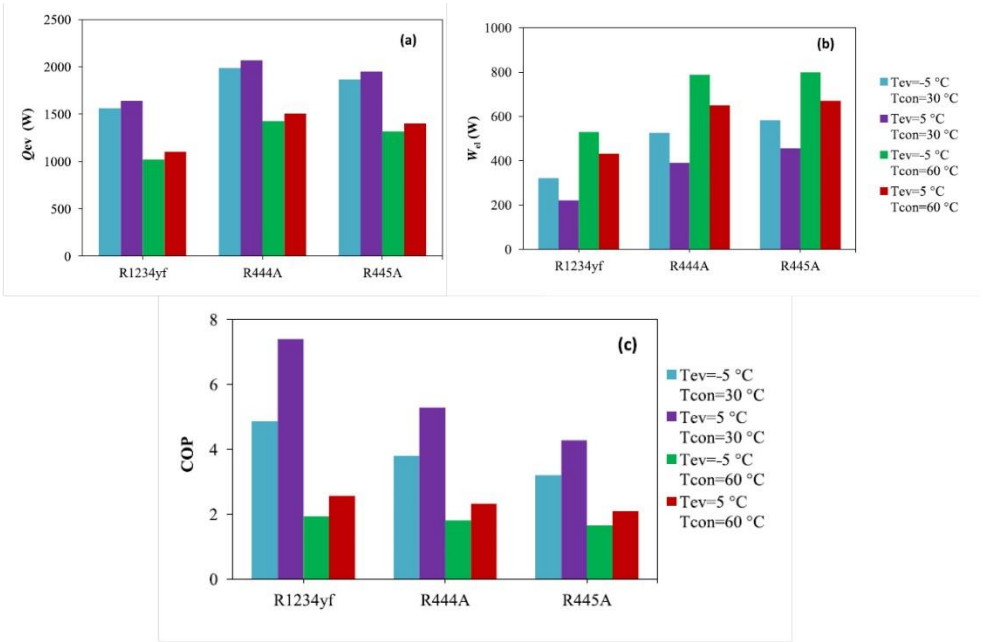
Πίνακας 4- Κατηγορίες ασφαλείας των εξεταζόμενων ψυκτικών μέσων [12] [13] [14]

1.5 Επισκόπηση βιβλιογραφίας

- Οι Atilla Devecioğlu και Vedat Oruç [14], από το Πανεπιστήμιο Dicle της Τουρκίας, σύγκριναν τρία εναλλακτικά ψυκτικά μέσα, αντί του R134a, για κλιματισμό αυτοκινήτου, τα: R1234yf, R444a και R445A. Παρουσίασαν διαγράμματα με τις ιδιότητες των τριών μέσων, όπως πίεση κορεσμού, πυκνότητα και θερμική αγωγιμότητα κορεσμένου υγρού, για διάφορες θερμοκρασίες. Κατά την μελέτη τους έγιναν οι εξής παραδοχές: το σύστημα βρίσκεται στη μόνιμη κατάσταση λειτουργίας, αμελήθηκαν οι απώλειες πίεσης στους εναλλάκτες, οι απώλειες θερμότητας στους σωλήνες, την εκτονωτική βαλβίδα και τον συμπιεστή και η καταναλισκόμενη ενέργεια από τους ανεμιστήρες των εναλλακτών, η εκτόνωση είναι ισενθαλπική, ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης θεωρήθηκε 75% και θεωρήθηκαν υπερθέρμανση 7 ^{o}C και υπόψυξη 3 ^{o}C. Η σύγκριση έγινε για θερμοκρασίες ατμοποίησης -5°C και 5 ^{o}C και για θερμοκρασίες συμπύκνωσης 30 ^{o}C και 60 ^{o}C. Για όλους τους συνδυασμούς των θερμοκρασιών, υπολόγισαν παροχή όγκου στην αναρρόφηση, το ψυκτικό φορτίο, καταναλισκόμενη ηλεκτρική ισχύ και συντελεστή συμπεριφοράς COP.



Εικόνα 18- Ο ψυκτικός κύκλος που χρησιμοποίησαν οι A.D & V.O. στη θερμοδυναμική ανάλυση, σχηματικά και σε διάγραμμα P-h [14]

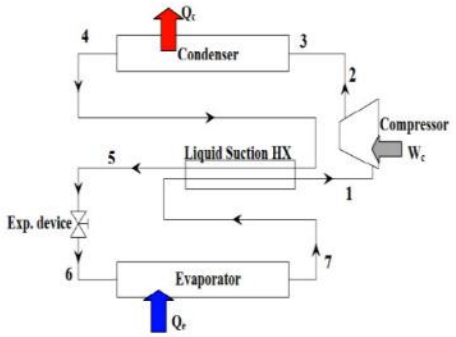


Εικόνα 19-Τα αποτελέσματα της ανάλυσης των A.D. & V.O. (α) ψυκτική ισχύς, (β) ηλεκτρική κατανάλωση συμπιεστή, (γ) συντελεστής συμπεριφοράς [14]

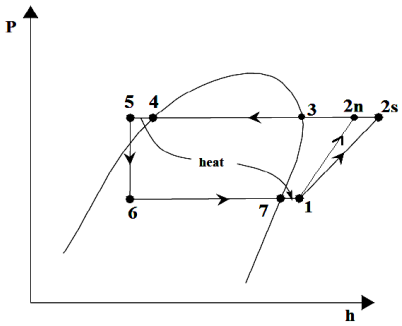
Η ανάλυσή τους έδειξε ότι η ενεργειακή απόδοση του R1234yf είναι μεγαλύτερη από αυτή των δύο μειγμάτων, παρά το γεγονός ότι αποδίδουν μεγαλύτερο ψυκτικό έργο, λόγω της υψηλής ηλεκτρικής κατανάλωσης κατά τη συμπίεση, όπως φαίνεται στην Εικόνα 19. Σημείωσαν όμως, ότι λόγω της χαμηλότερης επικινδυνότητάς τους ως προς την αναφλεξιμότητα, θα μπορούσαν να προτιμηθούν σε κλιματιστικά συστήματα μεγάλων οχημάτων, όπου ο κίνδυνος είναι μεγαλύτερος. Τέλος, παρατήρησαν πως και τα μείγματα θα μπορούσαν να χρησιμοποιηθούν με ασφάλεια αντί του R134a, σε οποιαδήποτε εγκατάσταση και πρότειναν βελτίωση του COP μέσω της επιλογής διαφορετικών ειδών εκτονωτικών βαλβίδων ή με αύξηση της επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας του συμπυκνωτή.

- Ο Jignesh Vaghela [15], Επίκουρος Καθηγητής στο Πανεπιστήμιο ITM, της Ινδίας, δημοσίευσε μία έρευνα στην οποία συγκρίνει τα ψυκτικά μέσα R290, R600a, R407C, R410A, R404A, R152a και R1234yf με το R134a, ως εργαζόμενα μέσα σε κλιματισμό αυτοκινήτου. Παρουσίασε θερμοδυναμικές τους ιδιότητες, όπως μοριακό βάρος, κανονικό σημείο βρασμού, κρίσιμη πίεση και θερμοκρασία. Συμπεριέλαβε και πληροφορίες σχετικά με την κατηγορία τους ως προς την αναφλεξιμότητά τους. Στη μελέτη του θεώρησε σύστημα που λειτουργεί με κύκλο συμπίεσης

ατμών σε μόνιμη κατάσταση, αμελώντας πτώσεις πίεσης στις γραμμές κατάθλιψης και αναρρόφησης, υπέθεσε ψυκτική ικανότητα του ατμοποιητή 4 kW και έκανε ακόμα την παραδοχή ότι το μέγεθος θυλακών αέρα και στερεών σωματιδίων στο ψυκτικό μέσο, είναι τόσο μικρό που η επίδρασή τους στις θερμομηχανικές ιδιότητες του μέσου, είναι αμελητέες. Για θερμοκρασία συμπύκνωσης 55 °C και θερμοκρασία ατμοποίησης 7,2 °C, υπολόγισε τους απόλυτους και τους σχετικούς με το R134a, συντελεστές συμπεριφοράς, λόγους πιέσεων, ψυκτική ικανότητα, έργα συμπιεστή και θερμοκρασίες κατάθλιψης. Συμπέρανε, πως τα R407C, R410A και R404A, δεν ενδείκνυνται για χρήση σε κλιματισμούς αυτοκινήτων, λόγω των υψηλών πιέσεων ατμοποίησής τους. Παράλληλα τόνισε, ότι τα R290 και R600a δεν θα μπορούσαν να αντικαταστήσουν το R134a σε κλιματισμούς αυτοκινήτων, εξαιτίας του υψηλού κινδύνου αναφλεξιμότητάς τους. Λόγω των παραπάνω και του γεγονότος ότι έχει πολύ χαμηλό GWP, κατάληξε πως το R1234yf είναι ο καταλληλότερος αντικαταστάτης του R134a παρά το γεγονός ότι έχει 6,3% χαμηλότερο COP.



Εικόνα 20-Ο κύκλος συμπίεσης ατμών, που ο Καθ.Jignesh χρησιμοποίησε για την θερμοδυναμική ανάλυση [15]



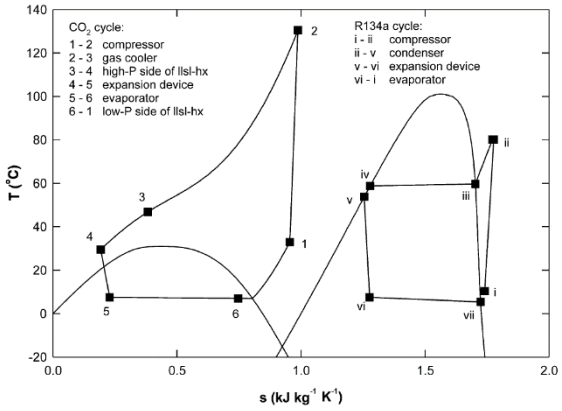
Εικόνα 21- Απεικόνιση του κύκλου της Εικόνας 20 σε διάγραμμα P-h [15]

REFRIGERANT	%COP RELATIVE TO R134a				
	COP	Refrigerating effect, RE (kJ/kg)	Pressure ratio	Compressor Work, W (kW)	Discharge temp. T_{2n} (°c)
R290	-2.459	88.152	-17.931	2.562	-2.176
R600a	3.044	77.292	-4.224	-2.947	-12.053
R407C	-7.884	7.616	-2.782	8.584	13.340
R410A	-11.944	7.828	-12.999	13.581	16.178
R404A	-14.715	-26.516	-13.733	17.297	-4.730
R134a	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
R152a	4.137	64.880	-0.784	-3.972	13.245
R1234yf	-6.323	-56.530	-7.486	6.791	-16.083

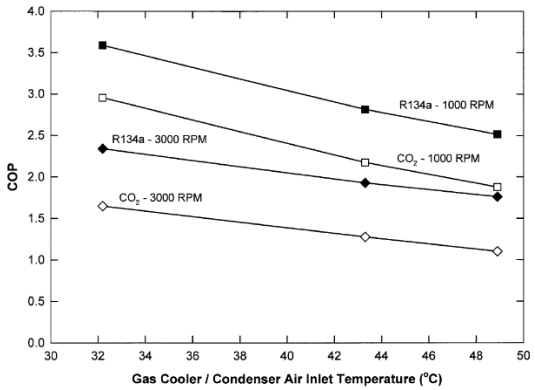
Εικόνα 22-Συνοπτικά τα αποτελέσματα της θερμοδυναμικής ανάλυσης του J.V συγκριτικά με το R134a [15]

- Ο Steven Brown κ.α. [16], έκαναν μία συγκριτική ανάλυση σε κλιματιστικά συστήματα αυτοκινήτου που λειτουργούν με R134a και με CO_2. Κατά τη μοντελοποίηση θεώρησαν εναλλάκτες διασταυρούμενης ροή και συμπιεστή ανοιχτού τύπου. Χρησιμοποίησαν εμπειρικές σχέσεις για τον προσδιορισμό του ογκομετρικού και του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή ανάλογα με τις στροφές του. Οι συνθήκες λειτουργίας που διερεύνησαν είναι:

ταχύτητες συμπιεστή 1000 και 3000 σ.α.λ., θερμοκρασία στην είσοδο του ατμοποιητή 26,7 ^oC και θερμοκρασίες αέρα στην είσοδο του συμπυκνωτή 32,2 ^oC , 43,3 ^oC και 48,9 ^oC. Με την ανάλυση αυτή, έδειξαν ότι το CO_2 έχει αρκετά χαμηλό COP και ότι η διαφορά των COP του κύκλου με CO_2 από αυτόν με R134a, διαφοροποιείται με την μεταβολή των στροφών του συμπιεστή καθώς και με τη μεταβολή της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος, δηλαδή με την αύξησή τους αυξάνεται η διαφορά των COP. Κατέληξαν επίσης, στο ότι η αιτία του χαμηλού COP του CO_2, παρά το γεγονός ότι αποδίδει μεγαλύτερη ψυκτική ισχύ, είναι η υψηλή παραγωγή εντροπίας, η οποία με τη σειρά της, προκαλείται από το γεγονός ότι υπάρχει πολύ μεγαλύτερη θερμοκρασιακή ολίσθηση στον εναλλάκτη ψύξης του CO_2 (80°C) απ' ότι στον συμπυκνωτή του R134a (25 ^oC) και από τη μεγαλύτερη ποσότητα θερμότητας που χρειάζεται να απορρίψει.

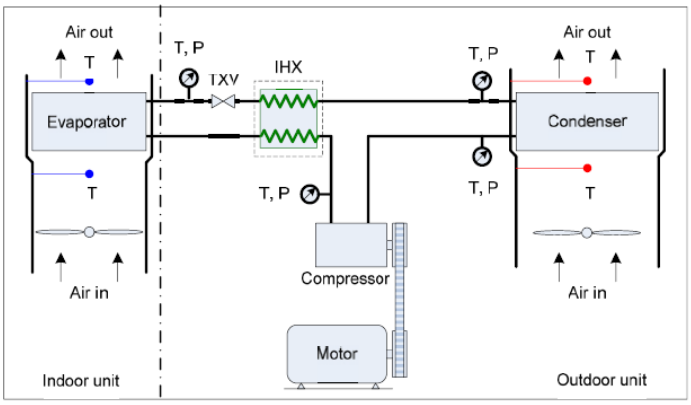


Εικόνα 23-Ο υπερκρίσιμος κύκλος CO_2 και ο υποκρίσιμος κύκλος του R134a σε θερμοκρασία 43.3oC και 1000 σ.α.λ. στον συμπιεστή, σε διάγραμμα T-s [16]

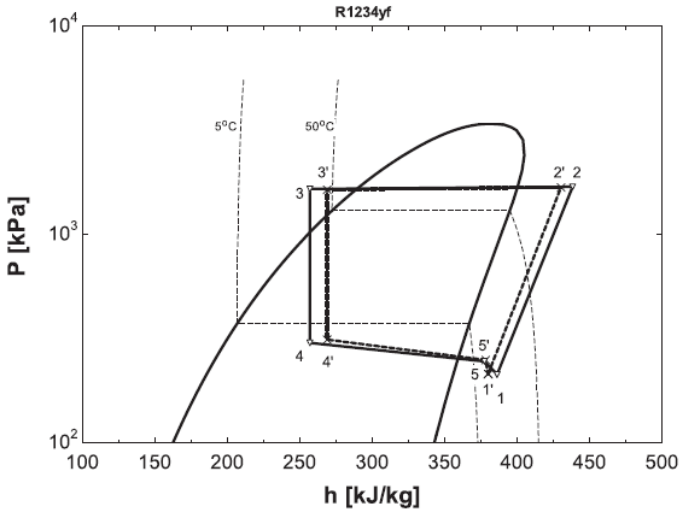


Εικόνα 24- Οι COP των κύκλων συναρτήσει της θερμοκρασίας του αέρα στον συμπυκνωτή για 1000 και 3000 σ.α.λ. στον συμπιεστή. [16]

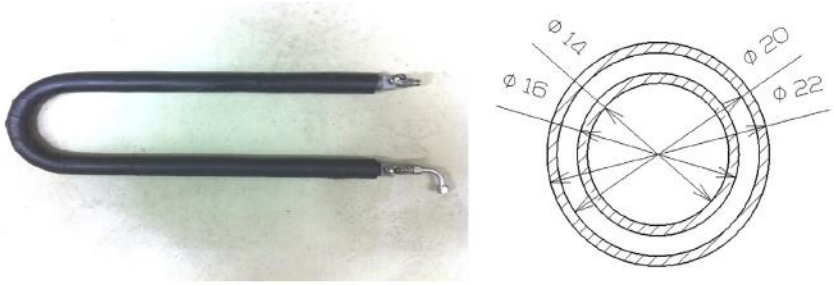
- Οι Honghyun Cho, Hoseong Lee και Chasik Park [17], σε άρθρο τους στο "Applied Thermal Engineering", εξέτασαν πειραματικά το ενδεχόμενο βελτίωσης της απόδοσης του R1234yf σε κλιματιστικά συστήματα αυτοκινήτων, ώστε να πλησιάσει περισσότερο την απόδοση του R134a, με τη χρήση εσωτερικού εναλλάκτη θερμότητας. Αρχικά προσδιόρισαν τη βέλτιστη ποσότητα πλήρωσης του ψυκτικού κυκλώματος με R134a και την αντίστοιχη βέλτιστη για R1234yf. Ο επιπλέον εναλλάκτης μήκους 900mm (Εικόνα 27) τοποθετήθηκε με τρόπο τέτοιο ώστε το εξερχόμενο από τον συμπυκνωτή ψυκτικό μέσο, να συναλλάσσει θερμότητα με το εξερχόμενο ρευστό από τον ατμοποιητή (Εικόνα 25). Το σύστημα εξετάστηκε σε διάφορες συνθήκες. Συγκεκριμένα, η ταχύτητα του συμπιεστή ρυθμίστηκε στις 800, 1200, 1800 και 2500 σ.α.λ., η θερμοκρασία κλιματιζόμενου χώρου σε 27 και 19,5 ^oC και θερμοκρασία περιβάλλοντος σε 35 ^oC και 24 ^oC. Τα πειράματα έδειξαν ότι ο συντελεστής συμπεριφοράς και η ψυκτική ικανότητα του κύκλου με R1234yf αυξήθηκε σε σχέση με τις αντίστοιχες τιμές του κύκλου με R1234yf χωρίς εναλλάκτη και πλησίασε περισσότερο την απόδοση του κύκλου με R134a. Μάλιστα σε υψηλές ταχύτητες περιστροφής του συμπιεστή (Εικόνα 28) ο συντελεστής συμπεριφοράς του συστήματος με R1234yf και εναλλάκτη, ξεπέρασαν αυτόν του συστήματος με R134a.



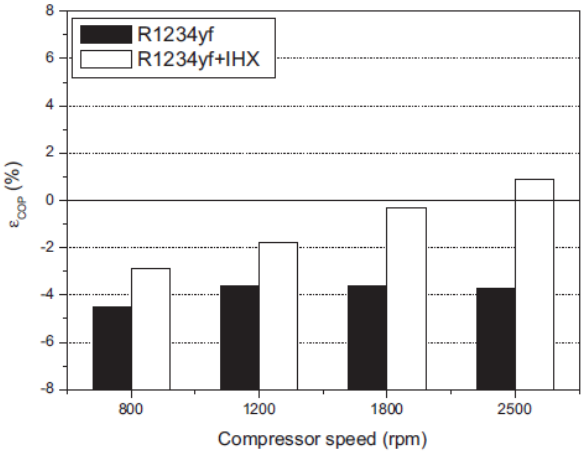
Εικόνα 25- Σχηματικό διάγραμμα της πειραματικής διάταξης [17]



Εικόνα 26- Ο κύκλος του συστήματος με R1234yf με εναλλάκτη και χωρίς εναλλάκτη σε διάγραμμα P-h [17]



Εικόνα 27-Ο εσωτερικός εναλλάκτης της πειραματικής διάταξης [17]



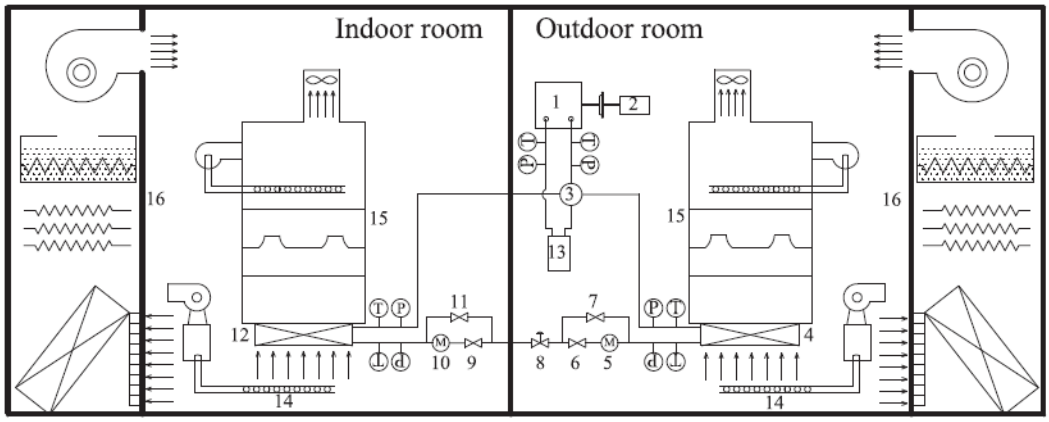
Εικόνα 28- Ο λόγος του COP του κύκλου με R1234yf (με και χωρίς εναλλάκτη) προς αυτόν με R134a σε σχέση με την ταχύτητα περιστροφής του συμπιεστή [17]

- Ο Zhaofeng Meng και άλλοι [18], μελέτησαν την απόδοση ενός μείγματος R1234yf/R134a (με αναλογία 89:11 κατά μάζα) ως εναλλακτικό ψυκτικό μέσο του R134a σε κλιματιστικά συστήματα αυτοκινήτου. Η προσθήκη 11% R134a δείχνει να κάνει το ψυκτικό μέσο αποδοτικά όμοιο με το R134a και σε λειτουργία ψύξης και σε λειτουργία θέρμανσης. Επιπλέον, το μείγμα έχει GWP=144 (<150) και δείχνει να είναι άφλεκτο, ιδιότητα που το καθιστά ακόμα καταλληλότερο για αντικατάσταση του R134a. Στον Πίνακα 5 παρουσιάζονται οι ιδιότητες του μείγματος συγκριτικά με το R134a και το R1234yf, σύμφωνα με το άρθρο τους. Για το πείραμά τους (πειραματική διάταξη στην Εικόνα 29) έκαναν τις εξής παραδοχές:
    - Σε λειτουργία ψύξης, θερμοκρασία ατμοποιητή ίση με 5 ^{o}C και θερμοκρασία συμπυκνωτή ίση με 45 ^{o}C
    - Σε λειτουργία θέρμανσης, θερμοκρασία ατμοποιητή ίση με -10 ^{o}C και θερμοκρασία συμπυκνωτή ίση με 30 ^{o}C
    - Υπερθέρμανση και υπόψυξη 5 ^{o}C και στις δύο λειτουργίες
    - Όγκος εμβολισμού συμπιεστή σταθερός και ίσος με 33cc/περιστροφή και σταθερή ταχύτητα περιστροφής 3000 σ.α.λ.
    - Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή ίσο με 0,75 και ογκομετρικός βαθμός απόδοσης 0,8
    - Αμελητέες πτώσεις πίεσης στους εναλλάκτες και απώλειες θερμότητας στις σωληνώσεις.

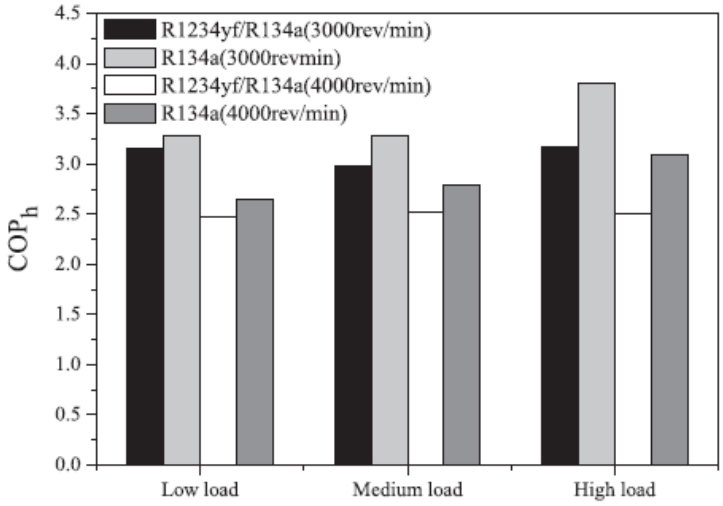
Από τις δοκιμές τους συμπέραναν ότι η ψυκτική ικανότητα του εξεταζόμενου μείγματος είναι παρόμοια με αυτή του R134a και ο COP είναι κατά 4-9% χαμηλότερος από του R134a, στη λειτουργία ψύξης, ενώ στη λειτουργία θέρμανσης η ικανότητα θέρμανσης είναι κατά 3% μικρότερη του R134a και ο COP (Εικόνα 30) του 4-16% χαμηλότερος. Η συνολική απόδοση των δύο ψυκτικών μέσων είναι παρόμοια και με μικρές μετατροπές στο κύκλωμα το μείγμα θα μπορούσε να αντικαταστήσει το R134a, αφού είναι επιπλέον φιλικό προς το περιβάλλον και άφλεκτο.

Ψυκτικό Μέσο	R134a	R1234yf	R1234yf/R134a (89-11)
ODP	0	0	0
GWP	1300	<1	144
Κανονικό σημείο βρασμού (°C)	-26,07	-29,45	-30,71
Κρίσιμη θερμοκρασία (°C)	101,1	94,7	95,4
Κρίσιμη πίεση (MPa)	4,05	3,38	3,40
Λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης [5 (°C)] (kJ/kg)	194,7	160,1	168,1
Πυκνότητα κορεσμένου υγρού [(°C)] (kg/m³)	1278,1	1160,4	1172,6
Θερμική αγωγιμότητα υγρού [(°C)] (mW/m/K)	89,8	69,9	71,8

Πίνακας 5- Οι ιδιότητες των ψυκτικών μέσων [18]



Εικόνα 29- Σχηματική αναπαράσταση της πειραματικής διάταξης. 1. Συμπιεστής, 2. Κινητήρας συμπιεστή 3. Τετράοδη βαλβίδα 4.Εξωτερικός εναλλάκτης θερμότητας, 5.& 10. Παροχόμετρο μάζας (Coriolis), 6. & 7. & 9. & 11. Βαλβίδα ρύθμισης παροχής, 8. Ηλεκτρονική εκτονωτική βαλβίδα, 12. Εσωτερικός εναλλάκτης θερμότητας, 13. Συσσωρευτής, 14. Δείγμα θερμοκρασίας, 15. Σήραγγα μέτρησης παροχής, 16. Κιβώτιο περιβαλλοντικού ελέγχου [18]



Εικόνα 30-Ο COP σε λειτουργία θέρμανσης σε σχέση με το φορτίο

1.6 Αντικείμενο διπλωματικής

Στη διπλωματική αυτή, θα εξεταστούν τα R1234yf, R290, R600a, R152a, R444A και CO_2, ως εναλλακτικές επιλογές του R134a για χρήση σε κλιματισμό αυτοκινήτου. Τα R407C, R410A, R404A, που ελήφθησαν υπόψη για αντίστοιχη σύγκριση, σε έρευνα που αναφέρθηκε παραπάνω, δεν εξετάζονται στην παρούσα διπλωματική καθώς τα GWP και των τριών υπερβαίνουν το 1500, που είναι το δεκαπλάσιο του μέγιστου ορίου από τη νομοθεσία για τέτοια συστήματα.

Αρχικά θα υπολογιστούν και θα προσεγγιστούν οι ιδιότητες των ψυκτικών μέσων, ώστε να δοθεί μια πρώτη εικόνα για τη συμπεριφορά των μελετούμενων μέσων. Στη συνέχεια, για συγκεκριμένες συνθήκες, θα προσδιοριστούν ψυκτικοί κύκλοι, προκειμένου να δειχθεί κυρίως, η μεταβολή του COP, της ψυκτικής ισχύος, του βαθμού απόδοσης ψύξης και του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης, με την αύξηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος καθώς και μεταξύ των διαφορετικών μέσων. Από τις τιμές αυτές θα διαπιστωθεί ποια από τα ψυκτικά μέσα θα μπορούσαν να αντικαταστήσουν το R134a.

Έπειτα θα αναζητηθεί η μεταβλητή που επηρεάζει περισσότερο τον COP , μεταξύ των: θερμοκρασία ατμοποίησης, ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή και θερμοκρασία περιβάλλοντος. Αυτό θα γίνει με ανάλυση ευαισθησίας, από την οποία θα προκύψει μια συσχέτιση της μορφής:

$$COP = a \cdot T_{amb} + b \cdot T_{EVAP} + c \cdot \eta_{is} + d$$

και η σύγκριση των σταθερών α, b και c που θα προκύψουν, θα δείξει την ανεξάρτητη μεταβλητή με τη μεγαλύτερη επιρροή.

Εξαιτίας του γεγονότος ότι οι καθαρές ουσίες είναι περιορισμένες, παρουσιάζεται ενδιαφέρον στην διερεύνηση του ενδεχομένου χρήσης μειγμάτων. Τα μείγματα είναι αναγκαία προκειμένου να επιτευχθούν επιθυμητές ιδιότητες όπως μεγάλη ψυκτική ικανότητα, χαμηλό GWP και άλλα. Μια σύνηθης κατηγορία μειγμάτων είναι τα δυαδικά μείγματα, τα οποία όπως φαίνεται και από την ονομασία τους, προκύπτουν από την ανάμιξη δύο ψυκτικών μέσων. Σε αυτή τη διπλωματική θα μελετηθούν και θα συγκριθούν τρία ζεύγη καθαρών ουσιών, σε διαφορετικές συστάσεις. Η σύγκριση θα είναι αντίστοιχη με αυτή των R1234yf, R290, R600a, R152a, R444A και CO_2. Τα ζεύγη που θα εξεταστούν είναι τα R1234yf/R32, R1234yf/R125 και R1234ZE(E)/R32 και ο στόχος είναι να διαπιστωθεί αν η ανάμιξη τους μπορεί να δώσει καλύτερη απόδοση από τα R1234yf και R1234ZE(E) μεμονωμένα, διατηρώντας παράλληλα τον GWP σε χαμηλά επίπεδα.

Τέλος, θα παρουσιαστούν βιβλιογραφικές αναφορές, σχετικά με τη χρήση του CO_2 ως ψυκτικό μέσο σε κλιματισμούς οχημάτων.

2 Ιδιότητες ψυκτικών μέσων χαμηλού GWP

Όπως αναφέρθηκε και στην εισαγωγή τα ψυκτικά μέσα που θα εξεταστούν σε αυτήν τη διπλωματική, σε σύγκριση με το R134a και μεταξύ τους, είναι τα R1234yf με GWP=4, R444a με GWP=93, R290 (προπάνιο) με GWP=3, R600a (ισοβουτάνιο) με GWP=3, R152a με GWP=124 καθώς επίσης και το CO_2, το οποίο εξ' ορισμού έχει GWP=1 .

Για τις ιδιότητες των ψυκτικών μέσων, επιλέχθηκε η προσέγγιση με πολυωνυμικές συναρτήσεις λόγω της απλότητάς τους και λόγω του ότι, οι καμπύλες κορεσμού είναι οπτικά πιο όμοιες με πολυώνυμα απ' ότι με λογαριθμικές ή εκθετικές συναρτήσεις που είναι επίσης απλές. Για μεγαλύτερη ακρίβεια στην προσέγγιση, υπολογίστηκαν ξεχωριστές συναρτήσεις για την κορεσμένη υγρή και για την κορεσμένη ατμώδη φάση.

Αρχικά, για την προσέγγιση των συναρτήσεων, με τη βοήθεια των λογισμικών COOLPROP και Mathcad, προσδιορίστηκαν οι θερμοκρασίες, οι ειδικές ενθαλπίες και εντροπίες υγρής και ατμώδους κορεσμένης φάσης για μεγάλο πλήθος σημείων, για τιμές πιέσεων από 0,01 MPa έως την κρίσιμη πίεση του εκάστοτε ψυκτικού μέσου, με βήμα 0,01 MPa. Εξαίρεση στην επιλογή των τιμών πιέσεων αποτελεί το CO_2, επειδή η κρίσιμη πίεσή του, είναι πολύ υψηλή. Για το CO_2, οι τιμές πιέσεων ξεκινούν από τα 2 MPa και φτάνουν ως την κρίσιμη πίεσή του, με βήμα 0,05 MPa.

Στη συνέχεια, με τη χρήση συνάρτησης του λογισμικού Mathcad, υπολογίστηκαν οι πολυωνυμικές συναρτήσεις που ταίριαζαν καλύτερα, στα σημεία που βρέθηκαν από την παραπάνω διαδικασία. Η συνάρτηση αυτή, δέχεται ως είσοδο δύο διανύσματα-σύνολα σημείων (π.χ. ένα διάνυσμα πίεσης και ένα διάνυσμα θερμοκρασίας) και τον βαθμό του πολυωνύμου.

Το κριτήριο για τον βέλτιστο βαθμό πολυωνύμου ήταν ο συντελεστής R^2, που υπολογίστηκε από αντίστοιχη συνάρτηση του λογισμικού Mathcad. Οι συντελεστές R^2 των συναρτήσεων που προέκυψαν, κυμαίνονται μεταξύ 0,943-1.

2.1 Αποτελέσματα

Ενδεικτικά παρουσιάζονται οι εξισώσεις των ιδιοτήτων του ψυκτικού μέσου R134a:

$$P_L = \begin{bmatrix} -0{,}567 \\ 4{,}544 \cdot 10^{-5} \\ -1{,}183 \cdot 10^{-9} \\ 1{,}536 \cdot 10^{-14} \end{bmatrix} \cdot [1 \quad h_L \quad h_L^2 \quad h_L^3] \qquad 2.1$$

$$h_V = \begin{bmatrix} 3{,}55 \cdot 10^5 \\ 4{,}688 \cdot 10^5 \\ -2{,}722 \cdot 10^6 \\ 1{,}028 \cdot 10^7 \\ -2{,}465 \cdot 10^7 \\ 3{,}911 \cdot 10^7 \\ -4{,}26 \cdot 10^7 \\ 3{,}264 \cdot 10^7 \\ -1{,}78 \cdot 10^7 \\ 6{,}902 \cdot 10^6 \\ -1{,}872 \cdot 10^6 \\ 3{,}406 \cdot 10^5 \\ -3{,}766 \cdot 10^4 \\ 1{,}823 \cdot 10^3 \\ 53{,}3 \\ -7{,}43 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & P_V & P_V^2 & P_V^3 & P_V^4 & P_V^5 & P_V^6 & P_V^7 & P_V^8 & P_V^9 & P_V^{10} & P_V^{11} & P_V^{12} & P_V^{13} & P_V^{14} & P_V^{15} \end{bmatrix} \quad 2.2$$

$$P = \begin{bmatrix} 1{,}23 \cdot 10^3 \\ -35{,}615 \\ 448{,}812 \cdot 10^{-3} \\ -3{,}216 \cdot 10^{-3} \\ 14{,}337 \cdot 10^{-6} \\ -40{,}728 \cdot 10^{-9} \\ 72{,}009 \cdot 10^{-12} \\ -72{,}453 \cdot 10^{-15} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & T & T^2 & T^3 & T^4 & T^5 & T^6 & T^7 \end{bmatrix} \quad 2.3$$

$$h_L = \begin{bmatrix} 773{,}379 \cdot 10^3 \\ -5{,}268 \cdot 10^3 \\ 16{,}183 \\ -26{,}48 \cdot 10^{-3} \\ 25{,}802 \cdot 10^{-6} \\ -14{,}906 \cdot 10^{-9} \\ 4{,}735 \cdot 10^{-12} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & s_L & s_L^2 & s_L^3 & s_L^4 & s_L^5 & s_L^6 \end{bmatrix} \quad 2.4$$

$$h_V = \begin{bmatrix} 6{,}209 \cdot 10^{14} \\ -2{,}934 \cdot 10^{12} \\ 6{,}063 \cdot 10^9 \\ -7{,}157 \cdot 10^6 \\ 5{,}277 \cdot 10^3 \\ -2{,}489 \\ 7{,}336 \cdot 10^{-4} \\ -1{,}235 \cdot 10^{-7} \\ 9{,}089 \cdot 10^{-12} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & s_V & s_V^2 & s_V^3 & s_V^4 & s_V^5 & s_V^6 & s_V^7 & s_V^8 \end{bmatrix} \quad 2.5$$

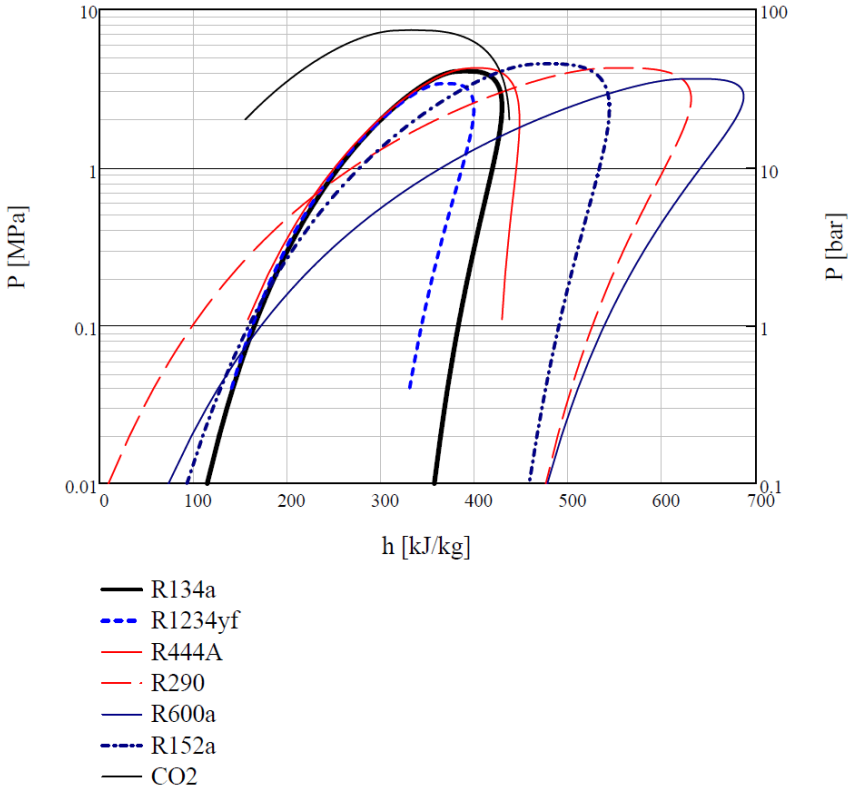
Οι δείκτες L και V αναφέρονται σε κορεσμένη υγρή και κορεσμένη ατμώδη φάση αντίστοιχα, του ψυκτικού μέσου. Η πίεση (P) δίνεται σε MPa, η ειδική ενθαλπία (h) σε $\frac{J}{kg}$, η ειδική εντροπία (s) σε $\frac{J}{kg \cdot K}$ και η θερμοκρασία (T) σε K.

Για τα υπόλοιπα ψυκτικά μέσα παρουσιάζονται, στον Πίνακα 6, για τις διαφορετικές συναρτήσεις, ο βαθμός –n του πολυωνύμου και ο συντελεστής R^2. Επειδή το R444A είναι ζεότροπο μείγμα, η καμπύλη κορεσμού P-T της υγρής φάσης, διαφέρει από αυτήν της ατμώδους, εξού κι ο διαχωρισμός στον Πίνακα.

Διάγραμμα→	$(P\text{-}h)_L$		$(P\text{-}h)_V$		P-T		$(h\text{-}s)_L$		$(h\text{-}s)_V$	
Ψυκτικό μέσο ↓	n	R^2	n	R^2	n	R^2	n	R^2	n	R^2
R134a	3	1	15	0,999	7	1	6	1	8	0,959
R1234yf	8	1	9	0,999	8	1	8	1	7	0,979
R444a	10	1	10	0,999	L 5 / V 6	L 1 / V 1	3	1	5	0,999
R290	8	1	15	0,999	8	1	7	1	6	0,998
R152a	14	1	14	0,999	12	1	7	1	6	0,943
R600a	9	1	14	1	8	1	9	1	9	1
CO_2	8	1	7	0,999	6	1	7	1	6	1

Πίνακας 6- Ο βαθμός -n των προσεγγιστικών πολυωνύμων και ο συντελέστης R^2 των ιδιοτήτων των ψυκτικών μέσων

Από τις συναρτήσεις που υπολογίστηκαν, προέκυψαν τα συγκριτικά Διαγράμματα 1, 2 και 3 με τις θερμοδυναμικές ιδιότητες των ψυκτικών μέσων.



Διάγραμμα 1- Διαγράμματα πίεσης-ειδικής ενθαλπίας για όλα τα εξεταζόμενα ψυκτικά μέσα

Από το Διάγραμμα 1, φαίνονται οι κρίσιμες πιέσεις των ψυκτικών μέσων, ενώ από το Διάγραμμα 2 για τις κρίσιμες πιέσεις φαίνονται και οι αντίστοιχες κρίσιμες θερμοκρασίες, οι οποίες είναι:

Ψυκτικό μέσο	R134a	R1234yf	R444a	R290	R152a	R600a	CO_2
P_{crit} (MPa)	4,059	3,382	4,361	4,251	4,520	3,629	7,377
T_{crit} (K)	374	368	376	370	386	408	304

Πίνακας 7-Κρίσιμα σημεία των ψυκτικών μέσων

Για την επιλογή ενός ψυκτικού μέσου, προτιμάται να είναι όσο το δυνατόν πιο "ανοιχτή" η καμπύλη κορεσμού σε διάγραμμα P-h, που συνεπάγεται μεγάλη λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης άρα μεγαλύτερο ψυκτικό έργο, σύμφωνα με την εξίσωση:

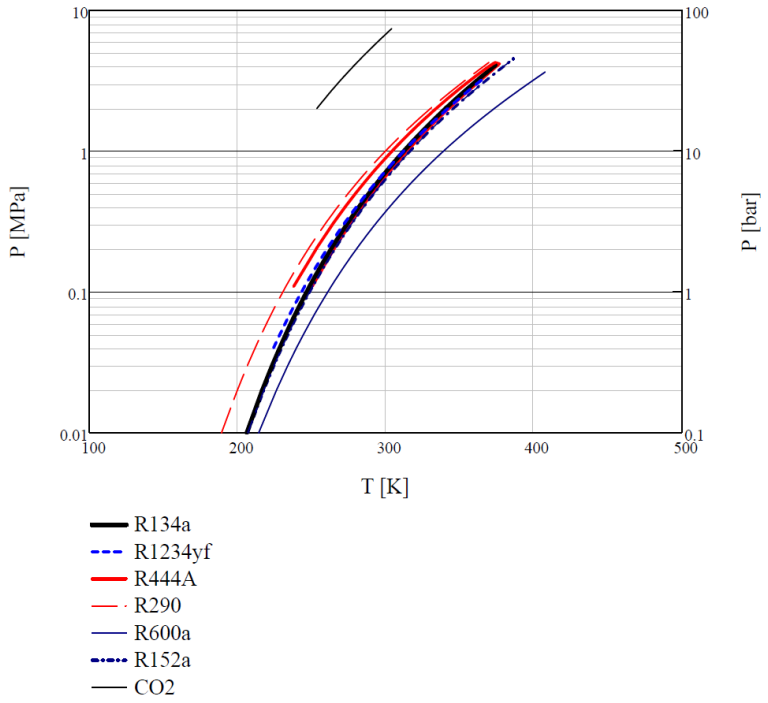
$$\dot{Q}_r = \dot{m}_{ref} \cdot \Delta h_{evap}$$

όπου,

$\dot{m}_{ref}$: παροχή μάζας ψυκτικού μέσου
Δh_{evap}: μεταβολή της ειδικής ενθαλπίας στον ατμοποιητή

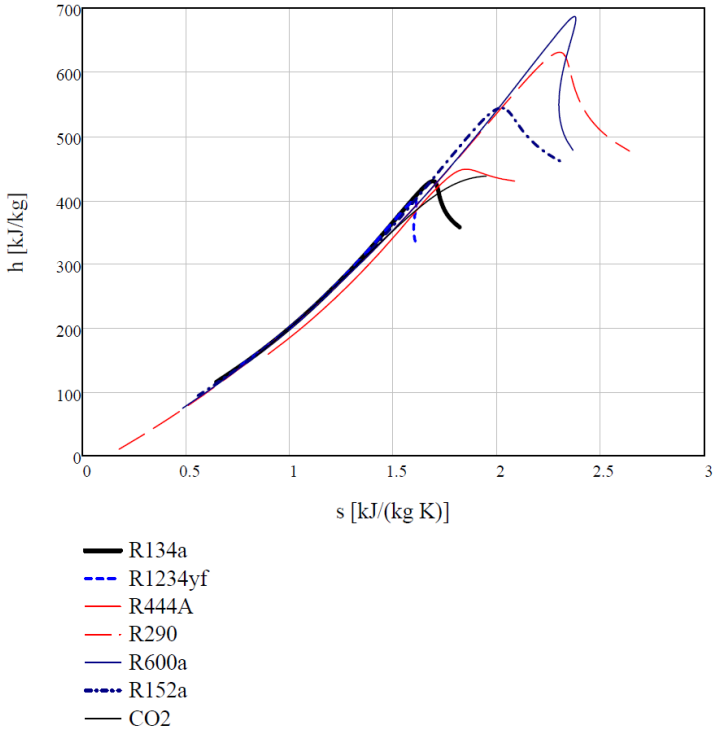
Επίσης μια ακόμα επιθυμητή ιδιότητα για την επιλογή ψυκτικού μέσου είναι, για δεδομένη διαφορά θερμοκρασίας, ο λόγος πίεσης να είναι σχετικά μικρός, δηλαδή σε λογαριθμικό διάγραμμα P-T, η καμπύλη κορεσμού να έχει σχετικά μικρή κλίση.

Δεδομένων των παραπάνω, από το Διάγραμμα 1, συμπεραίνεται πως το R290 μπορεί να αποδόσει αρκετά μεγαλύτερο ψυκτικό έργο σε σχέση με τα υπόλοιπα. Αρκετά κοντά στο R290 δείχνουν να είναι και τα R600a και R152a. Τα R444a και CO_2 δεν διαφέρουν πολύ από το, προς αντικατάσταση, R134a, και τα δύο πρώτα μάλιστα είναι λίγο καλύτερα από το R134a, ενώ το R1234yf, σε αυτό το χαρακτηριστικό, μειονεκτεί έναντι όλων των υπολοίπων.



Διάγραμμα 2- Διαγράμματα πίεσης-θερμοκρασίας για όλα τα εξεταζόμενα ψυκτικά μέσα

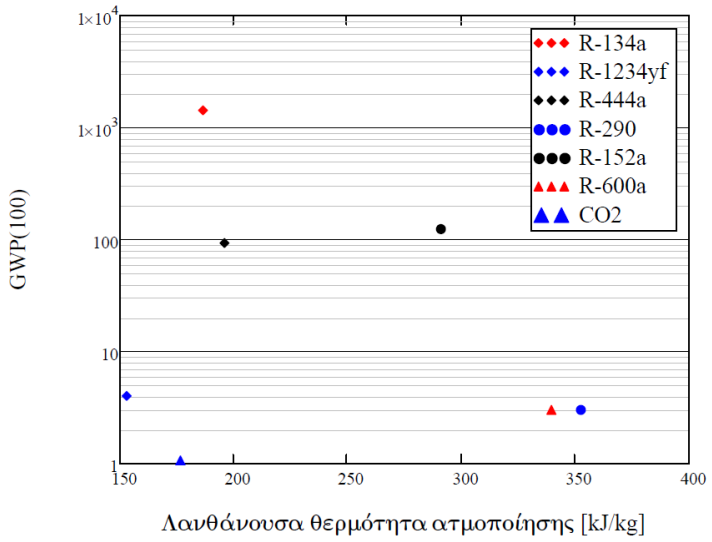
Όσον αφορά τη σχέση διαφοράς θερμοκρασίας και λόγου πίεσης, από το Διάγραμμα 2 προκύπτει ότι για χαμηλές θερμοκρασίες (200-230 K) όλα παρουσιάζουν περίπου την ίδια κλίση, όμως σε μεγαλύτερες θερμοκρασίες το R600a έχει εμφανώς μικρότερη κλίση από τα υπόλοιπα. Ιδιαίτερα το CO_2, αν και παρουσιάζει μικρότερη κλίση από τα άλλα, ως εργαζόμενο μέσο λειτουργεί σε υπερκρίσιμο κύκλο, οπότε δεν έχει μεγάλη βαρύτητα η σύγκρισή του με τα υπόλοιπα σε αυτό το χαρακτηριστικό.



Διάγραμμα 3- Διαγράμματα ειδικής ενθαλπίας-ειδικής εντροπίας για όλα τα εξεταζόμενα ψυκτικά μέσα

Στο Διάγραμμα 3, παρατηρείται ότι τα ψυκτικά μέσα R1234yf και R600a στην κορεσμένη ατμώδη φάση παρουσιάζουν ελάχιστη μεταβολή εντροπίας όσο αυξάνεται η ενθαλπία και άρα η πίεση του μέσου. Το R600a παρουσιάζει αυτό το χαρακτηριστικό, είναι εντονότερο σε πιο υψηλές πιέσεις, ενώ για το R1234yf η κορεσμένη ατμώδης φάσης στο διάγραμμα αυτό φαίνεται σχεδόν κατακόρυφη. Αυτό δείχνει, ότι γι' αυτά τα δύο μέσα, υπάρχει ισεντροπική καμπύλη στο διάγραμμα P-h που ακολουθεί, τουλάχιστον στο μεγαλύτερο τμήμα της, την καμπύλη που εκφράζει την κορεσμένη ατμώδη φάση. Αυτό, πιθανόν, να οδηγήσει στην ανάγκη εφαρμογής υπερθέρμανσης προκειμένου για την επίλυση ακόμα και απλού τυπικού ψυκτικού κύκλου.

Στο παρακάτω διάγραμμα παρουσιάζεται η λανθούνουσα θερμότητα ατμοποίησης, σε θερμοκρασία 15°C, για κάθε ψυκτικό μέσο σε σχέση με το GWP του:



Διάγραμμα 4- Απεικόνιση των GWP των ψυκτικών μέσων σε σχέση με τη λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησής τους για θερμοκρασία 15ºC.

Οι παραπάνω παρατηρήσεις, γίνονται ακόμα πιο φανερές κι από το Διάγραμμα 4. Εφόσον ο σκοπός είναι να επιτευχθεί και το, κατά δυνατόν, χαμηλότερο GWP, στο διάγραμμα αυτό, το επιλεγόμενο ψυκτικό μέσο προτιμάται να είναι όσο πιο "χαμηλά" και "δεξιά". Τα R290 και R600a είναι αυτά που συνδυάζουν και χαμηλό GWP και μεγάλη λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης. Το R152a μειονεκτεί ως προς αυτά τα δύο, στο συγκριτικά μεγαλυτέρο GWP του, όμως πλεονεκτεί έναντι του R444a, με τα οποία έχει ίδιας τάξης μεγέθους GWP, στη μεγαλύτερη λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησής του. Τα CO_2 και R1234yf, ενώ έχουν πολύ χαμηλό GWP, έχουν επίσης μικρή λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης, μικρότερη από του R134a, και ειδικά το R1234yf.

2.2 Συμπεράσματα

Στο κεφαλαίο αυτό, έγινε μια πρώτη εξέταση των επιλεγμένων ψυκτικών μέσων, ως προς τις θερμοδυναμικές τους ιδιότητες . Αυτό χρειάζεται, γιατί ήδη από τις ιδιότητες και μόνο, μπορεί κανείς να αποκτήσει μια ρεαλιστική γνώμη, ως προς το ποιο μέσο θα μπορούσε να αποδώσει μεγαλύτερη ψυκτική ισχύ, ποιο θα χρειάζεται μεγαλύτερο λόγο συμπίεσης καθώς και αν το κρίσιμο σημείο του βρίσκεται σε συνθήκες τέτοιες, ώστε να μπορεί να είναι αξιοποιήσιμο στις συνθήκες της εφαρμογής.

Αρχικά, διαπιστώθηκε πως οι καμπύλες κορεσμού προσεγγίζονται ικανοποιητικά από πολυώνυμα, ωστόσο η κορεσμένη υγρή φάση έχει διαφορετική μορφή από την κορεσμένη ατμώδη και απαιτούνται διαφορετικά πολυώνυμα για την προσέγγιση τους. Η ακρίβεια των προσεγγίσεων αυτών, μειώνεται όσο πλησιάζουμε στο κρίσιμο σημείο του ψυκτικού μέσου.

Από τα αποτελέσματα προέκυψε πως τα R290, R600a και R152α, αναμένεται να αποδώσουν μεγαλύτερη ψυκτική ισχύ, λόγω του μεγάλου εύρους ενθαλπίας μεταξύ κορεσμένης υγρής φάσης και κορεσμένης ατμώδους φάσης, ενώ το R1234yf φαίνεται πως θα αποδώσει μικρότερη ψυκτική ισχύ από το, προς αντικατάσταση, R134a. Το CO_2 έχει πολύ χαμηλή κρίσιμη θερμοκρασία, επομένως δεν θα μπορεί να λειτουργήσει σε τυπικό υποκρίσιμο κύκλο. Θα χρειαστεί είτε λειτουργία σε υπερκρίσιμο

κύκλο, είτε λειτουργία σε υποκρίσιμο κύκλο, σε διάταξη cascade. Στα επόμενα κεφάλαια, θα εξεταστεί η λιγότερο περίπλοκη διάταξη, αυτή του υπερκρίσιμου κύκλου.

Παρατηρήθηκε επίσης, πως τα R600a και R1234yf, είναι πιθανό να χρειάζονται υπερθέρμανση, καθώς ο τυπικός κύκλος, όπου η έξοδος του ατμοποιητή, λογίζεται κορεσμένος ατμός, αναμένεται να μην οδηγήσει σε λογικά σημεία ψυκτικού κύκλου, λόγω του χαρακτηριστικού τους να εφάπτεται μία εκ των ισεντροπικών καμπυλών σε διάγραμμα P-h, στην καμπύλη κορεσμού της ατμώδους φάσης.

Στο τέλος, παρουσιάστηκαν σε διάγραμμα οι τιμές του GWP συναρτήσει της λανθάνουσας θερμότητας ατμοποίησης και παρατηρήθηκε πως τα R290 και R600a αποδίδουν τον καλύτερο, εκ των εξεταζόμενων, συνδυασμό GWP και λανθάνουσας θερμότητας, μιας και η μεγαλύτερη λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης έχει σημαντική πιθανότητα να οδηγεί και σε μεγαλύτερη ψυκτική ισχύ. Αυτό όμως δεν είναι απόλυτο, καθώς η ψυκτική ισχύς καθορίζεται και από τη συνολική μορφή της καμπύλης P-h και από τις συνθήκες λειτουργίας.

3 Εφαρμογή οργανικών μέσων χαμηλού GWP σε ψυκτικά συστήματα αυτοκινήτων

3.1 Μαθηματική διατύπωση του ψυκτικού κύκλου

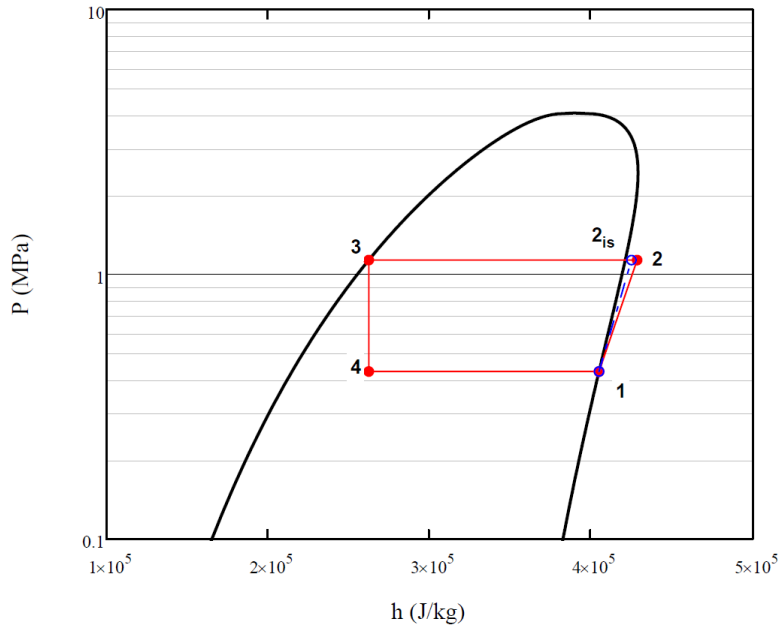
Στο κεφάλαιο αυτό υπολογίζονται ο συντελεστής συμπεριφοράς του κύκλου (COP), ο βαθμός απόδοσης ψύξης (η_{REF}), ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης (η_{vol}) και η ειδική ψυκτική ισχύς (q_E) σε τυπικό ψυκτικό κύκλο, συναρτήσει της θερμοκρασίας συμπύκνωσης. Ο κύκλος, όπως παριστάνεται στην Εικόνα 31, αποτελείται από τις εξής μεταβολές:

1-2: Συμπίεση (1-2_{is}: Ισεντροπική συμπίεση)

2-3: Ισόθλιπτη συμπύκνωση (για την περίπτωση του CO_2: Ισόθλιπτη ψύξη)

3-4: Ισενθαλπική εκτόνωση

4-1: Ισόθλιπτη ατμοποίηση.



Εικόνα 31-Τυπικός ψυκτικός κύκλος με αριθμημένα τα σημεία του κύκλου (με μπλε παριστάνεται η ισεντροπική συμπίεση)

Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης, δείχνει την απόκλιση της συμπίεσης από την ισεντροπική και δίνεται από τον λόγο:

$$\eta_{is} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1} \qquad 3.1$$

Η ειδική ψυκτική ισχύς, δηλαδή η απορροφόμενη ενέργεια από τον ψυχόμενο χώρο ανά μονάδα μάζας ψυκτικού μέσου, δίνεται από τη διαφορά ενθαλπίας κατά την ατμοποίηση, δηλαδή:

$$q_E = h_1 - h_4 \qquad 3.2$$

και εκφράζεται σε $\frac{J}{kg}$.

Ο συντελεστής συμπεριφοράς του ψυκτικού κύκλου είναι ο λόγος του ψυκτικού έργου προς το καταναλισκόμενο από τον συμπιεστή έργο:

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \qquad 3.3$$

Για τον προσδιορισμό του βαθμού απόδοσης ψύξης, απαιτείται ο υπολογισμός του συντελεστή συμπεριφοράς του κύκλου CARNOT, ο οποίος δίνεται από τη σχέση:

$$COP_C = \frac{T_C}{T_H - T_C} \qquad 3.4$$

όπου, T_C είναι η χαμηλή θερμοκρασία του κύκλου, αυτή της ατμοποίησης , ενώ T_H είναι η υψηλή θερμοκρασία του κύκλου, αυτή της συμπύκνωσης. Ο βαθμός απόδοσης ψύξης, δείχνει το πόσο ο ψυκτικός κύκλος προσεγγίζει ιδανικό κύκλο CARNOT και δίνεται από τον λόγο του COP προς τον COP_C.

$$\eta_{ref} = \frac{COP}{COP_C} \qquad 3.5$$

Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\eta_{vol} = 1 - a \cdot \left(\frac{v_{suc}}{v_{dis}} - 1\right) \qquad 3.6$$

όπου α είναι το ποσοστό διακένου του συμπιεστή, v_{suc} ο ειδικός όγκος στην είσοδο του συμπιεστή (αναρρόφηση) και v_{dis} ο ειδικός όγκος στην έξοδό του (κατάθλιψη).

Για τον καθορισμό των σημείων του κύκλου στο κεφάλαιο αυτό, θεωρήθηκε τυπική τιμή (για εμβολοφόρο συμπιεστή) ισεντροπικού βαθμού απόδοσης η_{is}=0,80 , επιθυμητή θερμοκρασία αέρα στην καμπίνα των επιβατών 18°C και επιθυμητή θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου 7°C χαμηλότερη του αέρα, στην έξοδο του ατμοποιητή. Επομένως η θερμοκρασία ατμοποίησης είναι T_E=11°C =284.15 K. Θεωρώντας ότι η θερμοκρασία στην οποία εκτίθεται ο συμπυκνωτής ενός κλιματιστικού αυτοκινήτου κυμαίνεται μεταξύ 40°C και 60°C , και επιθυμώντας κατά την έξοδο από τον συμπυκνωτή, η θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου να είναι 7°C υψηλότερη του περιβάλλοντος, οι θερμοκρασίες συμπύκνωσης που υπολογίστηκαν κυμαίνονται μεταξύ 47°C και 67°C. Ο καθορισμός των σημείων έγινε με τη βοήθεια του λογισμικού COOLPROP.

Για τον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης το ποσοστό διακένου λήφθηκε 4%.

Τα σημεία του κύκλου υπολογίζονται ως εξής:

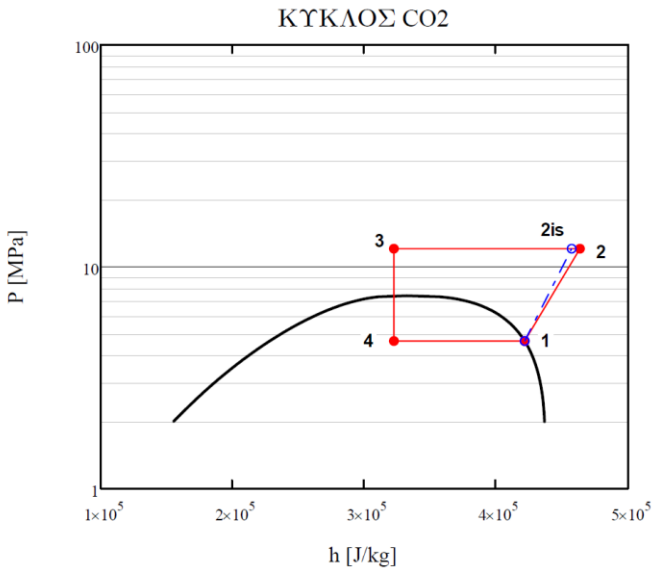
- Η χαμηλή πίεση του κύκλου προσδιορίζεται από τη θερμοκρασία T_E σε κορεσμένη ατμώδη φάση, το οποίο είναι το σημείο 1, εκτός από τις περιπτώσεις των ρευστών R1234yf και R600a, για τα οποία η υπερθέρμανση είναι αναγκαία, καθώς χωρίς αυτή, μετά τη συμπίεση, το σημείο 2 θα βρισκόταν στη διφασική περιοχή. Υπενθυμίζεται, ότι στο προηγούμενο κεφάλαιο, από τις ιδιότητες των ψυκτικών μέσων, φαινόταν από τη καμπύλη κορεσμού ατμώδους φάσης, ότι υπάρχει ισεντροπική καμπύλη

στο διάγραμμα P-h, που ακολουθεί την καμπύλη κορεσμού ατμώδους φάσης και άρα θα υπήρχε πρόβλημα για τον καθορισμό σημείων σε τυπικό κύκλο. Για το R1234yf, θεωρήθηκε υπερθέρμανση 4°C, ενώ για το R600a 7°C.

- Οι υψηλές πιέσεις των κύκλων, υπολογίζονται από τις θερμοκρασίες συμπύκνωσης σε κορεσμένη υγρή φάση, που είναι το σημείο 3.
- Το σημείο 4 βρίσκεται από την ενθαλπία του σημείου 3 και την χαμηλή πίεση του κύκλου.
- Για την εύρεση του σημείου 2, απαιτείται πρώτα η εύρεση του ισεντροπικού σημείου 2is, το οποίο βρίσκεται στην υψηλή πίεση του κύκλου και στην εντροπία του σημείου 1. Οπότε, από τη σχέση [3.1] λυμένη ως προς h_2, βρίσκεται η ενθαλπία του σημείου 2, το οποίο βρίσκεται στην υψηλή πίεση του κύκλου.

Ειδικά για τον κύκλο του CO_2, το κρίσιμο σημείο του βρίσκεται σε πολύ χαμηλή θερμοκρασία και δεν μπορεί να γίνει συμπύκνωση σε τόσο υψηλές θερμοκρασίες. Επομένως, η πιο απλή περίπτωση που μπορεί να εξεταστεί είναι υπερκρίσιμος (transcritical) κύκλος CO_2. Η διαφορά του υπερκρίσιμου κύκλου από τον υποκρίσιμο, που παρουσιάστηκε παραπάνω, είναι ότι, μετά τη συμπίεση, ακολουθεί ψύξη του μέσου σε αέρια φάση, επομένως δεν υφίσταται συμπυκνωτής, αλλά απλώς εναλλάκτης.

Τα σημεία 1, 2, 2_{is} και 4 βρίσκονται με τον ίδιο τρόπο που βρίσκονται και στον υποκρίσιμο κύκλο. Οι υψηλές πιέσεις του κύκλου, για τις διάφορες θερμοκρασίες εξόδου από τον εναλλάκτη, προέκυψαν με δοκιμές και επιλέχθηκε για την κάθε περίπτωση, η πίεση εκείνη που δίνει τον μεγαλύτερο COP. Άρα, το σημείο 3 προκύπτει από την επιλεγμένη υψηλή πίεση και την επιθυμητή θερμοκρασία εξόδου του μέσου από τον εναλλάκτη και δεν είναι αυτό, που μονοσήμαντα καθορίζει την πίεση του κύκλου.

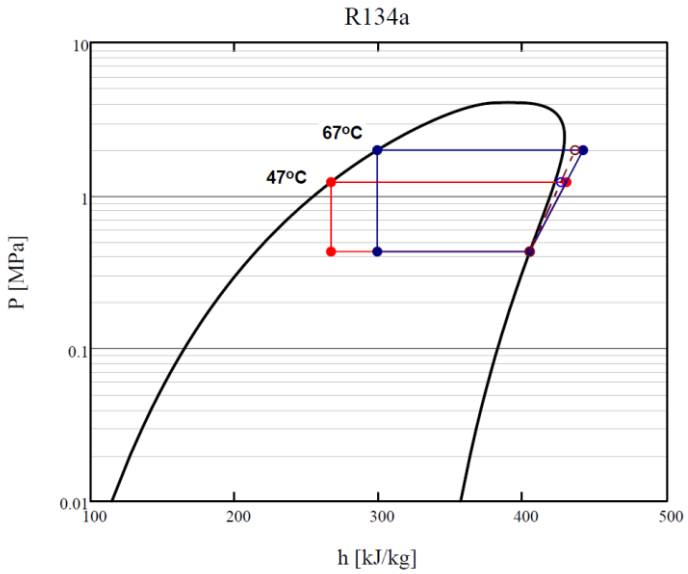


Εικόνα 32-Υπερκρίσιμος (Transcritical) κύκλος CO_2, με αριθμημένα τα σημεία του κύκλου

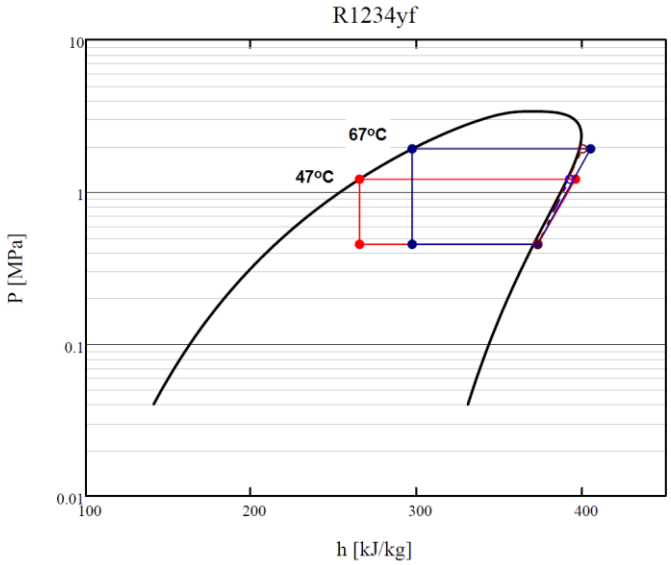
3.2 Ψυκτικοί κύκλοι-διαγράμματα P-h

Στην παράγραφο αυτή, δείκνυνται οι ψυκτικοί κύκλοι κάθε ψυκτικού μέσου, σε διαγράμματα P-h, για θερμοκρασίες συμπύκνωσης 47°C και 67°C. Εξαίρεση αποτελεί το R600a, για το οποίο οι κύκλοι που παρουσιάζονται αντιστοιχούν σε θερμοκρασίες συμπύκνωσης 47°C και 59°C , διότι για υψηλότερες θερμοκρασίες συμπύκνωσης, χρειάζεται μεγαλύτερη υπερθέρμανση, προκειμένου η έξοδος του συμπιεστή να μην βρίσκεται στη διφασική περιοχή. Η απαίτηση μεγαλύτερης υπερθέρμανσης, συμφωνεί με την παρατήρηση του προηγούμενου κεφαλαίου, ότι το χαρακτηριστικό της ισεντροπικής

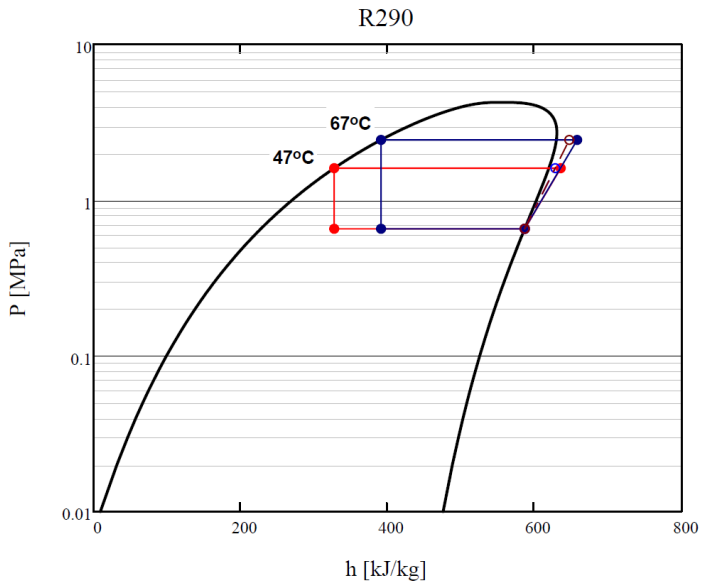
καμπύλης που ακολουθεί την καμπύλη κορεσμού P-h, γίνεται εντονότερο όσο αυξάνεται η πίεση. Με διακεκομμένες γραμμές παρουσιάζονται οι ισεντροπικές συμπιέσεις.



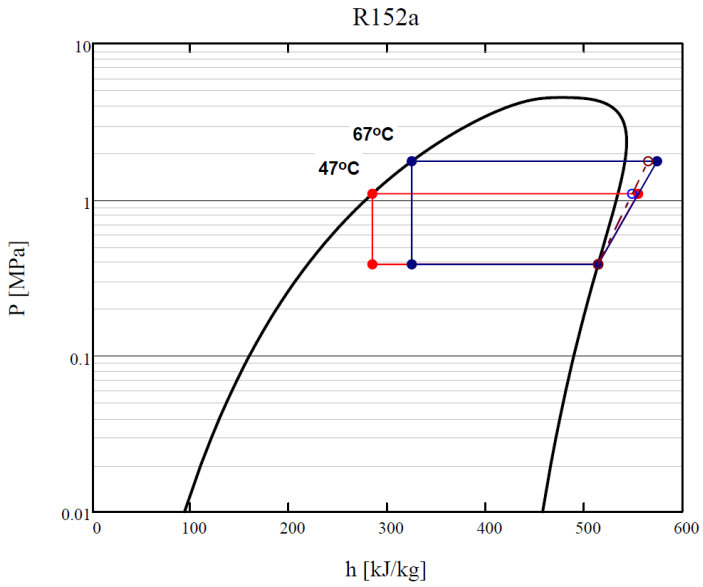
Διάγραμμα 5- Οι ψυκτικοί κύκλοι του R134a για θερμοκρασίες συμπύκνωσης 47°C και 67°C.



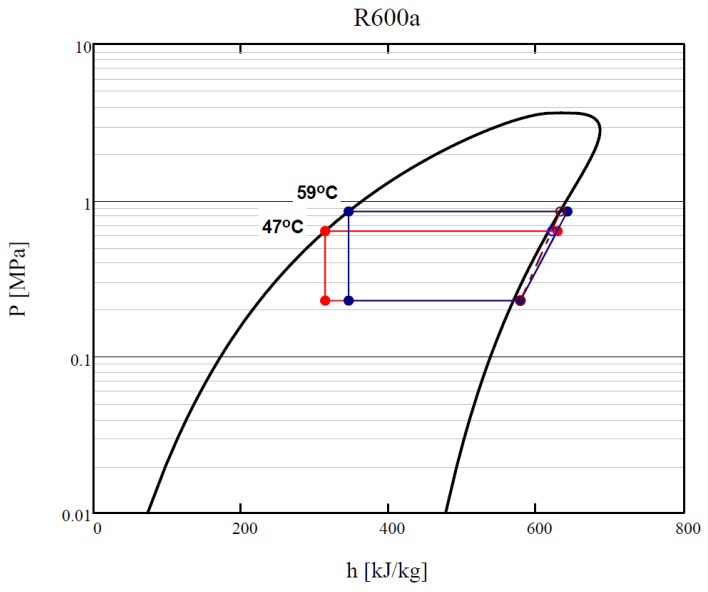
Διάγραμμα 6- Οι ψυκτικοί κύκλοι του R1234yf για θερμοκρασίες συμπύκνωσης 47°C και 67°C.



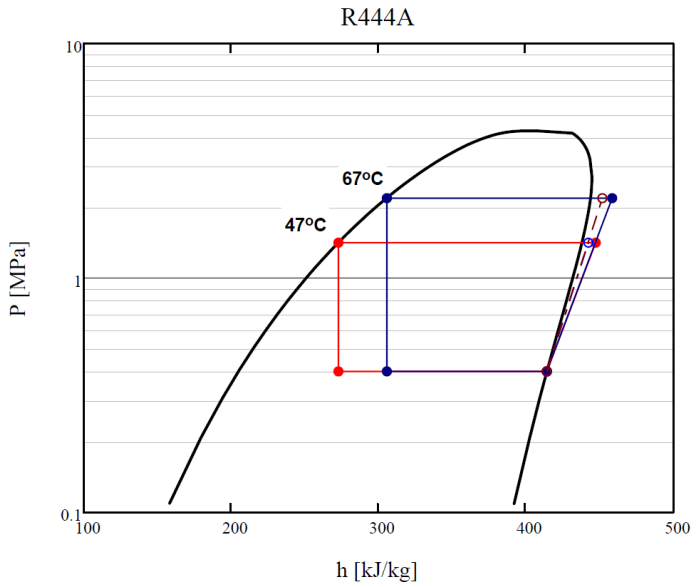
Διάγραμμα 7- Οι ψυκτικοί κύκλοι του R290 για θερμοκρασίες συμπύκνωσης 47°C και 67°C.



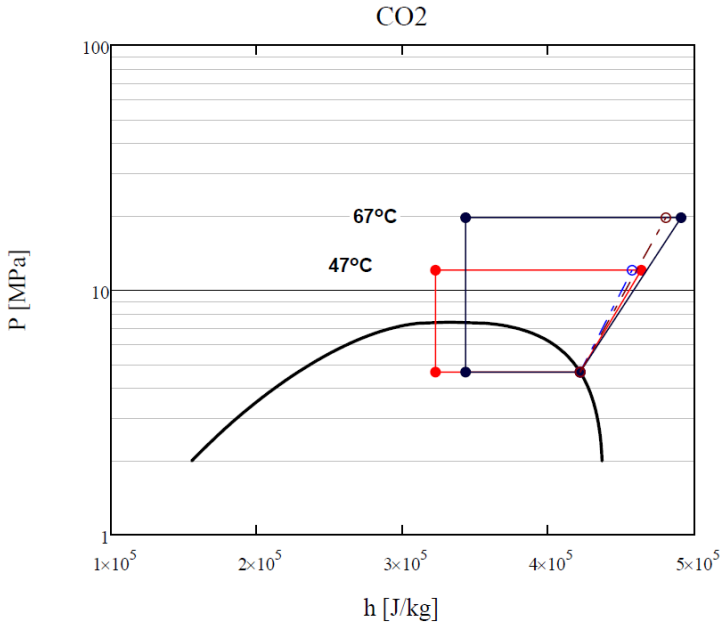
Διάγραμμα 8- Οι ψυκτικοί κύκλοι του R152a για θερμοκρασίες συμπύκνωσης 47°C και 67°C.



Διάγραμμα 9- Οι ψυκτικοί κύκλοι του R600a για θερμοκρασίες συμπύκνωσης 47°C και 59°C.



Διάγραμμα 10- Οι ψυκτικοί κύκλοι του R444A για θερμοκρασίες συμπύκνωσης 47°C και 67°C.



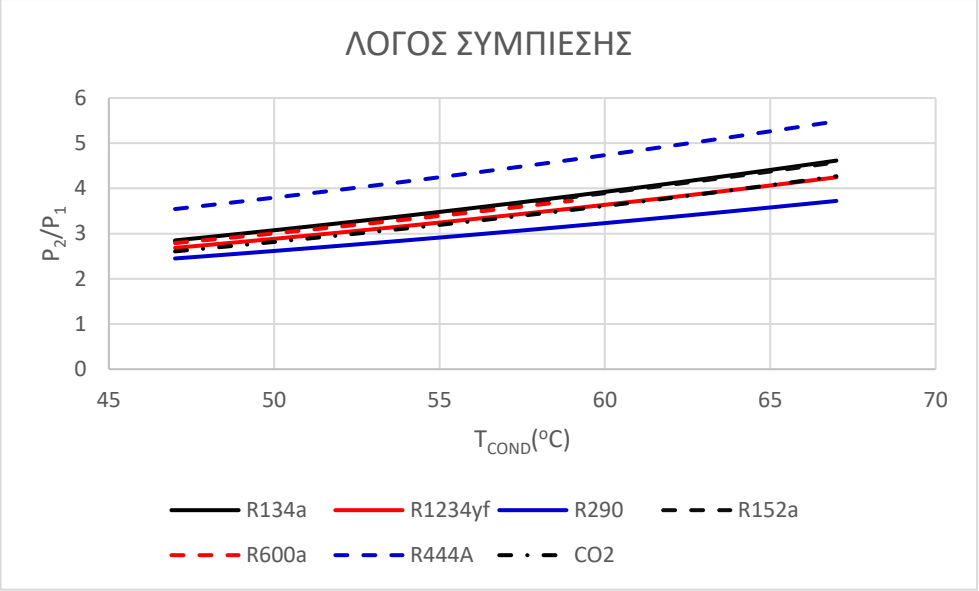
Διάγραμμα 11- Οι ψυκτικοί υπερκρίσιμοι κύκλοι του CO_2 για θερμοκρασίες ψύξης 47°C και 67°C.

Από τη σύγκριση των κύκλων για τις δύο διαφορετικές θερμοκρασίες συμπύκνωσης(ψύξης για την περίπτωση του CO_2), φαίνεται πως ο COP αναμένεται να μειώνεται κατά την αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης. Αυτό συμβαίνει για δύο λόγους. Πρώτον, η μεγαλύτερη θερμοκρασία συμπύκνωσης, απαιτεί μεγαλύτερη υψηλή πίεση και άρα μεγαλύτερο έργο από τον συμπιεστή. Δεύτερον, εφόσον οι καμπύλες κορεσμού των ψυκτικών μέσων, "στενεύουν" αυξανομένης της πίεσης, το σημείο 3 που βρίσκεται στην κορεσμένη υγρή φάση έχει μεγαλύτερη ενθαλπία σε υψηλότερη θερμοκρασία. Επομένως, μικραίνει η διαφορά της από την ενθαλπία του σημείου 1 και άρα μειώνεται το ψυκτικό φορτίο που παραλαμβάνεται από τον ψυχόμενο χώρο.

Ειδικότερα για το R600a, η καμπύλη κορεσμού δεν αλλάζει πολύ σε "πλάτος" στις εξεταζόμενες θερμοκρασίες και ο COP δεν αναμένεται να διαφέρει πολύ. Όμως, όπως αναφέρθηκε και νωρίτερα, το R600a για να λειτουργήσει σωστά σε υψηλότερες θερμοκρασίες συμπύκνωσης, χρειάζεται υπερθέρμανση >7°C σε τυπικό κύκλο. Από αυτό το στοιχείο φαίνεται πως το R600a είναι το πιο ακατάλληλο, από τα εξεταζόμενα, ψυκτικό μέσο για χρήση σε κλιματιστικό αυτοκινήτου.

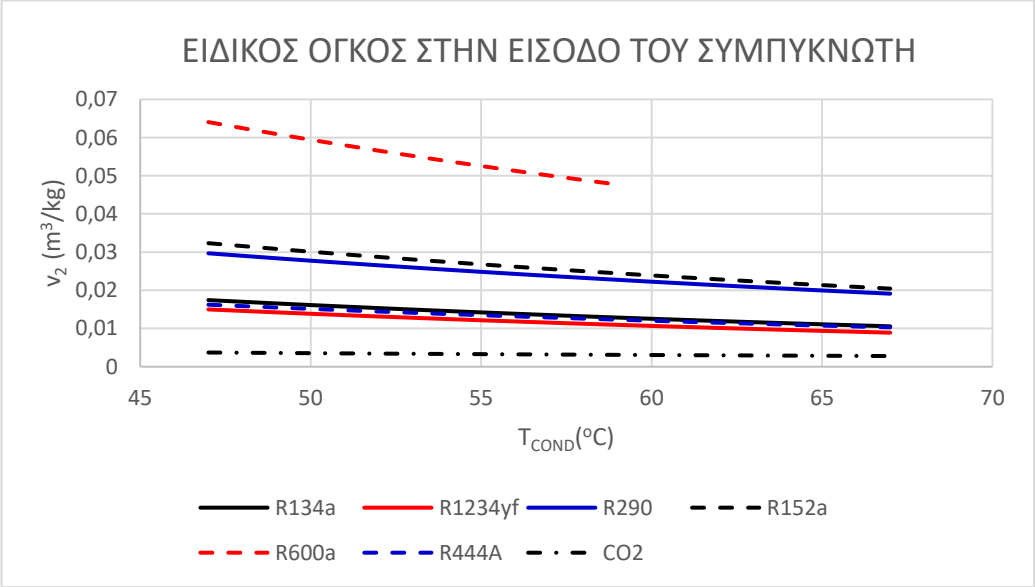
3.3 Αποτελέσματα

Παρακάτω παρουσιάζονται σε μορφή διαγραμμάτων τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την παραπάνω διαδικασία.



Διάγραμμα 12- Ο λόγος συμπίεσης συναρτήσει της θερμοκρασίας συμπύκνωσης για τα διάφορα ψυκτικά μέσα

Από το Διάγραμμα 12, διαπιστώνεται, όπως και στα διαγράμματα P-h με τους ψυκτικούς κύκλους, ότι η αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης, απαιτεί αύξηση του λόγου συμπίεσης, το οποίο είναι λογικό. Οι λόγοι πίεσης των ψυκτικών μέσων είναι περίπου ίδιοι για χαμηλές θερμοκρασίες, εκτός του R444A που είναι αρκετά υψηλότερος από τα άλλα.

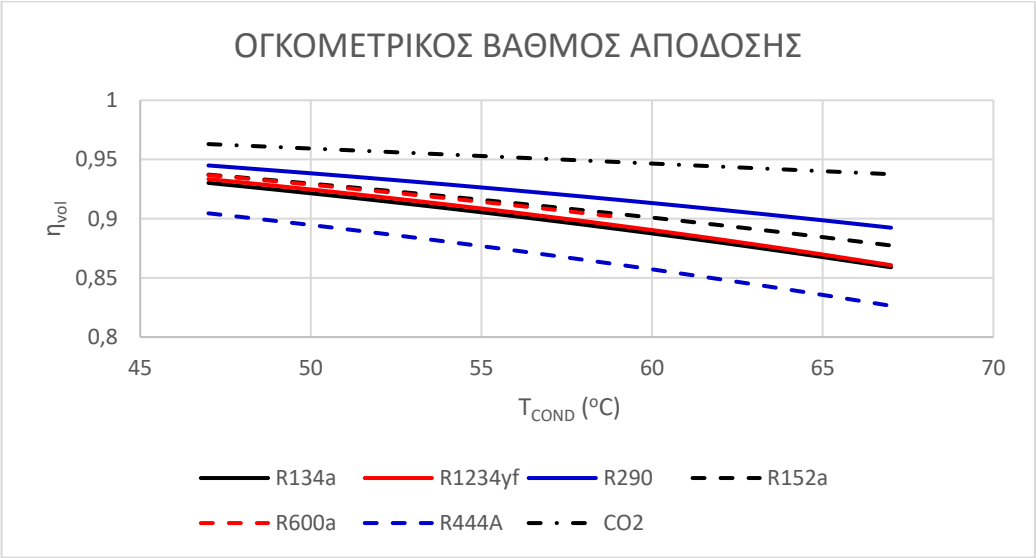


Διάγραμμα 13- Ο όγκος στην έξοδο του συμπιεστή συναρτήσει της θερμοκρασίας συμπύκνωσης

Οι ειδικοί όγκοι στην είσοδο του συμπυκνωτή εν γένει μειώνονται, όσο αυξάνεται η θερμοκρασία συμπύκνωσης, δηλαδή η πυκνότητά τους αυξάνεται. Μεγαλύτερη πυκνότητα, συνεπάγεται ότι θα χρειάζεται μικρότερη παροχή όγκου στον συμπυκνωτή προκειμένου να αποβληθεί η απαιτούμενη θερμότητα. Επομένως, οι διαστάσεις του εναλλάκτη θα είναι μικρότερες, μια παράμετρος πολύ σημαντική όσον αφορά κλιματισμούς αυτοκινήτων.

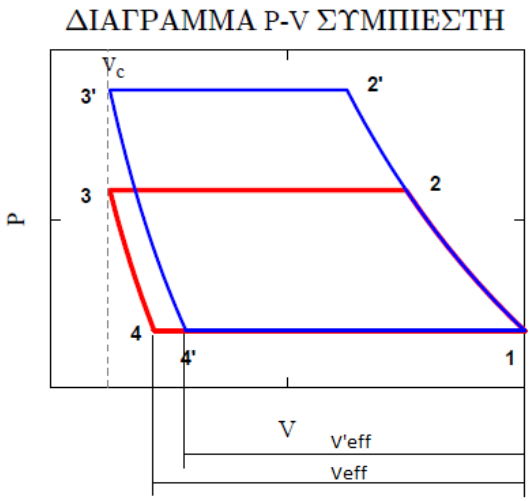
Ο ειδικός όγκος του R600a είναι ο μεγαλύτερος μεταξύ των εξεταζόμενων μέσων και έχει την μεγαλύτερη κλίση. Αντίθετα, αυτός του CO_2 είναι ο μικρότερος όλων και περίπου σταθερός. Το R1234yf

και το R444a έχουν πολύ κοντινές τιμές ειδικών όγκων, μεταξύ τους και συγκριτικά με το R134a, ενώ το R290 και το R152a έχουν υψηλότερους ειδικού όγκους, σε κοντινές, μεταξύ τους, τιμές. Άρα, το CO_2 έχει μεγάλο πλεονέκτημα ως προς το κριτήριο των διαστάσεων του εναλλάκτη. Επίσης, συστήματα με R444A ή R1234yf δεν θα χρειάζονταν διαφορετικών διαστάσεων συμπυκνωτή σε σχέση με το R134a , ενώ με R152a ή R290 και κυρίως με R600a θα χρειάζονταν μεγαλύτερους συμπυκνωτές.



Διάγραμμα 14- Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή συναρτήσει της θερμοκρασίας συμπύκνωσης

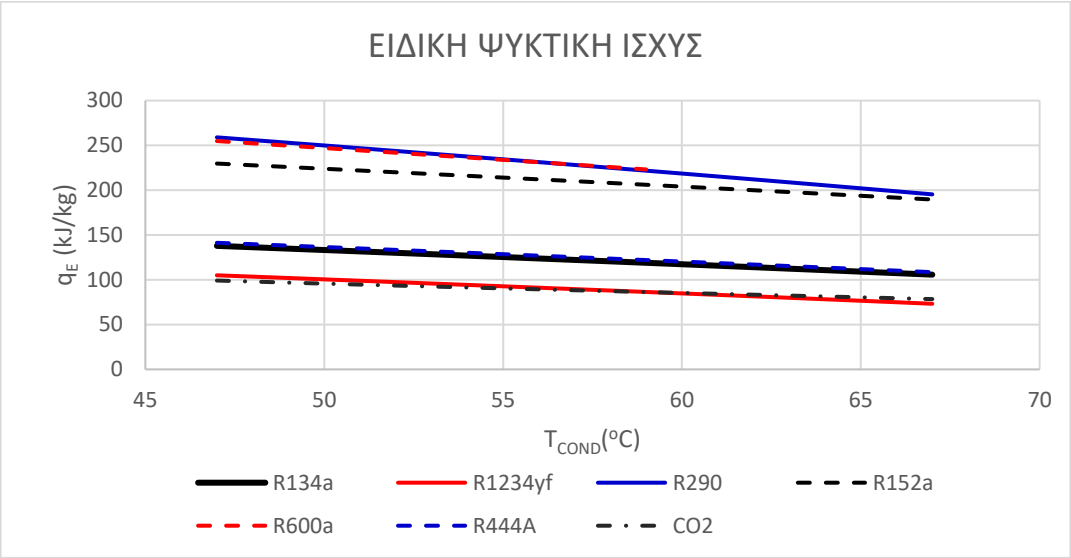
Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή μειώνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης για όλα τα μέσα. Το αποτέλεσμα αυτό είναι αναμενόμενο, επειδή προκειμένου να αυξηθεί ο λόγος συμπίεσης, η συμπίεση διαρκεί για μεγαλύτερη διαδρομή του εμβόλου και άρα μειώνεται ωφέλιμος όγκος αναρρόφησης(Εικόνα 33).



Εικόνα 33 - Σύγκριση δύο κύκλων συμπιεστή σε διάγραμμα P-V, όπου ο δεύτερος επιτυγχάνει υψηλότερο λόγο συμπίεσης

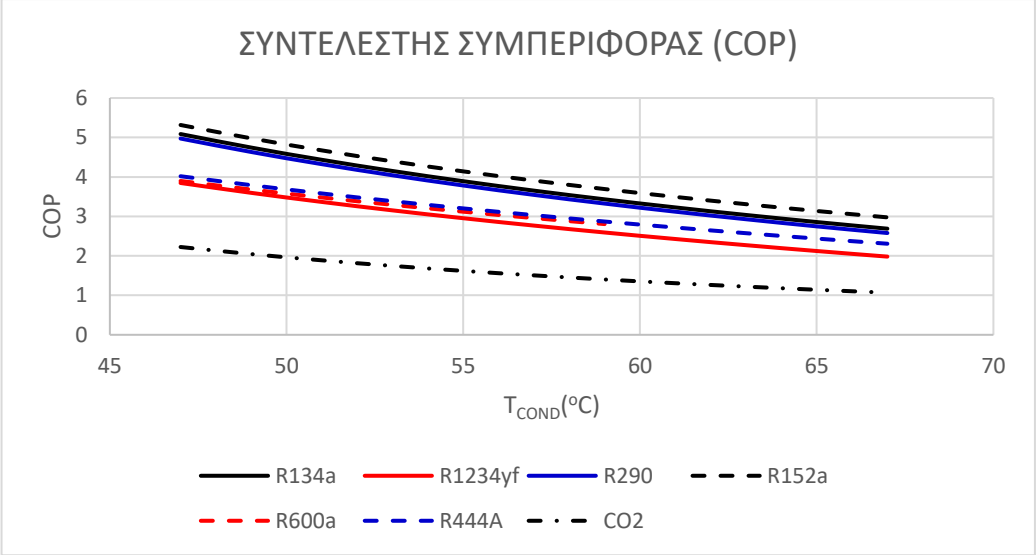
Το αποτέλεσμα αυτό, μπορεί να προβλεφθεί και από την εξίσωση (3.6) σε συνδυασμό με το Διάγραμμα 13. Εφόσον, ο ειδικός όγκος στην έξοδο του συμπιεστή μικραίνει, ο λόγος των ειδικών

όγκων εισόδου προς εξόδου του συμπιεστή μεγαλώνει, άρα μεγαλώνει και ο αφαιρούμενος από τη μονάδα, όρος. Το CO_2 παρουσιάζει, όχι μόνο τον υψηλότερο ογκομετρικό βαθμό απόδοσης, αλλά και την μικρότερη μείωσή του κατά την αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης, περίπου 2 με 3 ποσοστιαίες μονάδες. Στον αντίποδα, το R444A σημειώνει τον χαμηλότερο ογκομετρικό βαθμό απόδοσης και ταυτόχρονα τη μεγαλύτερη μείωση κατά την αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης, έως και 8%, στο εξεταζόμενο θερμοκρασιακό εύρος. Το R600a επιτυγχάνει περίπου ίδιο ογκομετρικό βαθμός απόδοσης με το R152a, κατά το πολύ 1% μεγαλύτερο από αυτόν του R134a, ενώ αυτός του R1234yf σχεδόν ταυτίζεται με του R134a.



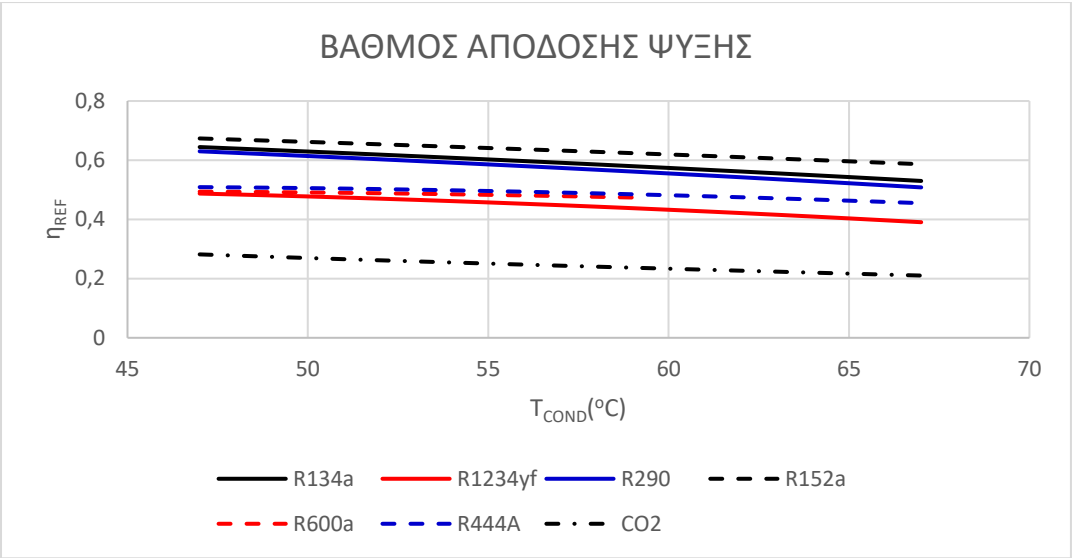
Διάγραμμα 15-Το ψυκτικό φορτίο που παραλαμβάνει ο ατμοποιητής ανά kg ψυκτικού μέσου, συναρτήσει της θερμοκρασίας συμπύκνωσης

Όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, στους ψυκτικούς κύκλους, η ειδική ψυκτική ισχύς μειώνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης, επειδή σε υψηλότερες πιέσεις η καμπύλη κορεσμού "στενεύει" και το σημείο 3 καταλήγει σε υψηλότερη ενθαλπία. Στις χαμηλές θερμοκρασίες συμπύκνωσης, την υψηλότερη ειδική ψυκτική ισχύ, την αποδίδουν το R290 και το R600a, ενώ όσο μεγαλώνει η θερμοκρασία συμπύκνωσης το R152a βρίσκεται περίπου στο ίδιο επίπεδο με τα δύο προηγούμενα. Οι τιμές τους είναι περίπου 1,5 έως 2 φορές υψηλότερες από αυτές των υπολοίπων ψυκτικών μέσων. Το R444A αποδίδει την ίδια ψυκτική ισχύ με το R134a, ενώ το R1234yf και το CO_2 επιτυγχάνουν την ίδια ειδική ψυκτική ισχύ, η οποία είναι μικρότερη αυτής του R134a, άλλα σχετικά κοντά σε αυτή.



Διάγραμμα 16- Ο COP του κύκλου, έχοντας λάβει υπ' όψιν τον η_{is}, συναρτήσει της θερμοκρασίας συμπύκνωσης

Ο COP, όπως αναμενόταν και ήδη σχολιάστηκε σε προηγούμενη παράγραφο, μειώνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης. Τον υψηλότερο COP επιτυγχάνει το R152a, γεγονός που υποδεικνύει ότι έναντι των R290 και R600a χρειάζεται μικρότερο καταναλισκόμενο έργο συμπίεσης για να επιτευχθεί το ίδιο ψυκτικό έργο. Ειδικά το R600a, έχει μικρότερο COP κατά 1,5 μονάδα. Το R134a έχει τον δεύτερο υψηλότερο COP, ελάχιστα καλύτερο από αυτό του R290 και έτσι προκύπτει το συμπέρασμα ότι έχει, πιθανόν, το μικρότερο έργο συμπίεσης έναντι όλων των εξεταζόμενων μέσων. Αρκετά χαμηλότερα, βρίσκονται τα R1234yf, R600a και R444A τα οποία έχουν κοντινό μεταξύ τουw COP, με τον χειρότερο να προκύπτει από το R1234yf. Παρατηρείται, πως όσο αυξάνεται η θερμοκρασία συμπύκνωσης, η απόκλιση των COP των έξι αυτών ψυκτικών μέσων μικραίνει, καθώς ο COP των R152a, R134a και R290 πέφτει πιο απότομα απ' ότι των άλλων τριών. Τέλος, ο COP του CO_2 είναι ο χαμηλότερος όλων, και εν γένει θεωρείται χαμηλός, αφού κυμαίνεται μεταξύ 2 και 1. Παρά, λοιπόν του ότι το CO_2 και το R1234yf έχουν πολύ κοντινές τιμές λόγου συμπίεσης και ειδικής ψυκτικής ισχύος, το R1234yf χρειάζεται σημαντικά μικρότερο καταναλισκόμενο έργο συμπίεσης που το καθιστά καλύτερο.



Διάγραμμα 17-Ο βαθμός απόδοσης ψύξης, συναρτήσει της θερμοκρασίας συμπύκνωσης

Από την εξίσωση (3.4), είναι εμφανές ότι ο συντελεστής συμπεριφοράς του ιδανικού κύκλου CARNOT μειώνεται όσο αυξάνεται η υψηλή θερμοκρασία του κύκλου, ωστόσο η πτώση του συντελεστή συμπεριφοράς του πραγματικού ψυκτικού κύκλου μειώνεται με μεγαλύτερο ρυθμό και τελικά ο βαθμός απόδοσης ψύξης έχει επίσης πτωτική συμπεριφορά με την αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης. Οι βαθμοί απόδοσης ψύξης των εξεταζόμενων ψυκτικών μέσων, παρουσιάζουν την ίδια κατάταξη με τους COP αυτών, ωστόσο δεν μειώνονται τόσο απότομα όσο οι COP.

3.4 Συμπεράσματα

Συνοπτικά, για το κεφάλαιο αυτό, υπολογίστηκαν τα σημεία τυπικών ψυκτικών κύκλων, για επιλεγμένες συνθήκες, μεταβάλλοντας την θερμοκρασία περιβάλλοντος, άρα τη θερμοκρασία συμπύκνωσης, για τα επιλεγμένα ψυκτικά μέσα. Εκτιμήθηκαν επίσης, οι τιμές: του λόγου συμπίεσης, του ειδικού όγκου στην είσοδο του συμπυκνωτή, του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης, της ειδικής ψυκτικής ισχύος, του συντελεστή συμπεριφοράς και του βαθμού απόδοσης ψύξης.

Από τους υπολογισμούς, παρατηρήθηκαν τα εξής:

- Ο λόγος συμπίεσης που απαιτείται, από κύκλο που λειτουργεί με R444A, είναι ο μεγαλύτερος μεταξύ των μελετούμενων ψυκτικών μέσων. Για τα υπόλοιπα μέσα, παρατηρήθηκε πως γενικά οι λόγοι πίεσης έχουν κοντινές τιμές, αλλά με την αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης αποκλίνουν όλο και περισσότερο, με το R290 να πετυχαίνει τον χαμηλότερο λόγο συμπίεσης.
- Το CO_2 έχει πλεονέκτημα ως προς τη μικρή διάσταση του εναλλάκτη ψύξης που θα χρειαζόταν λόγω της μεγάλης του πυκνότητας στην είσοδό του. Τα R1234yf και R444A χρειάζονται ίδιες διαστάσεις συμπυκνωτή με το R134a, ενώ τα υπόλοιπα θα χρειάζονταν μεγαλύτερο.
- Τον υψηλότερο ογκομετρικό βαθμό απόδοσης, τον επιτυγχάνει το CO_2 και μάλιστα μεταβάλλεται λίγο, με την αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης, ενώ τον χειρότερο τον επιτυγχάνει το R444A και μειώνεται αρκετά όσο αυξάνεται η T_{COND}. Τα υπόλοιπα μέσα, παρουσιάζουν παραπλήσιους ογκομετρικούς βαθμούς απόδοσης.

- Τα R290, R600a και R152a αποδίδουν αρκετά υψηλότερη ψυκτική ισχύ από τα υπόλοιπα ψυκτικά μέσα που κυμαίνονται σε κοντινές τιμές μεταξύ τους. Σε συνδυασμό με το γεγονός ότι ο COP του R152a είναι ο υψηλότερος, από άποψη απόδοσης, έχει μεγάλο πλεονέκτημα, για να θεωρηθεί η καταλληλότερη εναλλακτική σε σχέση με τα άλλα πέντε μέσα. Αντίστοιχα, το CO_2 βρίσκεται σε πολύ χαμηλά επίπεδα COP λόγω του υψηλού έργου που καταναλώνεται κατά τη συμπίεση και είναι η λιγότερο ελκυστική επιλογή εναλλακτικής. Τα υπόλοιπα μέσα έχουν γενικά αισθητά χαμηλότερο COP άλλα όσο αυξάνεται η θερμοκρασία συμπύκνωσης, πλησιάζουν όλο και περισσότερο οι COP των έξι μέσων. Αυτό, αναιρεί ως ένα βαθμό τη βαρύτητα του πλεονεκτήματος του R152a, μαζί με το γεγονός ότι το GWP είναι οριακά κάτω από το όριο της νομοθεσίας για τη συγκεκριμένη εφαρμογή.
- Το R600a, φαίνεται ότι χρειάζεται μεγάλο έργο συμπίεσης και λαμβάνοντας υπ' όψιν και την ιδιαιτερότητά του να απαιτείται μεγάλη υπερθέρμανση προκειμένου να προκύπτει λειτουργικός ψυκτικός κύκλος, δείχνει ακατάλληλο για εφαρμογές κλιματισμού αυτοκινήτου.
- Το R290, παρατηρείται ότι είναι μια επίσης καλή επιλογή που συνδυάζει απόδοση παραπλήσια του R134a και εξαιρετικά χαμηλό GWP. Παρ' όλα αυτά το R1234yf, δεν αποτελεί κακή εναλλακτική του R134a, καθώς αν και μικρότερος, ο COP δεν είναι χαμηλός και το GWP του αποτελεί ισχυρό πλεονέκτημα.

4 Ανάλυση ευαισθησίας

Στο κεφάλαιο αυτό εξετάζεται ποια από τις παραμέτρους, εκ των T_{amb} (Θερμοκρασία Περιβάλλοντος), T_{EVAP} (Θερμοκρασία Ατμοποίησης), η_{is} (Ισεντροπικός Βαθμός Απόδοσης, επηρεάζει περισσότερο τον συντελεστή συμπεριφοράς του ψυκτικού κύκλου (COP).

4.1 Παραμετρική ανάλυση

Αρχικά, έγινε παραμετρική ανάλυση, ώστε να βρεθεί η συσχέτιση της κάθε παραμέτρου ξεχωριστά με τον COP. Για τον σκοπό αυτόν, έγινε προσέγγιση των τιμών του COP συναρτήσει κάθε ανεξάρτητης μεταβλητής, με ευθείες της μορφής $y = a \cdot x + b$, τη μέθοδο των ελαχίστων τετραγώνων. Στον Πίνακα 8, παρουσιάζεται το εύρος τιμών των ανεξάρτητων μεταβλητών, καθώς και οι σταθερές τιμές των άλλων δύο ανεξάρτητων μεταβλητών ανά περίπτωση, για τις οποίες προέκυψαν οι τιμές του COP που χρησιμοποιήθηκαν.

ΑΝΕΞΑΡΤΗΤΗ ΜΕΤΑΒΛΗΤΗ :	**T_{amb}**	**T_{EVAP}**	**η_{is}**
ΕΥΡΟΣ ΑΝΕΞΑΡΤΗΤΗΣ ΜΕΤΑΒΛΗΤΗΤΗΣ	40-60 °C	10-20 °C	0,7-0,8
ΣΤΑΘΕΡΗ T_{amb}	-	50	50
ΣΤΑΘΕΡΗ T_{EVAP}	11	-	11
ΣΤΑΘΕΡΟΣ η_{is}	0,8	0,8	-

Πίνακας 8- Οι τιμές των ανεξάρτητων μεταβλητών που επιλέχθηκαν για την ανάλυση ευαισθησίας

Υπενθυμίζεται, πως οι θερμοκρασίες περιβάλλοντος που εξετάζονται είναι υψηλές, διότι ο αέρας που περιβάλλει τον συμπυκνωτή σε έναν κλιματισμό αυτοκινήτου, είναι σε θερμοκρασία υψηλότερη του περιβάλλοντος, εξαιτίας της υψηλής θερμοκρασίας του κινητήρα του οχήματος.

Στους παρακάτω πίνακες, παρουσιάζονται οι σταθερές α και b των προσεγγιστικών ευθειών που προέκυψαν από την παραμετρική ανάλυση καθώς και οι R^2. Η τιμή του R^2 δείχνει πόσο καλά προσαρμόζεται η ευθεία, στις τιμές της εξαρτημένης μεταβλητής COP. Όσο καλύτερη είναι η προσαρμογή, τόσο περισσότερο ο συντελεστής R^2 πλησιάζει τη μονάδα.

T_{amb}							
Ψυκτικό μέσο	**R134a**	**R1234yf**	**R444A**	**R290**	**R152a**	**R600a**	**CO_2**
α	-0,11832	-0,09238	-0,08479	-0,11819	-0,11548	-0,09083	-0,05681
b	9,66188	7,44426	7,32318	9,54592	9,77561	7,49730	4,40103
R^2	0,98770	0,99209	0,99247	0,98810	0,98669	0,99614	0,98102

Πίνακας 9-Οι συντελεστές των προσεγγιστικών ευθειών $COP=a \cdot T_{amb}+b$ και οι R^2 αυτών

T_{EVAP}							
Ψυκτικό μέσο	**R134a**	**R1234yf**	**R444A**	**R290**	**R152a**	**R600a**	**CO_2**
α	0,13679	0,09003	1,92212	2,06954	2,34409	2,00282	1,21457
b	2,12795	1,76675	0,09971	0,13237	0,14025	0,08592	0,02660
R^2	0,99536	0,99731	0,99665	0,99536	0,99539	0,99758	0,99927

Πίνακας 10- Οι συντελεστές των προσεγγιστικών ευθειών $COP=a\cdot T_{EVAP}+b$ και οι R^2 αυτών

η_{is}							
Ψυκτικό μέσο	**R134a**	**R1234yf**	**R444A**	**R290**	**R152a**	**R600a**	**CO_2**
α	4,566446	4,250527	3,789423	4,431746	4,884728	4,818481	1,881994
b	4,44E-15	3,11E-15	1,62E-08	-1,8E-15	0	-1,3E-14	6,66E-16
R^2	1	1	1	1	1	1	1

Πίνακας 11- Οι συντελεστές των προσεγγιστικών ευθειών $COP=a\cdot\eta_{is}+b$ και οι R^2 αυτών

Όπως φαίνεται και στους παραπάνω πίνακες, ο συντελεστής R^2 ξεπερνάει το 98% σε κάθε περίπτωση, επομένως οι ευθείες προσεγγίζουν ικανοποιητικά τα σημεία. Η χαμηλότερη τιμή του R^2 παρουσιάζεται στη συσχέτιση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος με τον COP και ιδιαίτερα των οργανικών ψυκτικών μέσων R290, R134a και R152a.

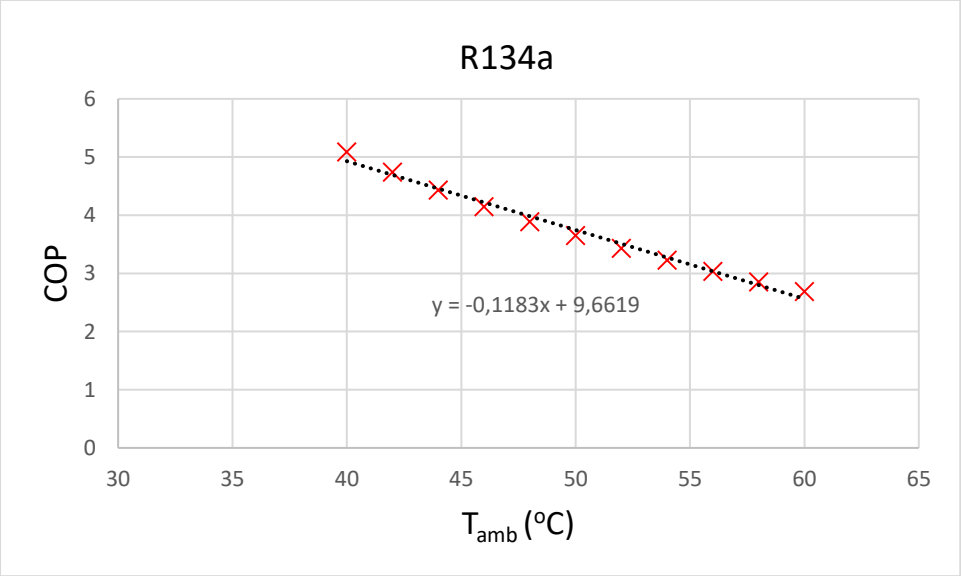
Για τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης, το R^2 είναι ίσο με τη μονάδα, γεγονός το οποίο είναι λογικό και αναμενόμενο καθώς για τον η_{is} ισχύει:

$$\eta_{is} = \frac{COP}{COP_{is}} \qquad 4.1$$

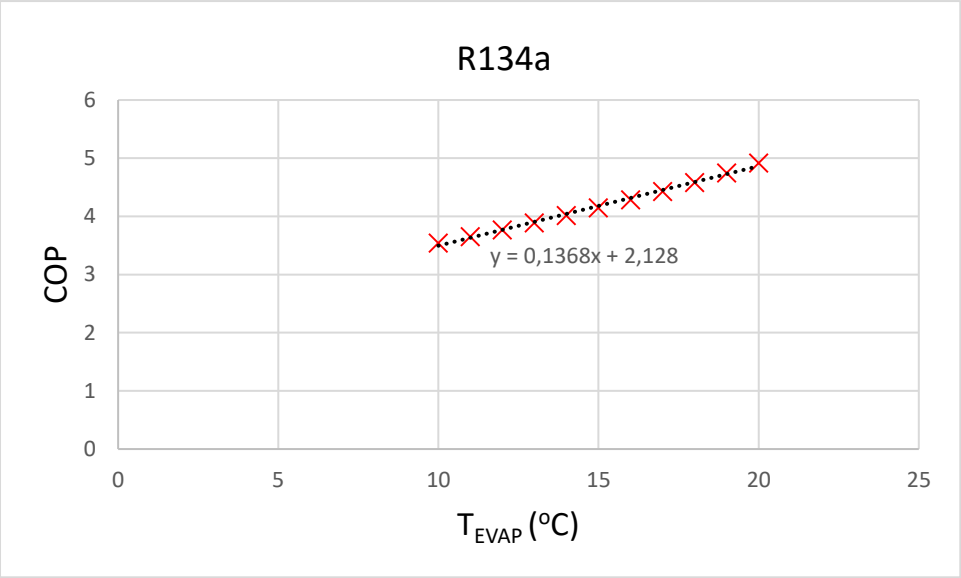
Όπου ο COP_{is} είναι:

$$COP_{is} = \frac{h_1 - h_4}{h_{2is} - h_1} \qquad 4.2$$

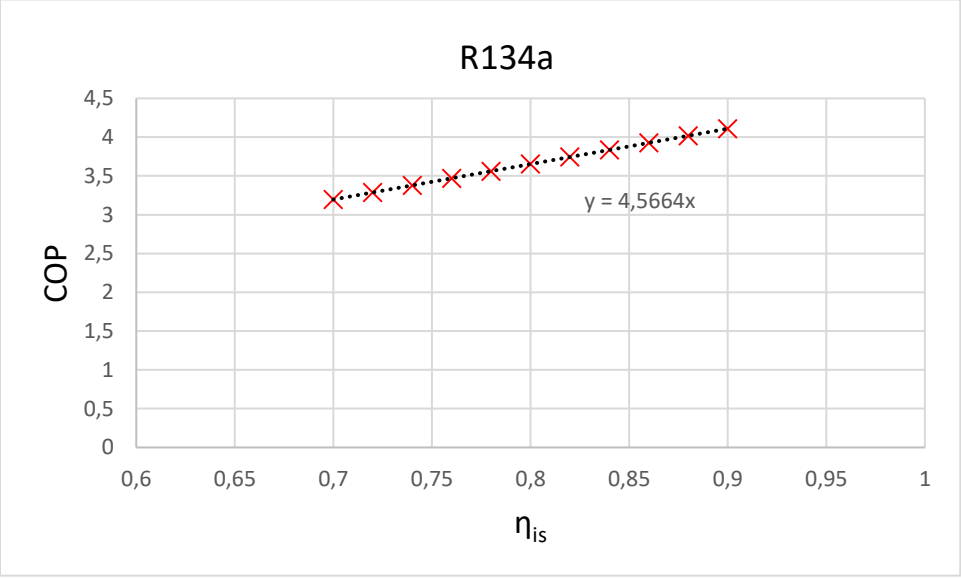
Ενδεικτικά, παρουσιάζονται διαγράμματα COP-T_{amb}, COP-T_{EVAP} και COP-η_{is} για το R134a, στα οποία αναπαριστώνται τα σημεία μαζί με την προσεγγιστική ευθεία.



Διάγραμμα 18- Διάγραμμα συντελεστή συμπεριφοράς συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος



Διάγραμμα 19- Διάγραμμα συντελεστή συμπεριφοράς συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης



Διάγραμμα 20- Διάγραμμα συντελεστή συμπεριφοράς συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης

4.2 Στατιστική παλινδρόμηση

Προκειμένου να διαπιστωθεί, ποια είναι η παράμετρος που επηρεάζει περισσότερο τον COP, έγινε στατιστική παλινδρόμηση με διάστημα εμπιστοσύνης 95%. Τα στοιχεία της στατιστικής παλινδρόμησης φαίνονται στον Πίνακα 12.

Ψυκτικό μέσο	**R134a**	**R1234yf**	**R444A**	**R290**	**R152a**	**R600a**	**CO_2**
R^2	0,986389	0,684572	0,991853	0,986514	0,985991	0,235069	0,97336
Προσαρ/μένο R^2	0,984981	0,651941	0,991011	0,985119	0,984542	0,143277	0,970604
Τυπικό σφάλμα	0,071728	0,28164	0,040651	0,070363	0,072901	0,385257	0,040041

Πίνακας 12- Στοιχεία στατιστικής παλινδρόμησης

Στον παραπάνω πίνακα, παρατηρείται πως τα R1234yf και R600a έχουν χαμηλό R^2 (0,6846 και 0,2351 αντίστοιχα). Επομένως, η προσέγγιση, της συσχέτισης του COP με τις τρεις παραμέτρους, με μια εξίσωση της μορφής $COP = a \cdot T_{amb} + b \cdot T_e + c \cdot \eta_{is} + d$, δεν προσεγγίζει ικανοποιητικά την πραγματική συσχέτιση του COP με τις παραμέτρους αυτές.

Στον Πίνακα 13, παρουσιάζονται αναλυτικά τα αποτελέσματα της στατιστικής παλινδρόμησης. Στον πίνακα, ως intercept, αναφέρεται η τεταγμένη επί την αρχή. Όπου RC, νοείται η σταθερά παλινδρόμησης (Regression Coefficient) και όπου SRC, νοείται η κανονικοποιημένη σταθερά παλινδρόμησης (Standardized Regression Coefficient). Η SRC υπολογίζεται ως:

$$SRC = RC \cdot \frac{SD_x}{SD_{COP}} \qquad 4.3$$

Όπου,

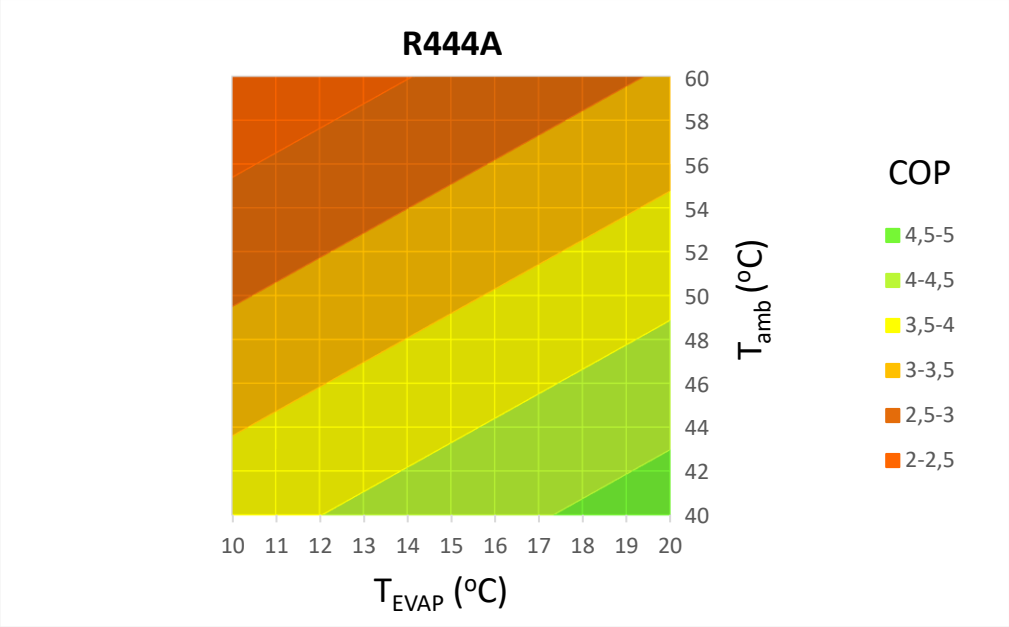
SD: Τυπική απόκλιση
x: Ανεξάρτητη μεταβλητή

Η RC μπορεί να δώσει πληροφορίες ως προς το πρόσημο της επιρροής μιας ανεξάρτητης μεταβλητής στον COP, αλλά δεν καθιστά την επιρροή συγκρίσιμη μεταξύ των ανεξάρτητων μεταβλητών γι' αυτό και είναι αναγκαίος ο καθορισμός της SRC που είναι απαλλαγμένη από μονάδες μέτρησης.

Ψυκτικό μέσο		RC	SRC	Τυπικό σφάλμα	t	τιμή-P
R134a	Intercept	4,54169764		0,328125278	13,84135	2,62E-14
	T_{amb}	-0,1183241	-0,74963608	0,003419504	-34,6027	3,91E-25
	T_{EVAP}	0,12818215	0,5837275	26,94447013	4,46E-22	0,118452
	η_{is}	4,56644616	0,28930486	0,341950403	13,35412	6,46E-14
R1234yf	Intercept	3,78862934		1,288380358	2,940614	0,006374
	T_{amb}	-0,0923778	-0,71754919	0,013426646	-6,88019	1,47E-07
	T_{EVAP}	0,04412274	0,24634945	0,018679373	2,362111	0,025098
	η_{is}	4,25052707	0,33016166	1,34266456	3,16574	0,003621
R444A	Intercept	3,21747972		0,185959649	17,30203	8,01E-17
	T_{amb}	-0,0847905	-0,73332008	0,001937948	-43,7527	4,91E-28
	T_{EVAP}	0,09471457	0,58880087	0,002696106	35,13014	2,54E-25
	η_{is}	3,78942331	0,32773255	0,193794813	19,55379	3,02E-18
R290	Intercept	4,58111557		0,321882389	14,23227	1,29E-14
	T_{amb}	-0,1181926	-0,75980963	0,003354445	-35,2346	2,34E-25
	T_{EVAP}	0,12394861	0,5727451	0,00466676	26,55989	6,66E-22
	η_{is}	4,43174586	0,28489796	0,335444478	13,21156	8,46E-14
R152a	Intercept	4,3634943		0,333490815	13,0843	1,08E-13
	T_{amb}	-0,1154765	-0,73027949	0,00347542	-33,2266	1,23E-24
	T_{EVAP}	0,13148881	0,5977088	0,004835062	27,19485	3,45E-22
	η_{is}	4,88472801	0,30891288	0,347542009	14,05507	1,78E-14
R600a	Intercept	0,83838808		1,994612112	0,420326	0,677838
	T_{amb}	-0,025051	-0,15962869	0,028043103	-0,8933	0,380213
	T_{EVAP}	0,00375635	0,02525328	0,026580302	0,141321	0,888749
	η_{is}	4,81848103	0,4589095	1,836641122	2,623529	0,014618
CO_2	Intercept	2,60799273		0,183171861	14,23796	1,28E-14
	T_{amb}	-0,0568104	-0,90201333	0,001908896	-29,7609	2,75E-23
	T_{EVAP}	0,02325541	0,26540809	0,002655687	8,756834	1,23E-09
	η_{is}	1,88199351	0,29881539	0,190889565	9,85907	9,1E-11

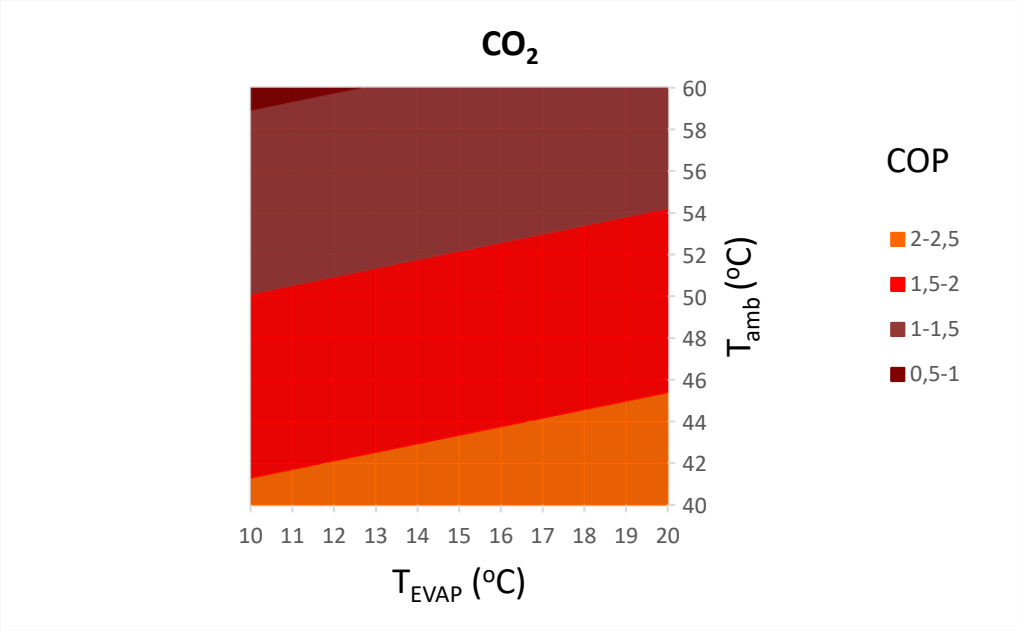
Πίνακας 13- Αποτελέσματα στατιστικής παλινδρόμησης

Στα Διαγράμματα 21 -24, παρουσιάζεται η συσχέτιση του COP με τις θερμοκρασίες περιβάλλοντος και ατμοποίησης, για η_{is}=0,8, όπως αυτή προκύπτει από τη στατιστική παλινδρόμηση, για κάθε κατηγορία ψυκτικού μέσου (Ζεότροπα:R444A, Ανόργανα: CO_2, Οργανικά: R134a και Ολεφίνες:R1234yf).



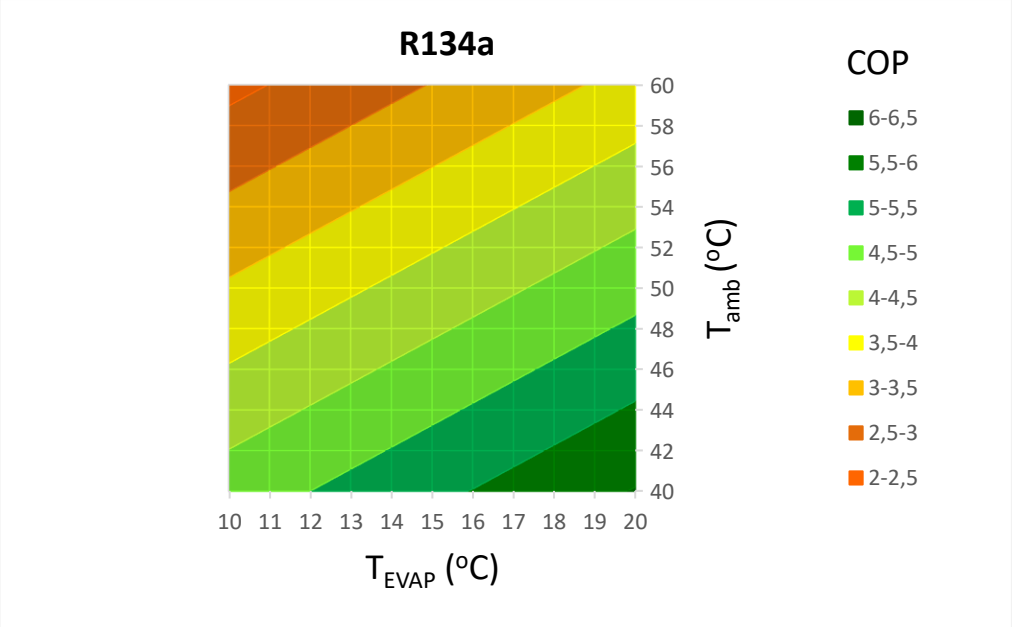
Διάγραμμα 21-Μεταβολή του COP του R444A, κατά τη μεταβολή των θερμοκρασιών περιβάλλοντος και ατμοποίησης, με η_{is}=0,8

Ο COP του R444A, παρουσιάζει σημαντική μεταβολή, όσο οι θερμοκρασίες μεταβάλλονται. Φαίνεται οι δύο θερμοκρασίες να επηρεάζουν σχεδόν εξίσου τον COP.



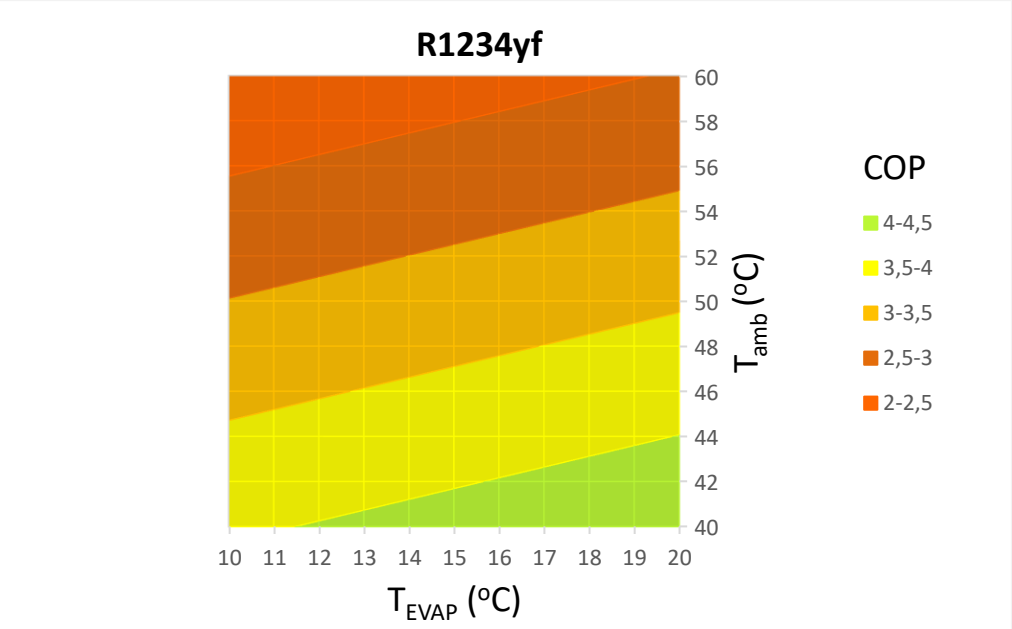
Διάγραμμα 22- Μεταβολή του COP του CO_2, κατά τη μεταβολή των θερμοκρασιών περιβάλλοντος και ατμοποίησης, με η_{is}=0,8

Από την άλλη, ο COP του CO_2, δεν φαίνεται να μεταβάλλεται σημαντικά, με τη μεταβολή των θερμοκρασιών περιβάλλοντος και ατμοποίησης. Ωστόσο, σε αυτό το ψυκτικό μέσο, είναι ξεκάθαρο ότι η μεταβολή της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, συμβάλλει περισσότερο στη μεταβολή του COP, από αυτή της θερμοκρασίας ατμοποίησης.



Διάγραμμα 23- Μεταβολή του COP του R134a, κατά τη μεταβολή των θερμοκρασιών περιβάλλοντος και ατμοποίησης, με η_{is}=0,8

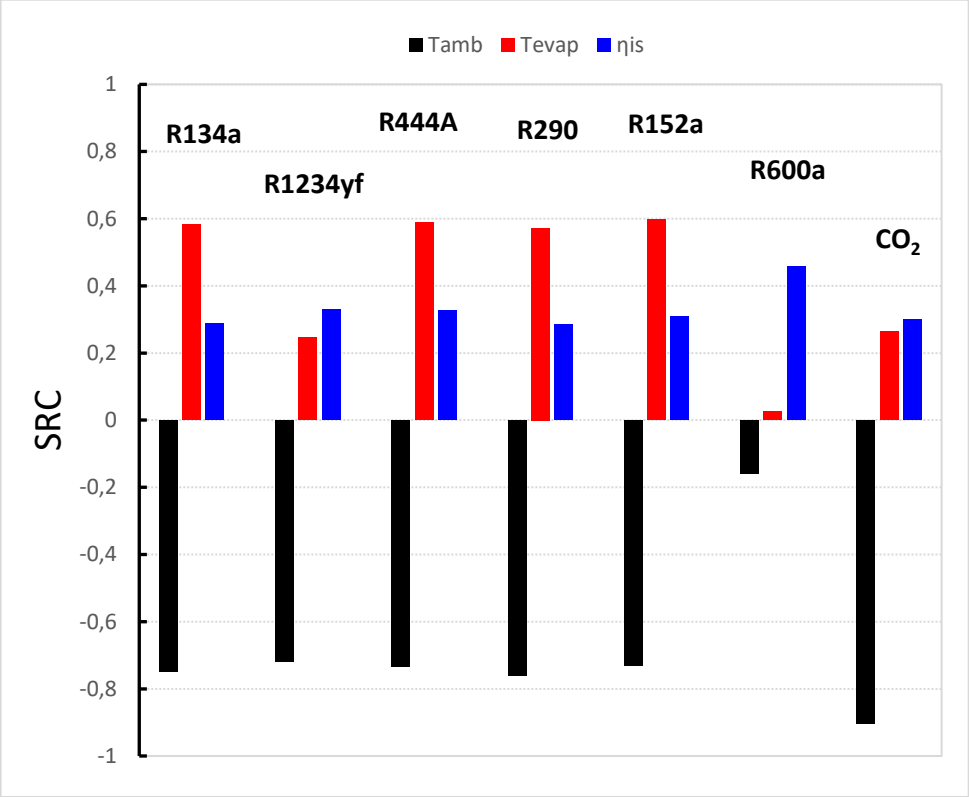
Όσον αφορά τον COP του R134a, δείχνει να μεταβάλλεται πιο έντονα όσο μεταβάλλονται οι θερμοκρασίες περιβάλλοντος κι ατμοποίησης. Επιπλέον, όπως συμβαίνει και με τον COP του R444A, οι δύο θερμοκρασίες φαίνεται να επηρεάζουν σχεδόν εξίσου τον COP του R134a.



Διάγραμμα 24 -Μεταβολή του COP του R1234yf, κατά τη μεταβολή των θερμοκρασιών περιβάλλοντος και ατμοποίησης, με η_{is}=0,8

Για την περίπτωση του R1234yf, ο COP δείχνει να μεταβάλλεται περισσότερο με την μεταβολή της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, ενώ η θερμοκρασία ατμοποίησης, δείχνει να έχει μικρότερη συνεισφορά. Ωστόσο, όπως αναφέρθηκε παραπάνω, η προσέγγιση δεν είναι αρκετά ακριβής, ώστε να θεωρηθεί αξιόπιστη αυτή η απεικόνιση.

Προκειμένου να οπτικοποιηθεί η σύγκριση της επιρροής κάθε ανεξάρτητης μεταβλητής, στον COP, παρουσιάζονται παρακάτω οι τιμές των SRC και σε διάγραμμα.



Διάγραμμα 25- Κανονικοποιημένοι συντελεστές παλινδρόμησης

Όπως αναμενόταν, η θερμοκρασία περιβάλλοντος, έχει αρνητική επιρροή στον COP του κύκλου, ενώ οι άλλες δύο παράμετροι, θετική. Η αρνητική επιρροή της θερμοκρασίας περιβάλλοντος, οφείλεται στο γεγονός ότι η αύξησή της οδηγεί σε αύξηση του λόγου πίεσης $\frac{P_2}{P_1}$, άρα απαίτηση μεγαλύτερου έργου συμπίεσης για την παραλαβή ίδιου ψυκτικού φορτίου. Το αντίθετο ακριβώς συμβαίνει με την αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης, γι'αυτό και έχει θετική επιρροή στον COP. Η θετική επιρροή του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης στον COP εξηγείται, από την άμεση γραμμική σχέση που έχουν καταρχήν αυτά τα μεγέθη.

Στο Διάγραμμα 25, φαίνεται επίσης, ότι στην πλειονότητα των περιπτώσεων, η θερμοκρασία του περιβάλλοντος, αποτελεί την πιο σημαντική παράμετρο επιρροής, έναντι των άλλων δύο παραμέτρων. Εξαίρεση δείχνει να αποτελεί, το R600a, για το οποίο φαίνεται η μεταβολή των θερμοκρασιών να μην παίζει σημαντικό ρόλο στην μεταβολή του COP και να επηρεάζεται περισσότερο από τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης. Αυτό όμως, είναι πιο πιθανό να οφείλεται στη μη επαρκή προσέγγιση της συσχέτισης των μεταβλητών για το R600a κι όχι στο ότι, πραγματικά, μόνο ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης είναι αυτός που επηρεάζει σχετικά σημαντικά τον COP.

Ο βασικός λόγος που η θερμοκρασία του περιβάλλοντος έχει τη μεγαλύτερη επιρροή μεταξύ των τριών μεταβλητών, είναι ότι από αυτή καθορίζεται στην ουσία και το έργο συμπίεσης, όπως αναφέρθηκε παραπάνω, αλλά και το ψυκτικό έργο. Ιδιαίτερα εάν η καμπύλη κορεσμού του ψυκτικού

μέσου "στενεύει" απότομα κατά την αύξηση της πίεσης, το σημείο 2 του κύκλου, έρχεται όλο και πιο κοντά στο σημείο 1, άρα μειώνεται η ψυκτική ισχύς.

Σχεδόν σε όλες τις περιπτώσεις, η θερμοκρασία ατμοποίησης, έχει σημαντική επιρροή στην μεταβολή του COP , αλλά πάντα μικρότερη, αυτής, της θερμοκρασίας περιβάλλοντος. Μόνο για το CO_2, η επιρροή της θερμοκρασίας ατμοποίησης, δεν πλησιάζει αυτή της θερμοκρασίας περιβάλλοντος κι ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης έχει μεγαλύτερη βαρύτητα της θερμοκρασίας ατμοποίησης. Παρ' όλα αυτά, γενικά ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης, δεν επηρεάζει σημαντικά τον COP.

Σημειώνεται ότι, η τελευταία παρατήρηση σχετικά με το CO_2, αν και στο Διάγραμμα 25 φαίνεται να ισχύει και για τα R1234yf και R600a. Ωστόσο, όπως έχει ήδη αναφερθεί, η προσέγγιση δεν είναι ικανοποιητικά ακριβής, για να είναι ασφαλής αυτή η παρατήρηση.

Επιπρόσθετα για το CO_2, προκύπτει ότι η T_{amb} έχει σε αυτό τη μεγαλύτερη επιρροή, σε σχέση με τα άλλα ψυκτικά μέσα. Αυτό, πιθανόν σχετίζεται με το γεγονός ότι ο κύκλος CO_2 είναι υπερκρίσιμος. Η κλίση των ισοθερμοκρασιακών καμπυλών είναι μεγάλη στο διάγραμμα P-h του CO_2 και προκειμένου να επιτευχθεί όσο το δυνατόν μεγαλύτερο ψυκτικό έργο, χρειάζεται να φτάσει σε υψηλότερη πίεση το μέσο, όπου το μέσο έχει μικρότερη ενθαλπία για την ίδια θερμοκρασία. Επομένως, είναι λογικό να επηρεάζει τόσο πολύ τον COP.

4.3 Συμπεράσματα

Συνοψίζοντας, στο κεφάλαιο αυτό, αρχικά έγινε παραμετρική ανάλυση για να δειχθεί η συσχέτιση του COP με τις μεταβλητές T_{amb}, T_{EVAP} και η_{is}, ξεχωριστά. Έπειτα, έγινε ανάλυση ευαισθησίας, που ήταν και το βασικό αντικείμενο μελέτης του κεφαλαίου αυτού, με σκοπό να βρεθεί ποια από τις προαναφερθείσες μεταβλητές, έχει την μεγαλύτερη επιρροή στον COP του κύκλου. Παρουσιάστηκαν αναλυτικά τα αποτελέσματα της στατιστικής παλινδρόμησης με πίνακες και διαγράμματα.

Ένα από τα συμπεράσματα που προέκυψαν κατά την ανάλυση ευαισθησίας, για τα επαρκώς προσεγγισμένα ψυκτικά μέσα είναι ότι η επιρροή κάθε παραμέτρου δεν εξαρτάται από το ψυκτικό μέσο, με εξαίρεση του CO_2 λόγω της ιδιαιτερότητας του ψυκτικού του κύκλου. Επίσης, η θερμοκρασία του περιβάλλοντος είναι εκείνη που παίζει τον μεγαλύτερο ρόλο στον COP του κύκλου. Η θερμοκρασία ατμοποίησης έχει σχετικά σημαντική επιρροή στον COP και σε κάποιες περιπτώσεις είναι σχεδόν εξίσου σημαντική παράμετρος με την θερμοκρασία του περιβάλλοντος. Σε ένα κλιματιστικό αυτοκινήτου όμως, οι θερμοκρασιακές απαιτήσεις για την καμπίνα των επιβατών, είναι περίπου ίδιες, ενώ αυτό που αλλάζει πολύ πιο συχνά και σε μεγαλύτερο εύρος, είναι η θερμοκρασία του περιβάλλοντος, άρα έχει μεγαλύτερη σημασία η επιρροή της στον COP. Τέλος, ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης, γενικά δεν επηρεάζει πολύ τον COP, ανεξαρτήτως ψυκτικού μέσου.

5 Εφαρμογή δυαδικών μειγμάτων σε ψυκτικά συστήματα αυτοκινήτων

Όπως αναφέρθηκε και στην εισαγωγή, οι καθαρές ουσίες, που μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως ψυκτικά μέσα, είναι περιορισμένες και γι' αυτό χρειάζεται η χρήση μειγμάτων. Τα μείγματα αποτελούνται από δύο ή περισσότερες ουσίες. Ειδικότερα, τα μείγματα που αποτελούνται από δύο ουσίες ονομάζονται *δυαδικά μείγματα* τα οποία εξετάζονται στο κεφάλαιο αυτό. Σκοπός της χρήσης μειγμάτων είναι η επίτευξη επιθυμητών ιδιοτήτων για ένα ψυκτικό μέσο όπως υψηλός COP ή χαμηλό GWP.

Λαμβάνοντας υπόψη τα όσα αναφέρθηκαν παραπάνω, επιλέχθηκαν τρία ζεύγη ουσιών και για διάφορες συστάσεις αυτών υπολογίστηκαν, με τη βοήθεια του λογισμικού COOLPROP, τα σημεία των ψυκτικών κύκλων, διαφόρων θερμοκρασιών συμπύκνωσης και βρέθηκαν για τους κύκλους αυτούς οι τιμές των COP, η_{REF}, η_{vol}, q_E, v_2 και $\frac{P_2}{P_1}$. Οι παραπάνω υπολογισμοί, έγιναν με τον ίδιο τρόπο και τις ίδιες συνθήκες που έγιναν και στο Κεφάλαιο 3. Επιπλέον για τα μείγματα αυτά υπολογίστηκε ο GWP του μείγματος, σύμφωνα με την εξίσωση *1.1* και η θερμοκρασιακή ολίσθηση (Temperature glide) στον ατμοποιητή, από την εξίσωση [10]:

$$T_{glide_ev} = T_1 - T_4 \qquad 5.1$$

Οι δείκτες 1 και 4 αναφέρονται στα αντίστοιχα σημεία του κύκλου, δηλαδή *1* η έξοδος του ατμοποιητή και *4* η είσοδός του. Σημειώνεται, πως αν στον κύκλο υπήρχε υπερθέρμανση, στην εξίσωση *5.1*, στη θέση της T1 θα ήταν η θερμοκρασία του κορεσμένου ατμού, στην πίεση ατμοποίησης.

Τα μείγματα που επιλέχθηκαν παρουσιάζονται παρακάτω, σε πίνακα (Πίνακας 14). Επιπλέον, παρουσιάζεται και πίνακας (Πίνακας 15) με στοιχεία για τις ουσίες που αποτελούν τα μείγματα.

	Ουσία 1	**Ουσία 2**
1.	R1234yf	R32
2.	R1234yf	R125
3.	R1234ZE(E)	R32

Πίνακας 14-Εξεταζόμενα ζεύγη ουσιών

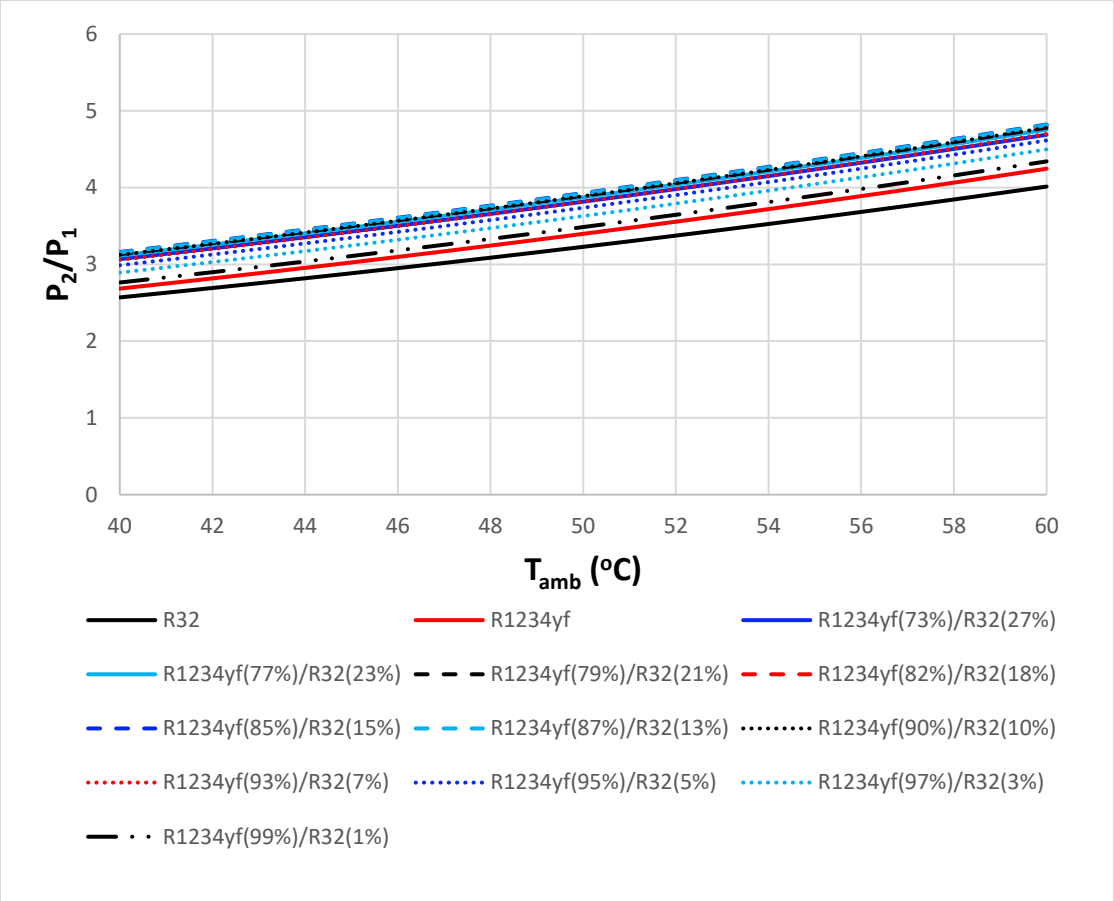
Ουσία	**Μοριακό Βάρος (kg/kmol)**	**Κανονικό σημείο βρασμού (ºC)**	**Κρίσιμη θερμοκρασία (ºC)**	**Κρίσιμη πίεση (MPa)**	**GWP**	**Κατηγορία ασφαλείας**
R1234yf	114,04	-29,5	94,7	3,38	4	A2L
R1234ZE(E)	114,04	-19,0	109,4	3,64	6	A2L
R32	52,02	-51,7	78,1	5,78	675	A2L
R125	120,02	-48,1	66,0	3,62	3500	A1

Πίνακας 15-Κύρια χαρακτηριστικά των ουσιών που περιλαμβάνονται στα εξεταζόμενα μείγματα

Δεδομένου ότι ο βασικός στόχος είναι το ψυκτικό μέσο να έχει χαμηλό GWP (αφού το ανώτατο όριο για κλιματισμούς αυτοκινήτων από την ευρωπαϊκή νομοθεσία είναι 150), οι συστάσεις που έχει νόημα να εξεταστούν δεν μπορούν να έχουν πάνω από 50% κατά μάζα σε R32 ή R125, αφού τότε σίγουρα το GWP θα είναι >300. Οι συστάσεις, λοιπόν, που εξετάστηκαν κυμαίνονται μεταξύ 73% και 99% κατά μάζα σε ουσία 1, όπως αυτή ορίζεται από τον Πίνακα 14 . Στις επόμενες παραγράφους παρουσιάζονται τα αποτελέσματα για κάθε μείγμα.

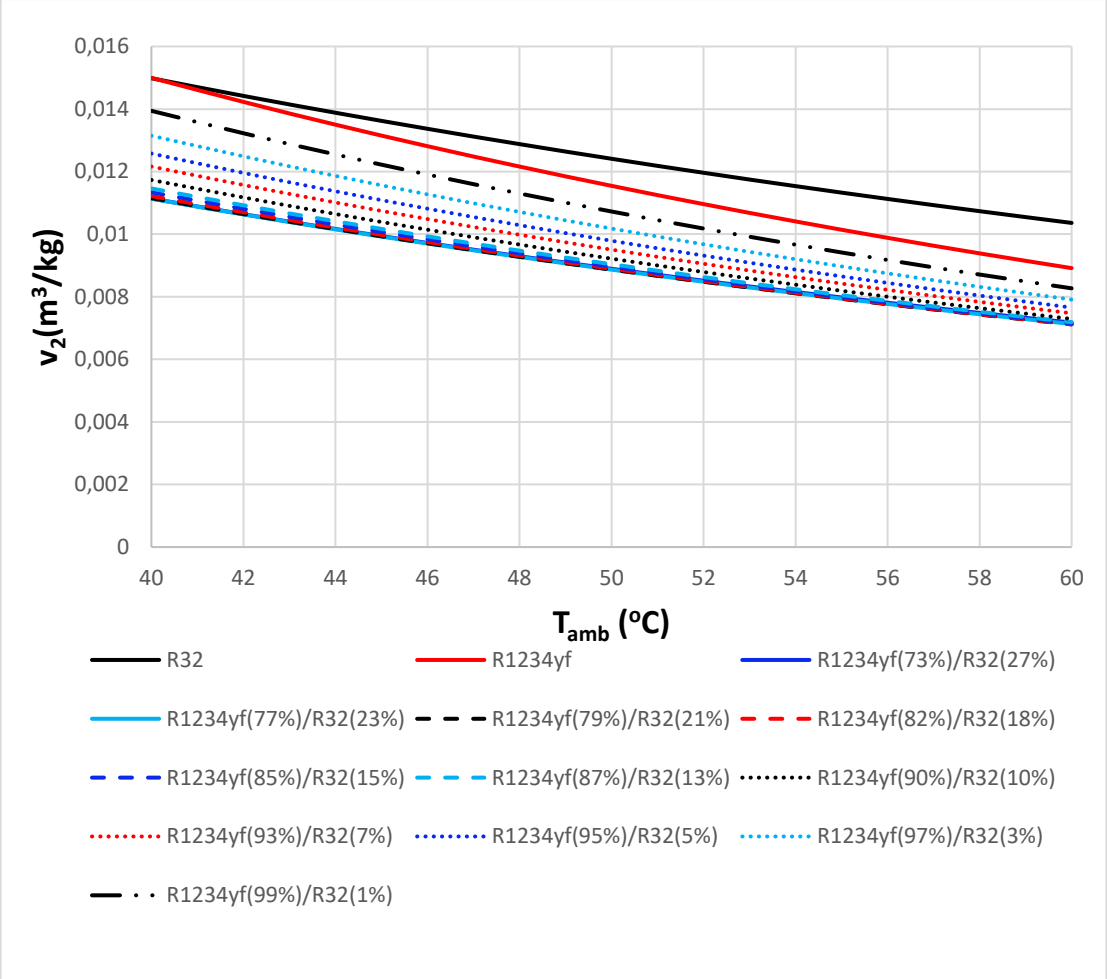
5.1 R1234yf/R32

Στην παράγραφο αυτή παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των υπολογισμών για τις διάφορες συστάσεις του μείγματος R1234yf/R32. Στα διαγράμματα περιλαμβάνονται και τα αντίστοιχα αποτελέσματα για τις καθαρές ουσίες μεμονωμένα.



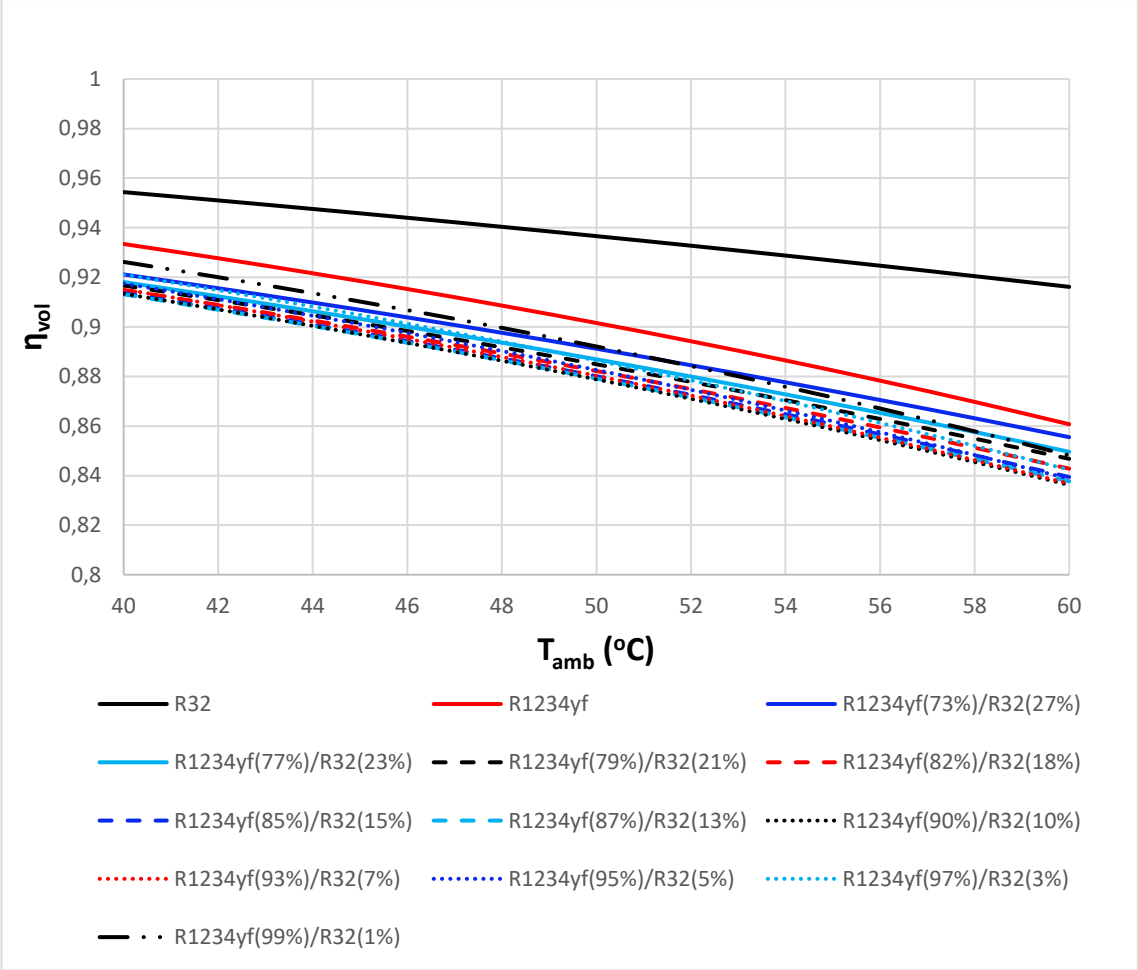
Διάγραμμα 26-Ο λόγος συμπίεσης συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις του μείγματος R1234yf/R32

Στο Διάγραμμα 26 φαίνεται πως το R32 έχει κοντινό λόγο συμπίεσης με το R1234yf. Ωστόσο, αυξανόμενο το ποσοστό του R32 στο μείγμα μέχρι 13%, προκαλεί αύξηση και στο λόγο συμπίεσης όπου και μεγιστοποιείται και στη συνέχεια για συστάσεις του R32 άνω του 15% ο λόγος συμπίεσης μειώνεται αλλά με μικρότερο ρυθμό.



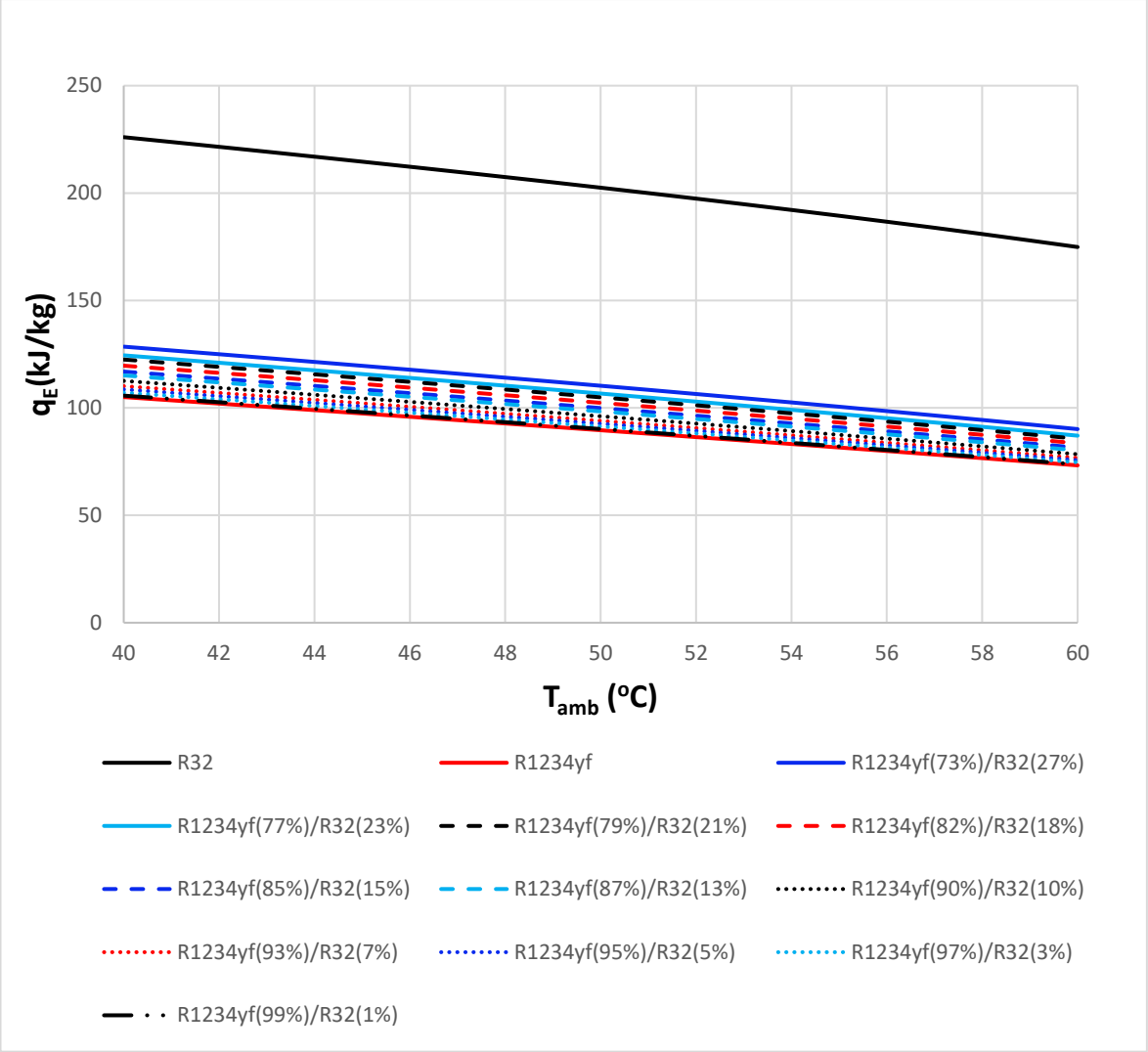
Διάγραμμα 27-Ο ειδικός όγκος στην έξοδο του συμπιεστή συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις του μείγματος R1234yf/R32

Ο ειδικός όγκος στην έξοδο του συμπιεστή σε κύκλο με ψυκτικό μέσο το R32 είναι περίπου ίσος με του R1234yf για χαμηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος, ενώ όσο αυξάνεται η θερμοκρασία του περιβάλλοντος, ο ειδικός όγκος του R32 φτάνει να είναι έως και 16% υψηλότερος του R1234yf. Όσον αφορά τα μείγματα, όσο αυξάνεται το ποσοστό του R32 στο μείγμα, ο ειδικός όγκος στην έξοδο του συμπιεστή μειώνεται με μειούμενο ρυθμό και για ποσοστά του R32 άνω των 13% στο μείγμα, ο v_2 φαίνεται να σταθεροποιείται. Η μέγιστη διαφορά ειδικού όγκου μείγματος από τον ειδικό όγκο του R1234yf, είναι του μείγματος με σύσταση R1234yf(77%)/R32(23%), σε θερμοκρασία περιβάλλοντος 40 ^oC και είναι κατά περίπου 26% μικρότερος. Η συμπεριφορά αυτή του ειδικού όγκου, βρίσκεται σε αντιστοιχία με τη συμπεριφορά του λόγου συμπίεσης, αφού όσο πιο πολύ συμπιέζεται το μέσο, τόσο αυξάνεται η πυκνότητά του, δηλαδή μειώνεται ο ειδικός του όγκος. Σε κάθε περίπτωση μείγματος, ο συμπυκνωτής θα μπορούσε να είναι μικρότερων διαστάσεων από εκείνον σε κύκλωμα με R1234yf. Το μείγμα με το μεγαλύτερο πλεονέκτημα ως προς αυτή τη σκοπιά, είναι το R1234yf(77%)/R32(23%).



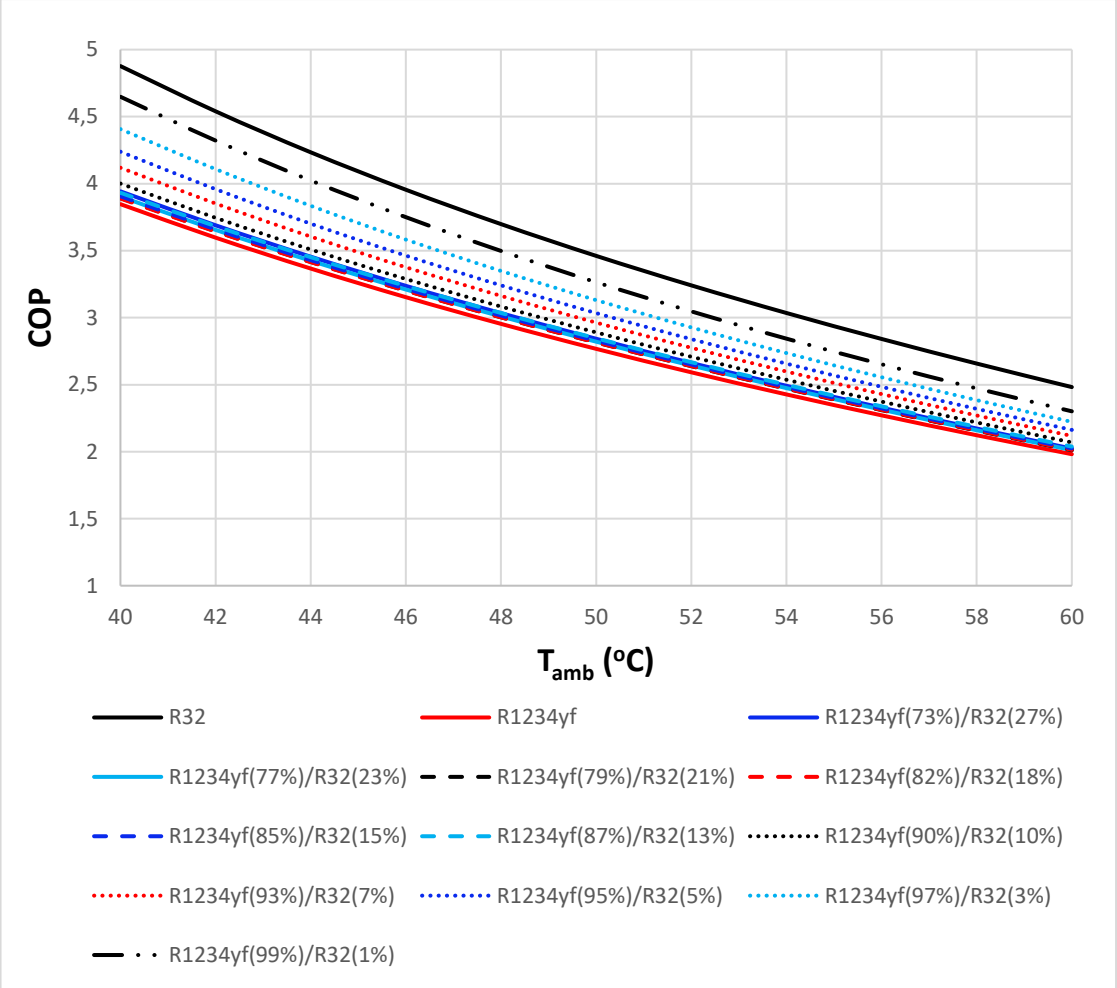
Διάγραμμα 28- Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης του κύκλου συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις του μείγματος R1234yf/R32

Από το Διάγραμμα 28, προκύπτει ότι ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης του κύκλου με R32 είναι αρκετά υψηλός και κυμαίνεται μεταξύ 91,6% και 95,4%, ενώ του κύκλου με R1234yf είναι τουλάχιστον 2 ποσοστιαίες μονάδες χαμηλότερος. Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης των μειγμάτων παρουσιάζει παρόμοια συμπεριφορά με τον ειδικό όγκο στην έξοδο του συμπιεστή, αλλά γενικά η τιμή του μεταξύ των μειγμάτων δεν παρουσιάζει μεγάλες διαφορές. Την μέγιστη διαφορά από τον η_{vol} για κύκλο με R1234yf την παρουσιάζει το μείγμα με σύσταση R1234yf(87%)/R32(13%) και είναι περίπου 2 ποσοστιαίες μονάδες μικρότερο.



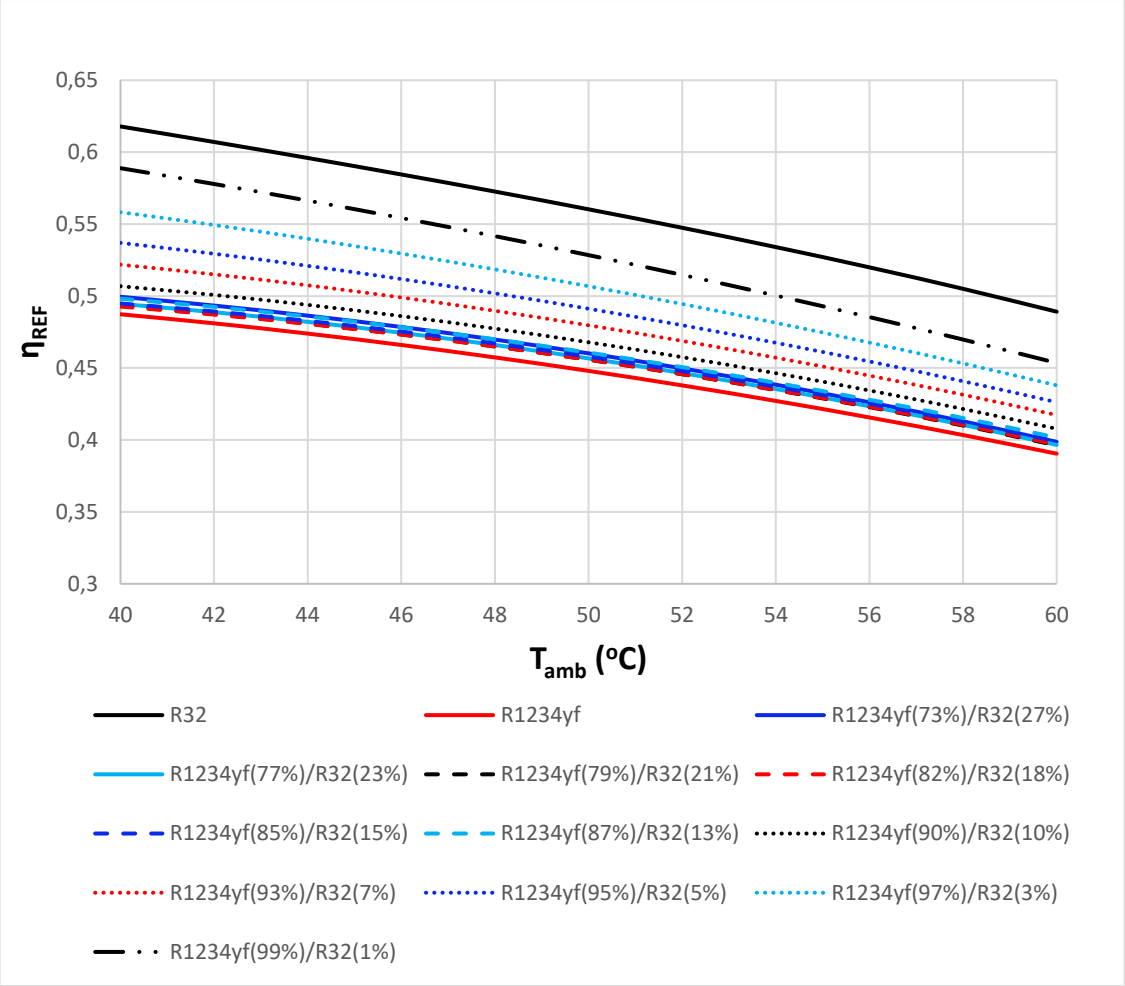
Διάγραμμα 29- Η ειδική ψυκτική ισχύς του κύκλου συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις R1234yf/R32

Σχετικά με την ειδική ψυκτική ισχύ, παρατηρείται από το παραπάνω Διάγραμμα ότι το R32 αποδίδει τη διπλάσια ειδική ψυκτική ισχύ από το R1234yf και φαίνεται πως όσο περισσότερο R32 αυξάνεται στο μείγμα τόσο περισσότερο αυξάνεται και η ειδική ψυκτική ισχύς. Το μείγμα με σύσταση R1234yf(73%)/R32(27%) σε χαμηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος έχει αποδίδει περίπου 25% υψηλότερη ψυκτική ισχύ από το R1234yf.



Διάγραμμα 30-Ο COP του κύκλου συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις του μείγματος R1234yf/R32

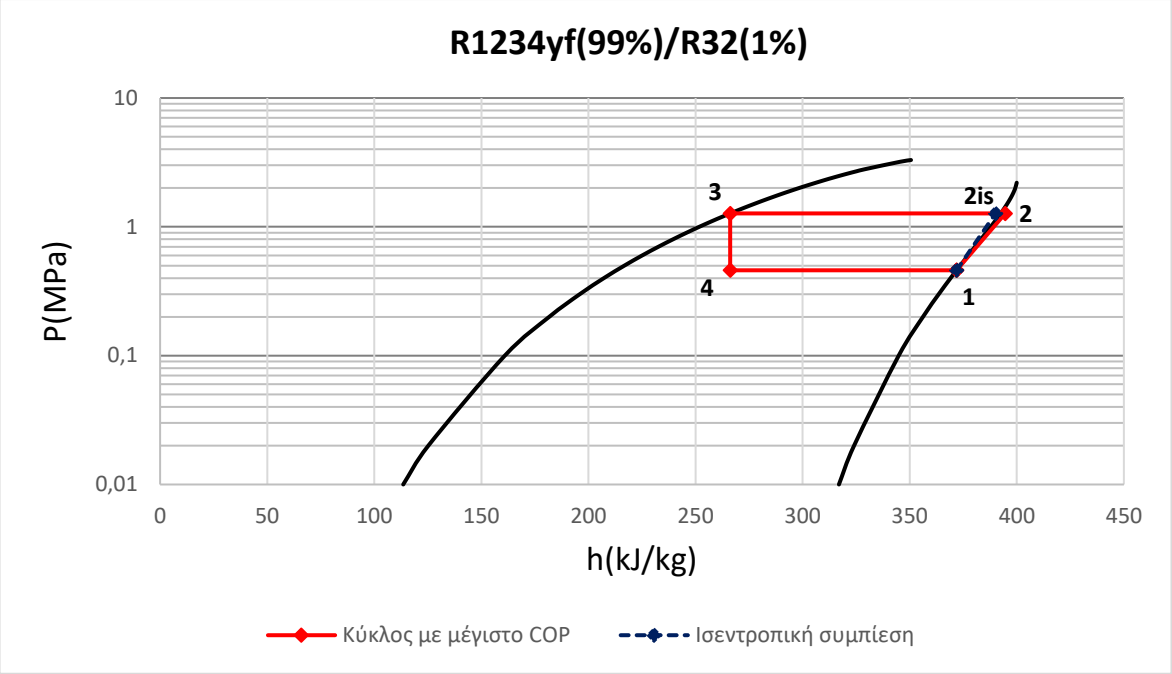
Από το παραπάνω διάγραμμα, φαίνεται ότι το R32 έχει περίπου 25-26% μεγαλύτερο COP από το R1234yf. Δεδομένων των παρατηρήσεων του διαγράμματος ειδικής ισχύος, συμπεραίνεται πως το R32 απαιτεί σαφώς μεγάλυτερο έργο συμπίεσης από το R1234yf. Εν γένει η προσθήκη R32 σε R1234yf βελτίωνει τον COP σε σχέση με αυτόν του R1234yf. Όμως, όσο αυξάνεται το ποσοστό του R1234yf στο μείγμα, αυξάνεται και ο COP του μείγματος. Αυτό εξηγείται από την πρώτη παρατήρηση σχετικά με το παραπάνω Διάγραμμα. Όσο πιο πολύ R32 έχει το μείγμα, τόσο αυξάνονται οι απαιτήσεις έργου συμπίεσης, οπότε η συνεισφορά του στην αύξηση του COP γίνεται όλο και μικρότερη.



Διάγραμμα 31 -Ο βαθμός απόδοσης ψύξης του κύκλου συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις R1234yf/R32

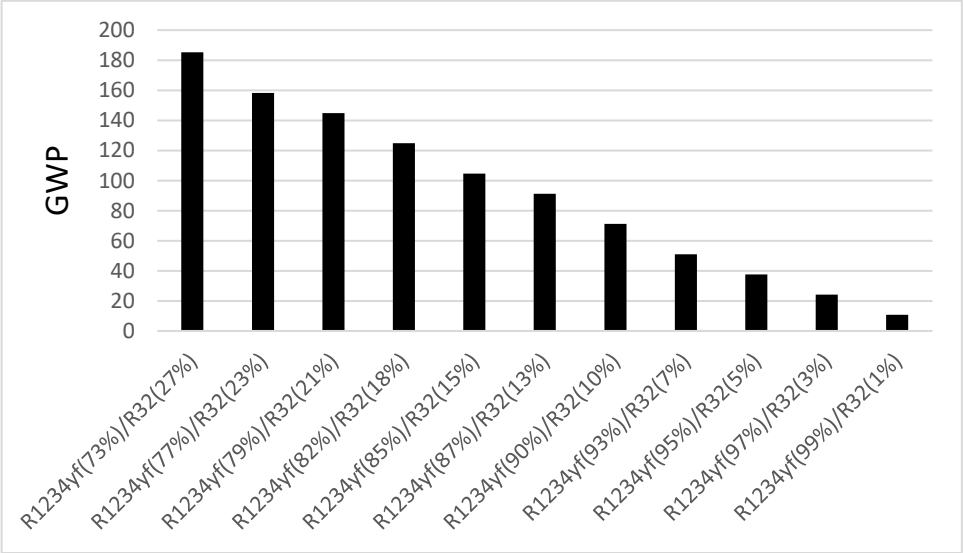
Σύμφωνα με το Διάγραμμα 31, ο βαθμός απόδοσης ψύξης κύκλου με R32 είναι περίπου 10% μεγαλύτερος από έναν με R1234yf. Αντίστοιχα με τους COP, οι η_{REF} των μειγμάτων είναι μεγαλύτεροι από αυτόν του R1234yf αλλά, με την αύξηση του ποσοστού του R32 ο η_{REF} μειώνεται.

Παρακάτω, παρουσιάζεται σε διάγραμμα P-h ο ψυκτικός κύκλος με εργαζόμενο μέσο, το μείγμα που παρουσιάζει τον μέγιστο COP. Αυτό είναι το μείγμα με σύσταση R1234yf(99%)/R32(1%) και σε θερμοκρασία περιβάλλοντος 40°C. Σημειώνεται, πως κοντά στο κρίσιμο σημείο του μείγματος, δεν υπήρχαν δεδομένα για τη μορφή της καμπύλης κορεσμού σε P-h. Γι'αυτό παριστάνονται με συνεχή γραμμή μόνο υπολογισμένα σημεία και το εύρος για το οποίο δεν υπάρχουν δεδομένα παραμένει κενό. Αυτό ισχύει και για τα αντίστοιχα διαγράμματα των άλλων δύο μειγμάτων που ακολουθούν.



Διάγραμμα 32-Ο ψυκτικός κύκλος του μείγματος R1234yf/R32 με τον μεγαλύτερο COP σε θερμοκρασία περιβάλλοντος 40°C

Το σημείο 2is του κύκλου, βρίσκεται εντός της διφασικής περιοχής, ενώ το σημείο 2 βρίσκεται οριακά στην περιοχή υπέρθερμου ατμού. Αυτό βελτιώνεται με υπερθέρμανση στην έξοδο του ατμοποιητή. Για τον σκοπό του κεφαλαίου αυτού, δεν κρίθηκε αναγκαία η εφαρμογή υπερθέρμανσης, δεδομένου ότι το σημείο 2 δεν βρίσκεται στον κορεσμό ή τη διφασική περιοχή και έχοντας λάβει υπόψη πως σε πραγματικές συνθήκες το σημείο 2 θα είχε υψηλότερη ενθαλπία από αυτή του διαγράμματος, λόγω των μηχανικών απωλειών του συμπιεστή.

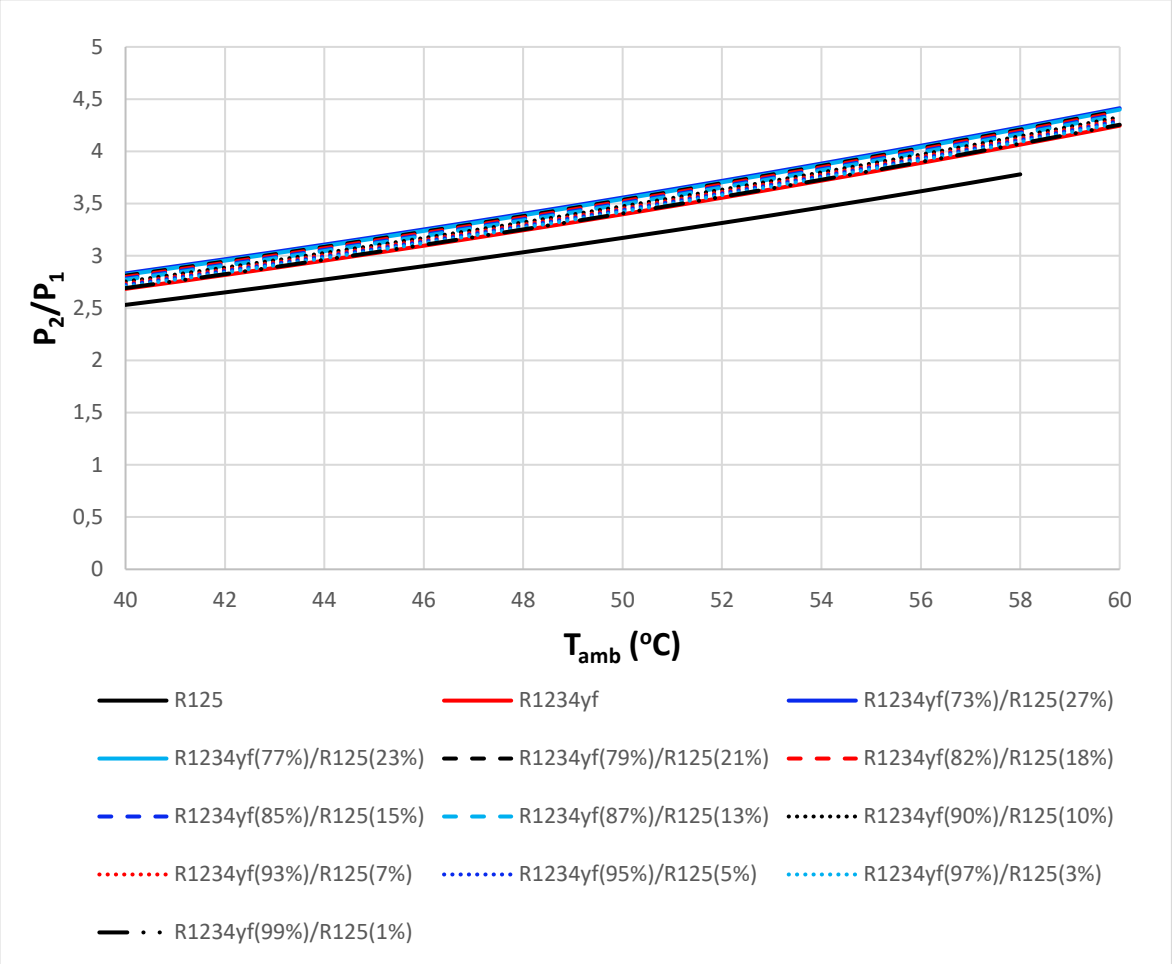


Διάγραμμα 33-Ο GWP των μειγμάτων R1234yf/R32

Στο Διάγραμμα 33 παρουσιάζεται για κάθε σύσταση, ο GWP του μείγματος. Παρατηρείται ότι για ποσοστό του R32 από 23% και άνω, ο GWP του μείγματος ξεπερνάει τα επιτρεπτά όρια για ψυκτικό μέσο σε κλιματισμό αυτοκινήτου, οπότε δεν παρουσιάζουν μεγάλο ενδιαφέρον. Αυτό όμως δεν είναι μεγάλο πρόβλημα, αφού ο COP του μείγματος, μειώνεται με την αύξηση του ποσοστού του R32 στο μείγμα.

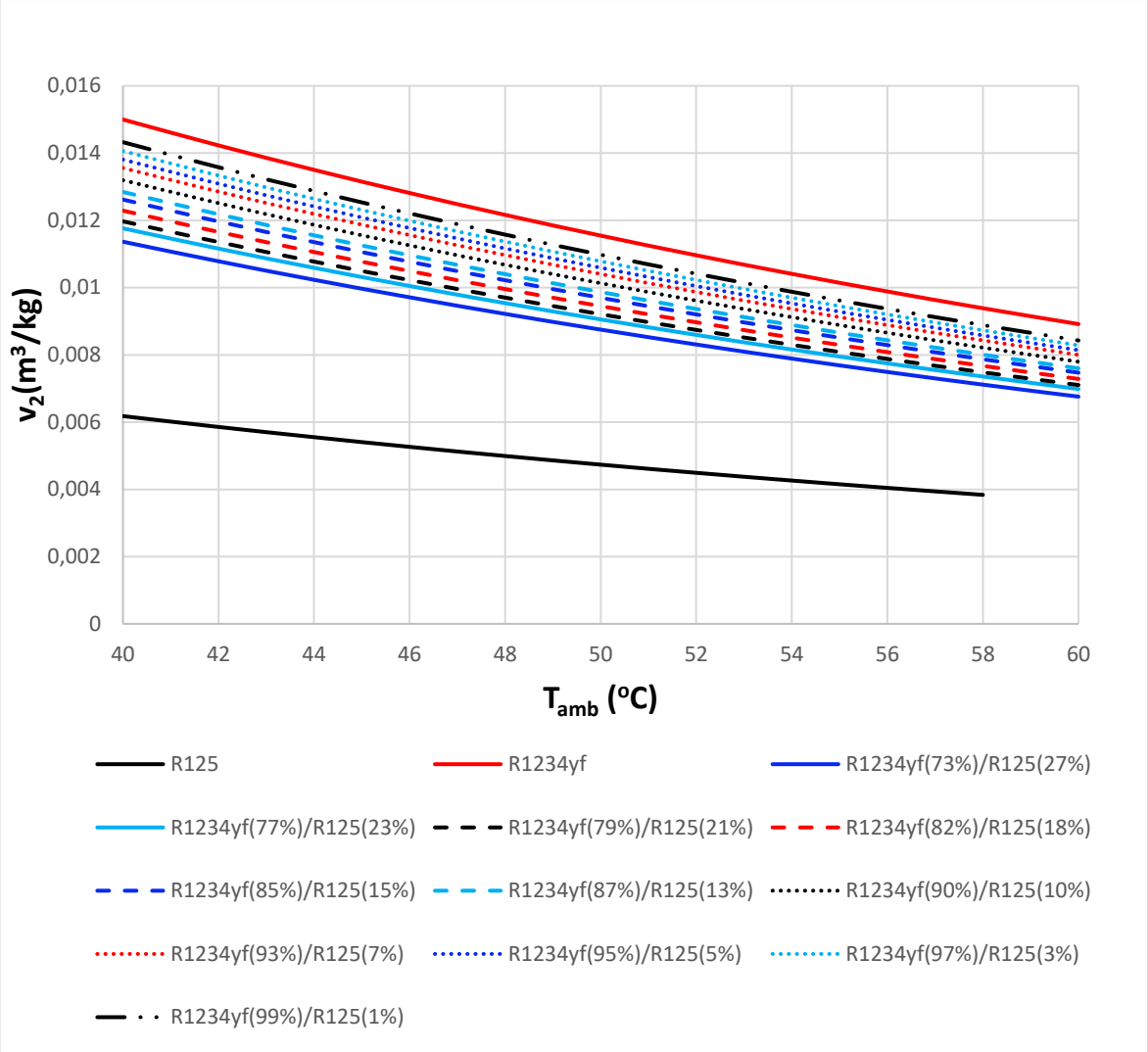
5.2 R1234yf/R125

Σε αυτήν την παράγραφο παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που προέκυψαν κατά τους υπολογισμούς για τις διάφορες συστάσεις μείγματος R1234yf/R125.



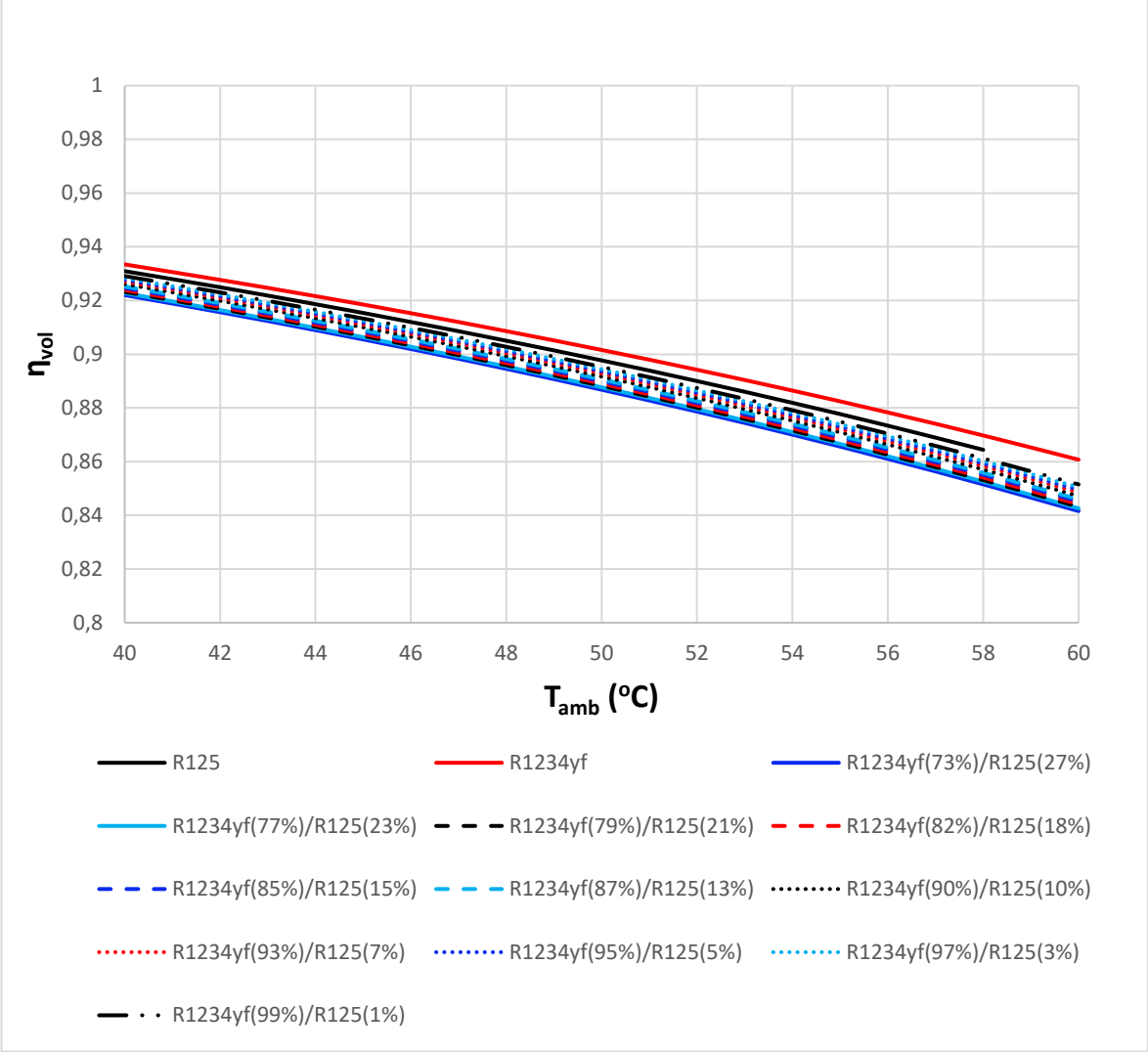
Διάγραμμα 34-Ο λόγος συμπίεσης συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις μείγματος R1234yf/R125

Στο Διάγραμμα 34, φαίνεται ότι ο λόγος συμπίεσης που απαιτείται για κύκλο με εργαζόμενο μέσο το R1234yf είναι λίγο μεγαλύτερος από αυτόν με R125. Όσο αυξάνεται το ποσοστό του R125 στο μείγμα, ο λόγος συμπίεσης γενικά αυξάνεται αλλά η τιμή του παραμένει κοντά σε αυτή του R1234yf.



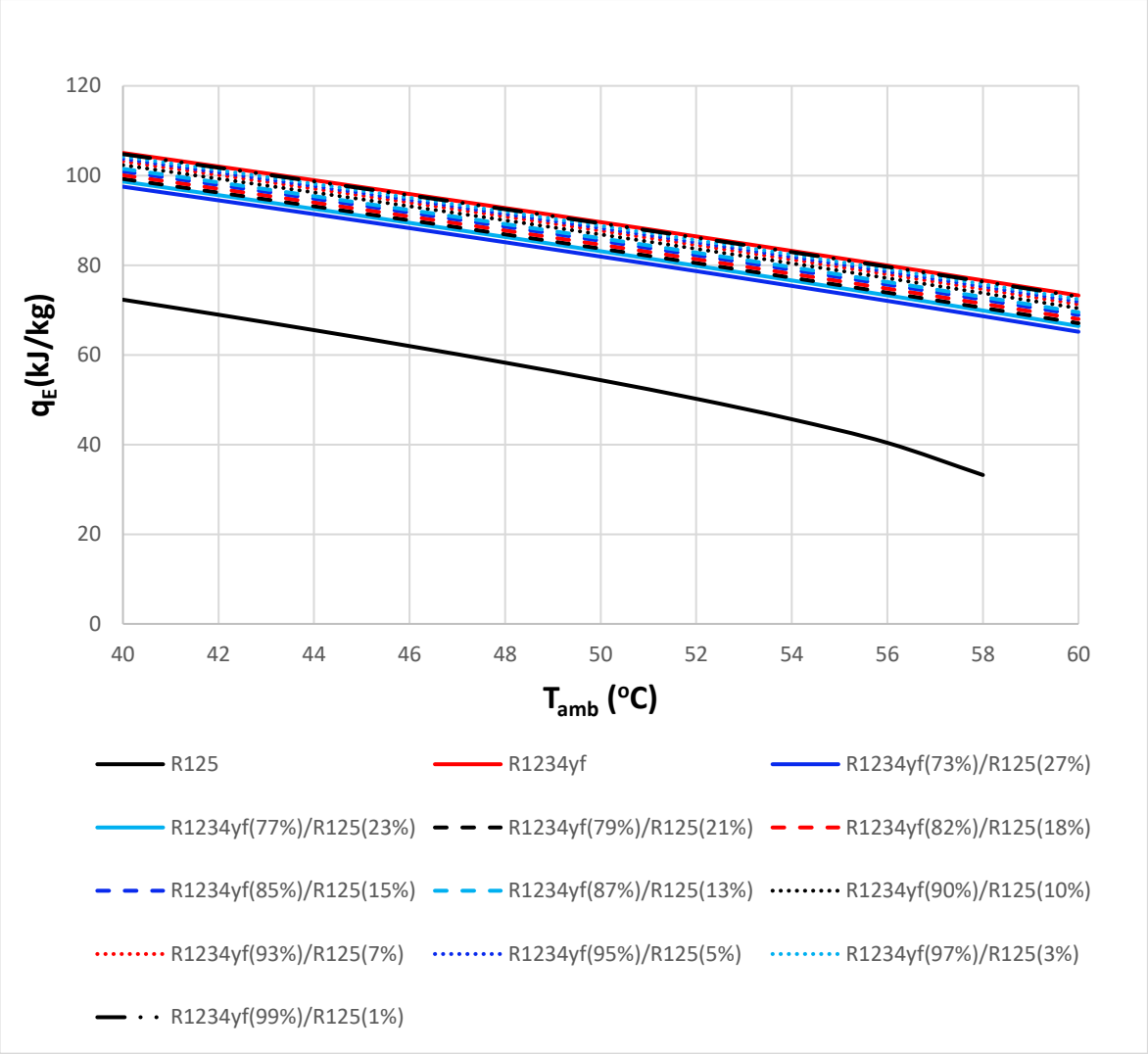
Διάγραμμα 35- Ο ειδικός όγκος στην έξοδο του συμπιεστή συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις μείγματος R1234yf/R125

Από το παραπάνω Διάγραμμα, φαίνεται ο ειδικός όγκος του R1234yf είναι περίπου 2,5 φορές μεγαλύτερος από αυτόν του R125. Σημειώνεται πως για κύκλο με R125 δε γινόταν να υπολογιστεί ψυκτικός κύκλος, καθώς η θερμοκρασία των 67°C που απαιτείται σε θερμοκρασία περιβάλλοντος 60 °C υπερβαίνει την κρίσιμη θερμοκρασία του μέσου (66 °C). Όσον αφορά το μείγμα, όσο αυξάνεται το ποσοστό του R125 στο μείγμα, μειώνεται ο ειδικός όγκος του και η μέγιστη απόκλιση του ειδικού όγκου του μείγματος από αυτόν του R1234yf , είναι περίπου 20% χαμηλότερος. Επομένως, η ανάμιξη του R1234yf με το R125 προσφέρει, όπως και το R32, τη δυνατότητα χρήσης μικρότερου συμπυκνωτή. Στην περίπτωση του συγκεκριμένου ζεύγους ουσιών, τη μεγαλύτερη βελτίωση τη δίνει το μείγμα R1234yf(73%)/R125(27%).



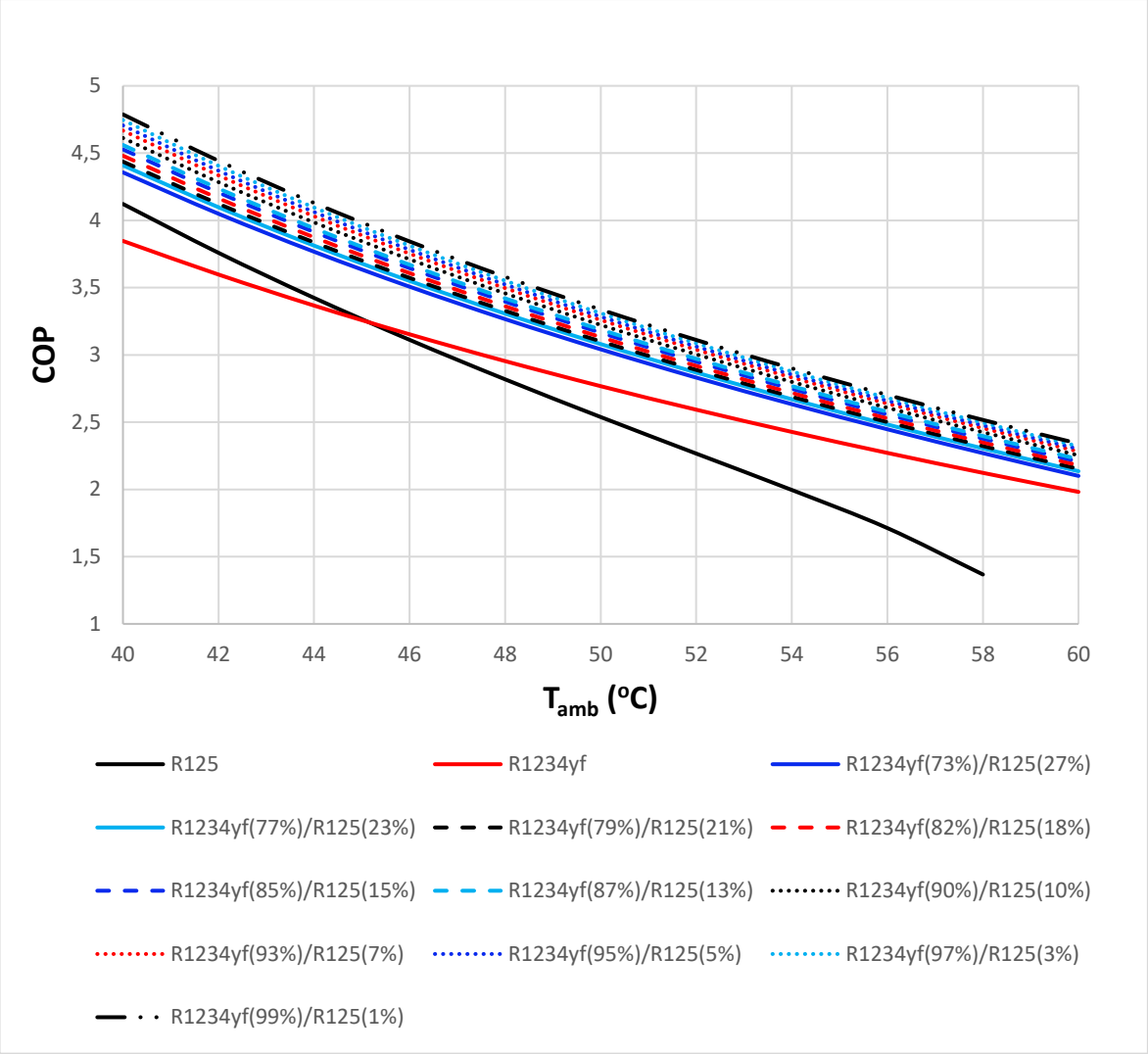
Διάγραμμα 36- Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις μείγματος R1234yf/R125

Όπως φαίνεται παραπάνω, ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης μειώνεται σημαντικά με την αύξηση της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος (έως και 8%), ωστόσο δεν μειώνεται πάνω από 2% με την αλλαγή της σύστασης του μείγματος. Αυτό πιθανόν συμβαίνει, επειδή οι δύο καθαρές ουσίες που αποτελούν το μείγμα έχουν σχεδόν ίδια τιμή ογκομετρικού βαθμού απόδοσης.



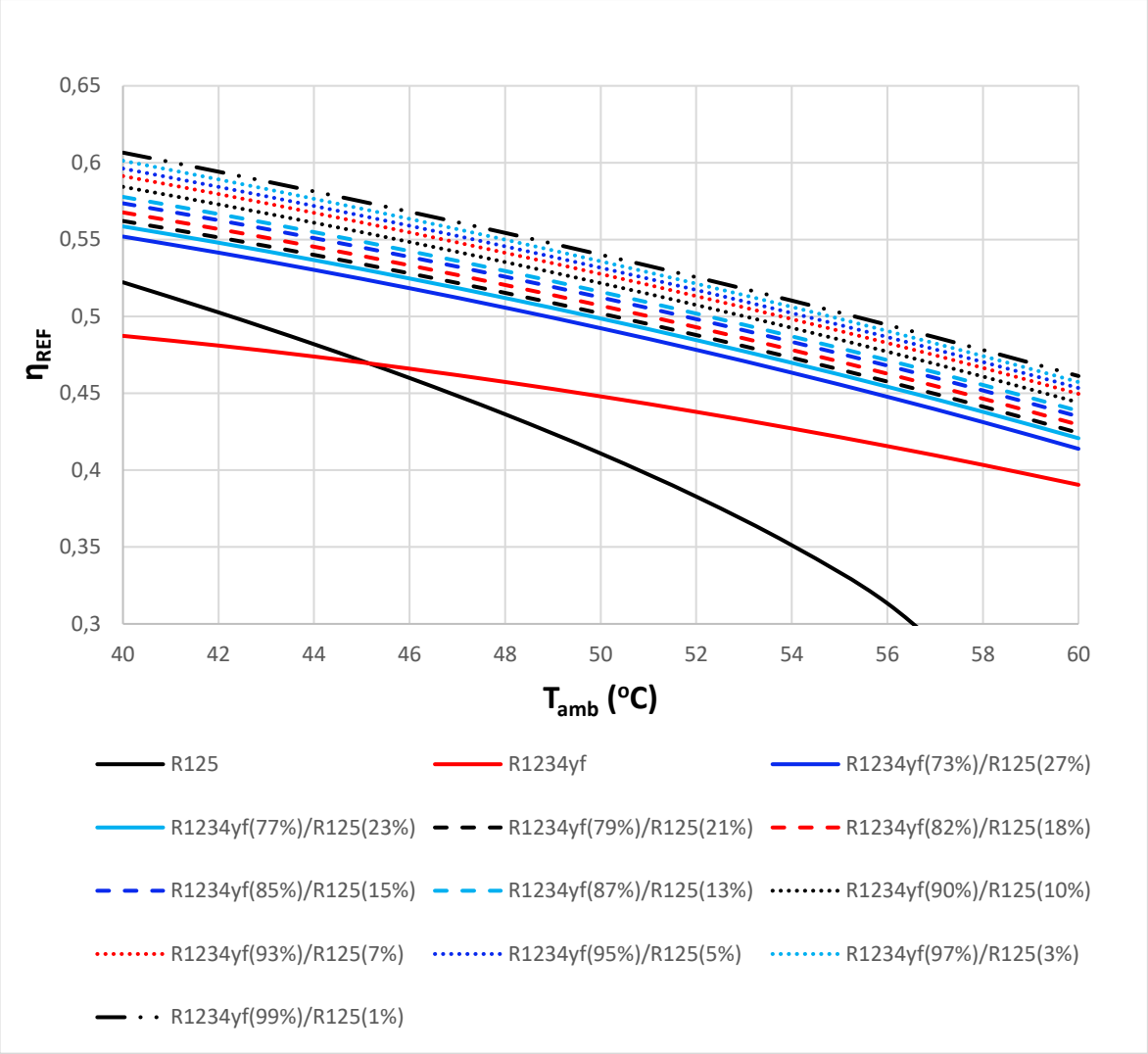
Διάγραμμα 37- Η ειδική ψυκτική ισχύς συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις μείγματος R1234yf/R125

Η χαμηλή ψυκτική ισχύς του R125, σύμφωνα με το Διάγραμμα 37, οδηγεί σε μείωση της ψυκτικής ισχύος του μείγματος όσο αυξάνεται το ποσοστό του στο μείγμα. Στο Διάγραμμα 38 όμως, παρατηρείται πως ο COP των μειγμάτων ξεπερνά αισθητά αυτών, των καθαρών ουσιών. Αυτό οδηγεί στο συμπέρασμα ότι το καταναλισκόμενο έργο συμπίεσης σε κύκλο με R125, ως εργαζόμενο μέσο, είναι σαφώς μικρότερο αυτού του κύκλου με R1234yf. Παρατηρώντας, ότι το μείγμα με σύσταση R1234yf(99%)/R125(1%) αποδίδει ειδική ψυκτική ισχύ, σχεδόν ίση με το R1234yf, ενώ ταυτόχρονα έχει COP έως και 26,3% μεγαλύτερο από το R1234yf, διαπιστώνεται ότι, από τη σκοπιά της απόδοσης, είναι πολύ καλός αντικαταστάτης του R1234yf .

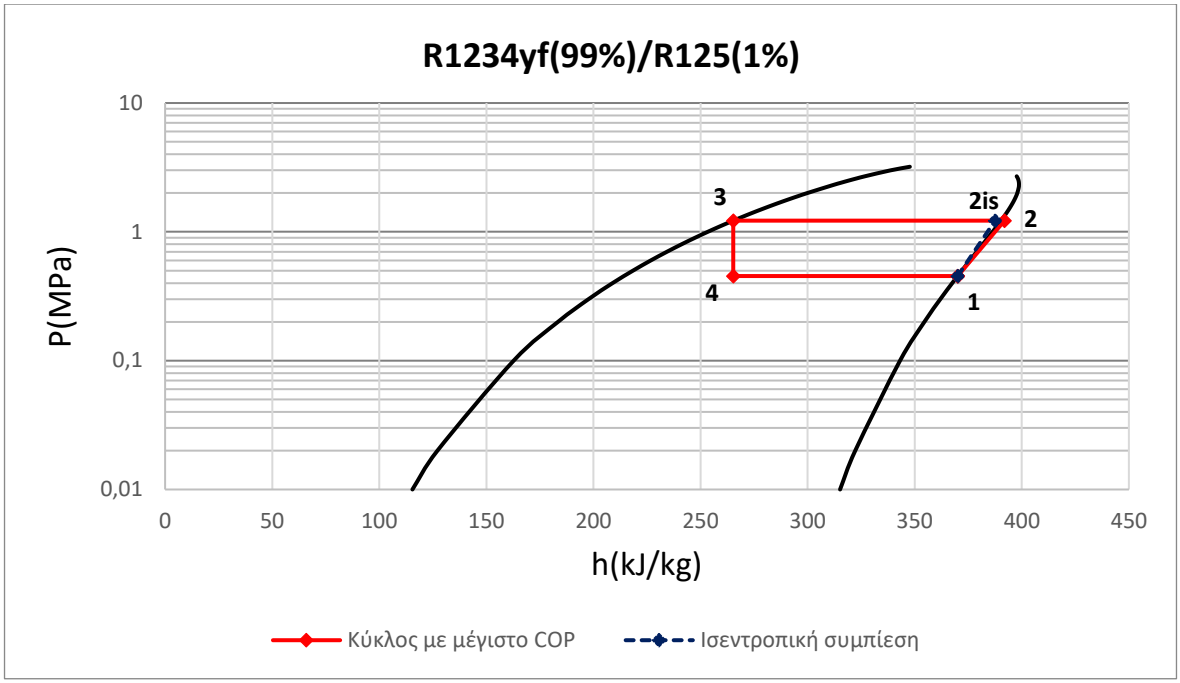


Διάγραμμα 38- Ο COP συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις μείγματος R1234yf/R125

Σε συνέχεια της προηγούμενης παρατήρησης, συνδυάζοντας και τις πληροφορίες που προκύπτουν από το Διάγραμμα 39, ενισχύεται το πλεονέκτημα του μείγματος R1234yf(99%)/R125(1%) έναντι και των καθαρών ουσιών, αλλά και έναντι των υπόλοιπων μειγμάτων, αφού επιτυγχάνει έως 15% μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης ψύξης. Άρα είναι πιο κοντά στον ιδανικό κύκλο.

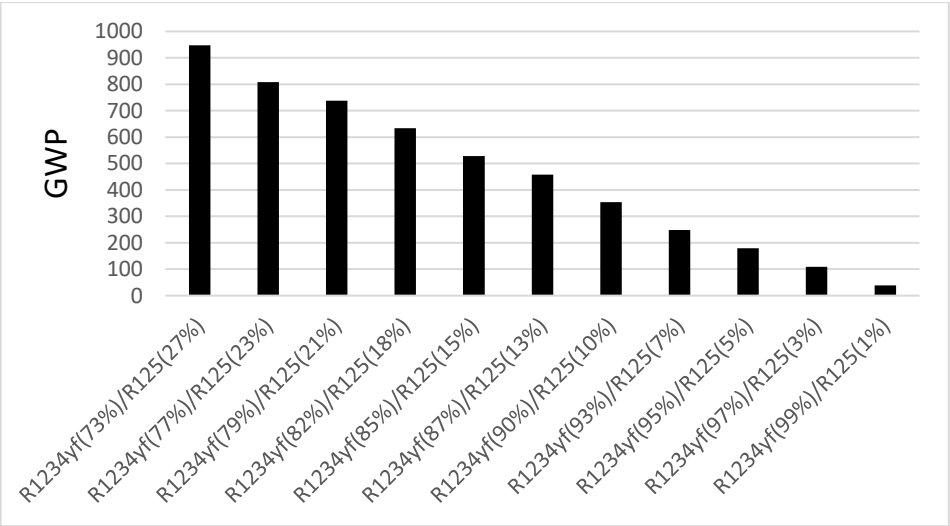


Διάγραμμα 39- Ο βαθμός απόδοσης ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις μείγματος R1234yf/R125



Διάγραμμα 40- Ο ψυκτικός κύκλος του μείγματος R1234yf/R125 με τον μεγαλύτερο COP σε θερμοκρασία περιβάλλοντος 40°C

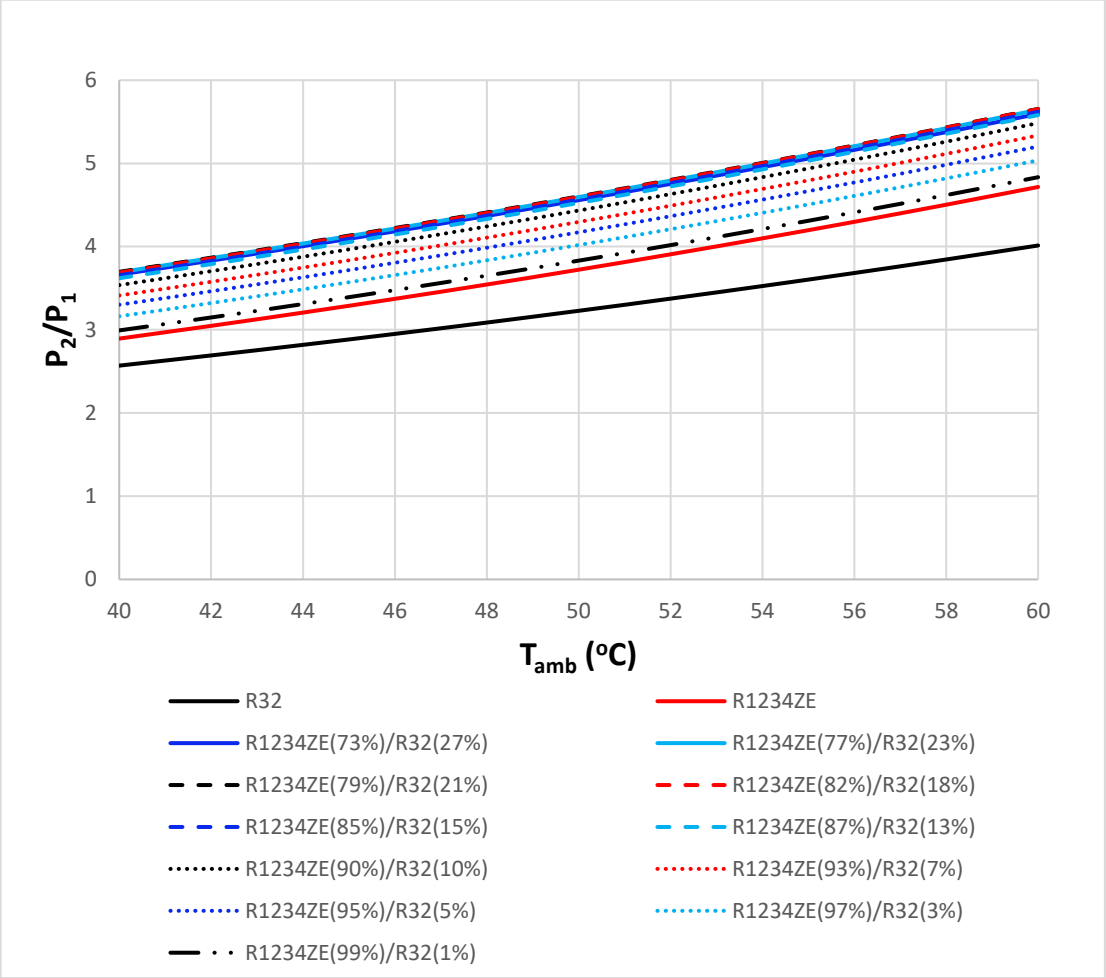
Οι παρατηρήσεις που έγιναν για το αντίστοιχο διάγραμμα μείγματος R1234yf/R32, ισχύουν και για το Διάγραμμα 40. Σχετικά με το Διάγραμμα 41, παρατηρείται ότι το GWP του R125 είναι τόσο μεγάλο που γρήγορα το μείγμα, ήδη από 10% κατά μάζα περιεκτικότητα σε R125 φτάνει στη μεσαία κατηγορία GWP, σύμφωνα με τον Πίνακα 1 . Μόνο τα μείγματα R1234yf(99%)/R125(1%) και R1234yf(97%)/R125(3%) έχουν GWP, εντός αποδεκτών ορίων από τη νομοθεσία για κλιματισμό αυτοκινήτου, εκ των οποίων το πρώτο θεωρείται πολύ χαμηλό (39-λίγο πιο πάνω από το άνω όριο της κατηγορίας "Πάρα πολύ χαμηλό") ενώ το δεύτερο θεωρείται χαμηλό (109). Επομένως, το R1234yf(99%)/R125(1%), είναι μια ικανοποιητική επιλογή, για βελτίωση της απόδοσης σε σχέση με το R1234yf δεδομένου του πολύ χαμηλού GWP που έχει.



Διάγραμμα 41- Ο GWP των μειγμάτων R1234yf/R125

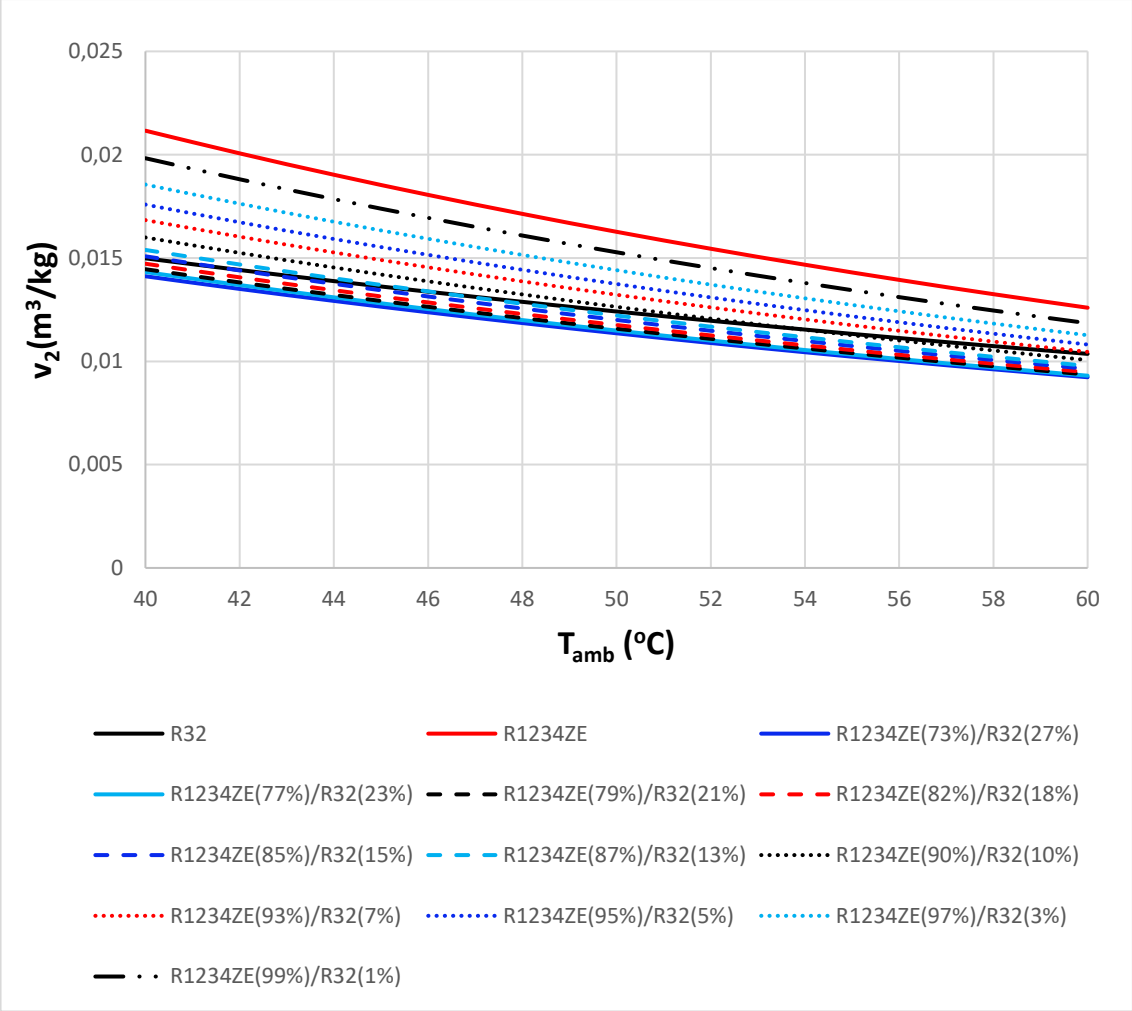
5.3 R1234ZE(E)/R32

Τα αποτελέσματα των υπολογισμών που αφορούν τις διάφορες συστάσεις του μείγματος R1234ZE(E)/R32, παρουσιάζεται παρακάτω. Σημειώνεται ότι στην υπόλοιπη παράγραφο το R1234ZE(E), αναγράφεται ως "R1234ZE" , μιας και δεν εξετάζεται άλλη σύσταση του R1234ZE για να υπάρχει σύγχυση.



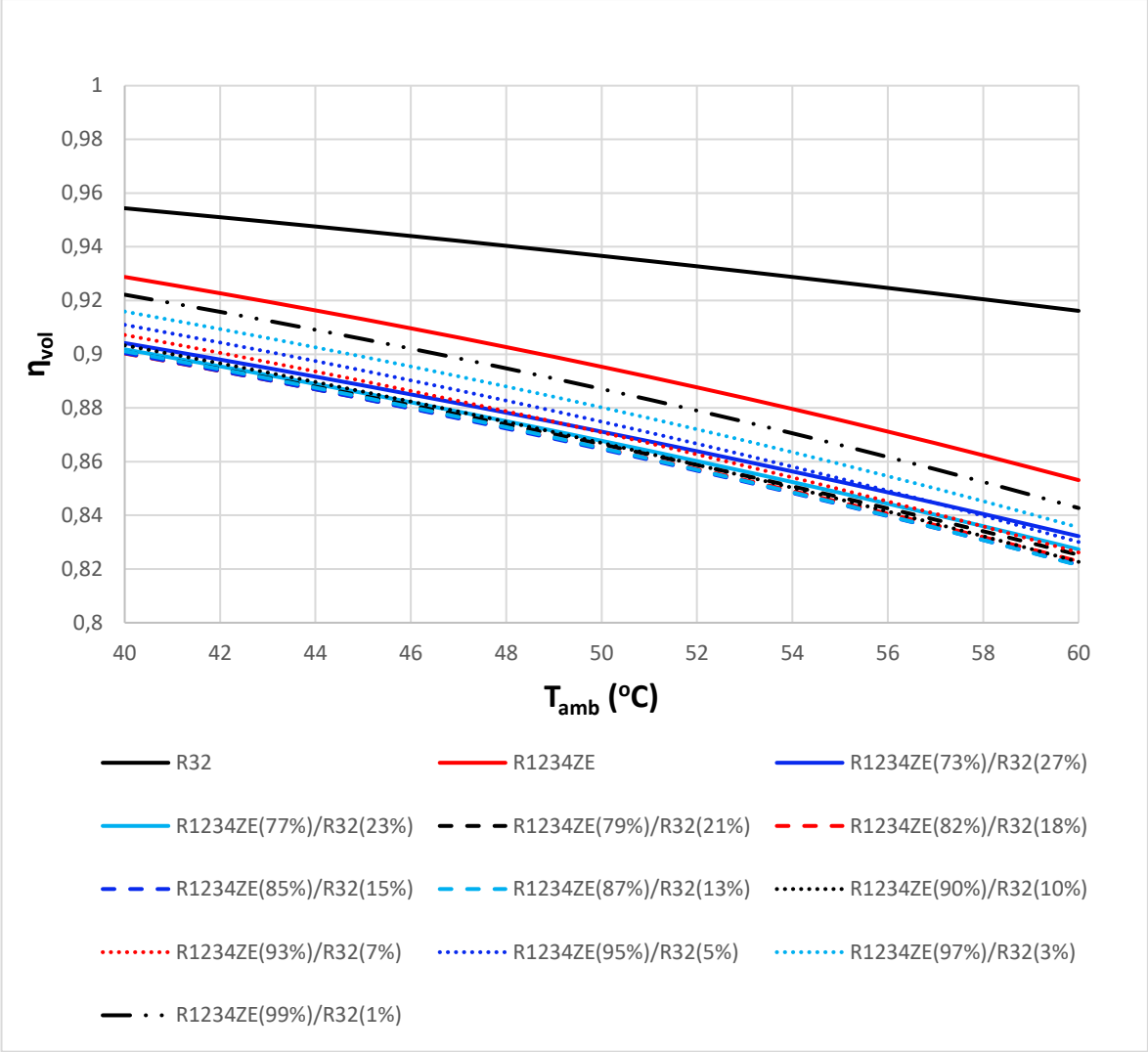
Διάγραμμα 42- Ο λόγος συμπίεσης συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις μείγματος R1234ZE/R32

Στο παραπάνω Διάγραμμα, γίνεται εμφανές ότι παρά του ότι το R32 χρειάζεται μικρότερο λόγο συμπίεσης έναντι του R1234ZE, στα μείγματα όσο περισσότερο είναι το ποσοστό του R32, τόσο μεγαλύτερος είναι ο λόγος συμπίεσης μέχρι το 13% κατά μάζα R32. Για μεγαλύτερο ποσοστό του R32 στο μείγμα, ο λόγος πίεσης δείχνει να σταθεροποιείται.



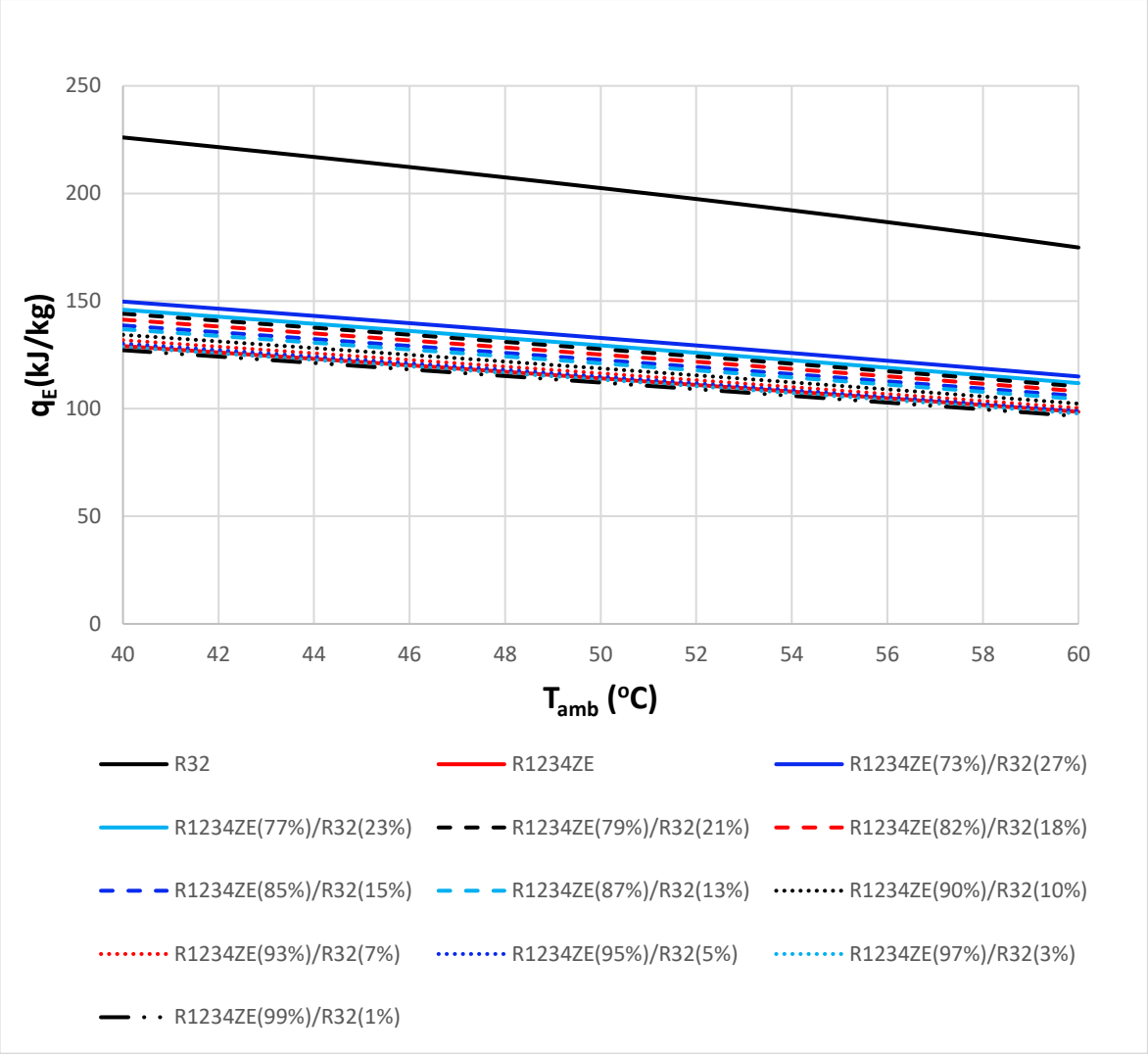
Διάγραμμα 43- Ο ειδικός όγκος στην έξοδο του συμπιεστή συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις μείγματος R1234ZE/R32

Ο ειδικός όγκος στην έξοδο του συμπιεστή για κύκλο με εργαζόμενο μέσο το R1234ZE είναι περίπου 33% μεγαλύτερη από του κύκλου με R32. Αυξανομένου του ποσοστού του R32 στο μείγμα, ο v_2 μειώνεται. Για ποσοστό R32 μεγαλύτερο του 13% στο μείγμα, ο v_2 πέφτει πιο χαμηλά από αυτόν του R32 ειδικά για υψηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος. Για άλλη μια φορά λοιπόν, φαίνεται ότι η πρόσμιξη του R32 σε ολεφίνη και συγκεκριμένα στο R1234ZE βελτιώνει τα χαρακτηριστικά του μέσου, ώστε να χρειάζεται μικρότερο εναλλάκτη. Άρα, όπως φαίνεται και στο Διάγραμμα, στην περίπτωση αυτή τα R1234ZE(77%)/R32(23%) και R1234ZE(73%)/R32(27%) είναι προτιμότερα μείγματα ως προς αυτό το χαρακτηριστικό.



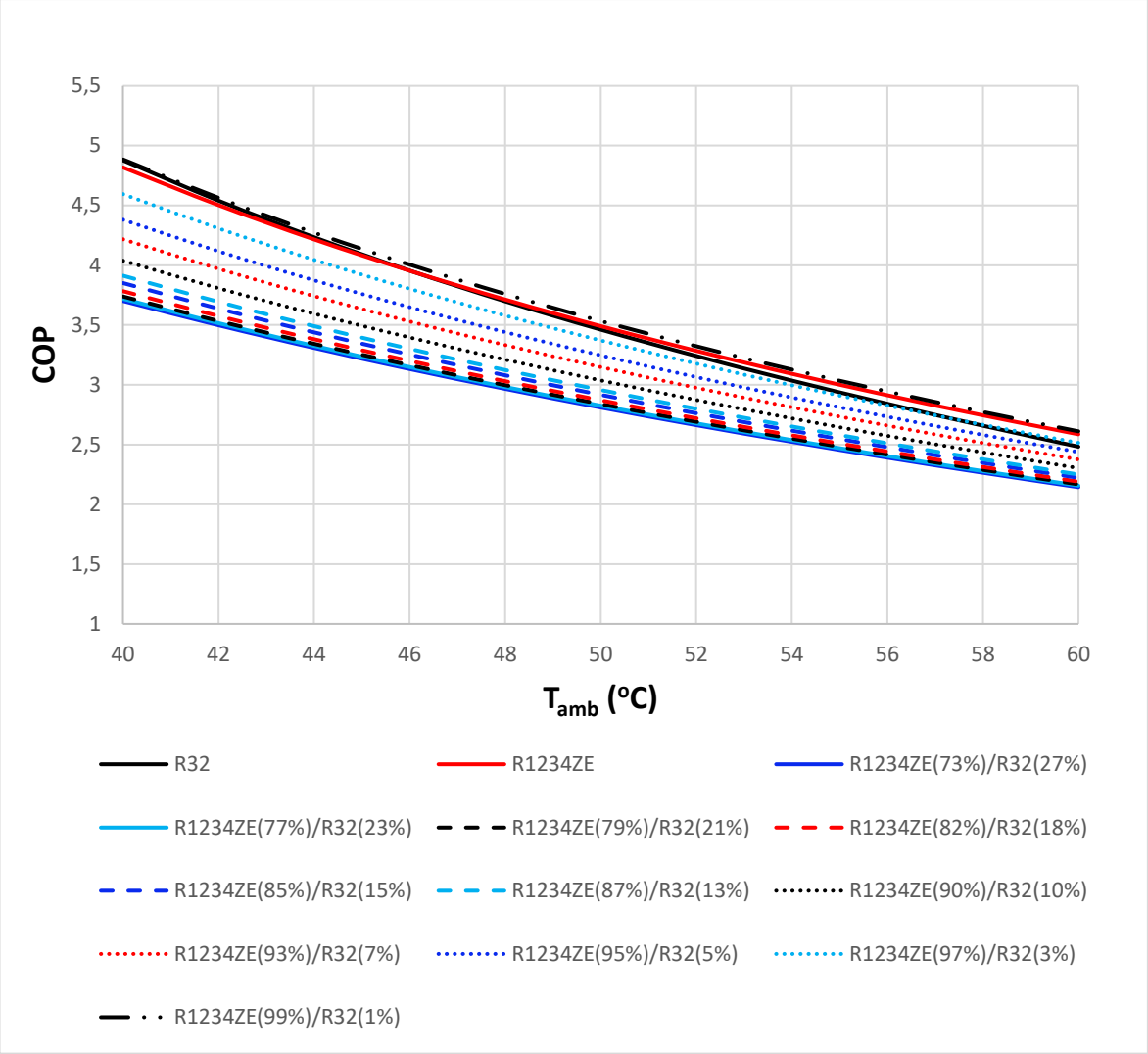
Διάγραμμα 44- Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις μείγματος R1234ZE/R32

Το R32 έχει υψηλό ογκομετρικό βαθμό απόδοσης, 4-6 ποσοστιαίες μονάδες μεγαλύτερο από αυτόν του R1234ZE. Γενικά, όσο μειώνεται ο ειδικός όγκος στην έξοδο του συμπιεστή συναρτήσει της σύστασης του μείγματος σε R32, μειώνεται αντίστοιχα κι ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης.

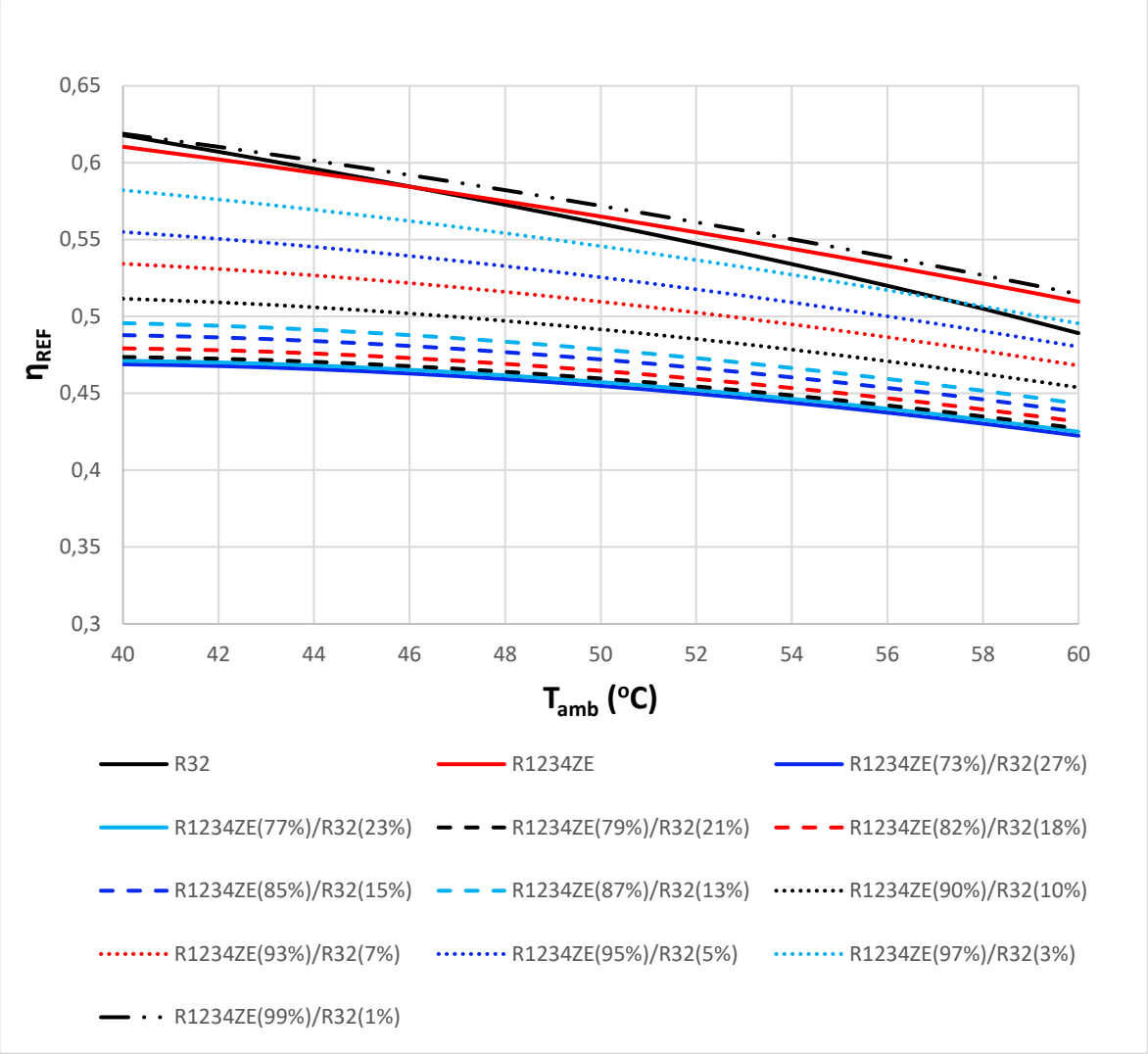


Διάγραμμα 45- Η ειδική ψυκτική ισχύς συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις μείγματος R1234ZE/R32

Το R32, όπως φαίνεται και στο Διάγραμμα 45, αποδίδει 1,5 φορά μεγαλύτερη ειδική ψυκτική ισχύ από το. Όπως είναι λογικό, όσο αυξάνεται το ποσοστό του R32 στο μείγμα, τόσο περισσότερο αυξάνεται η ειδική ψυκτική ισχύς του μείγματος. Στο Διάγραμμα 46 όμως παρατηρείται πως ο COP του R32 είναι περίπου ίδιος με αυτόν του R1234ZE, που σημαίνει ότι το καταναλισκόμενο έργο συμπίεσης για το R32 είναι μεγάλο κι έτσι αναιρείται το πλεονέκτημα του έναντι του R1234ZE. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα ο συνδυασμός των δύο, αυτών, καθαρών ουσιών να έχει μικρότερο COP, απ' ότι αν χρησιμοποιούνταν οι δύο ουσίες μεμονωμένα ως ψυκτικά μέσα.

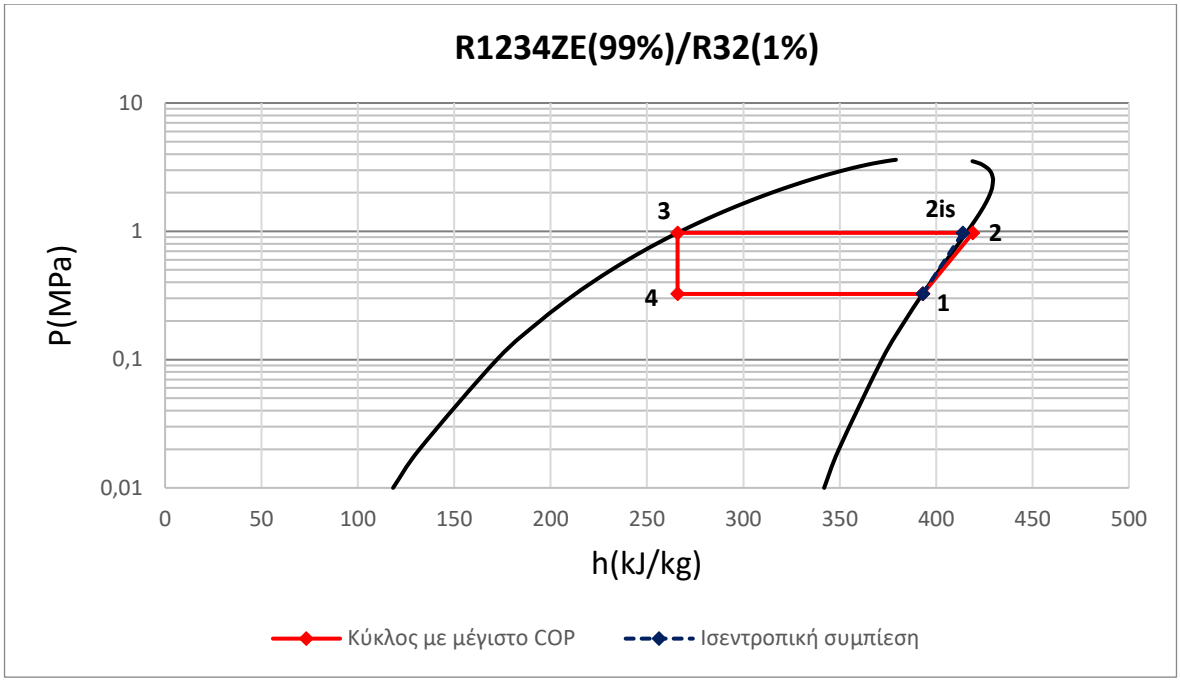


Διάγραμμα 46- Ο COP συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις μείγματος R1234ZE/R32



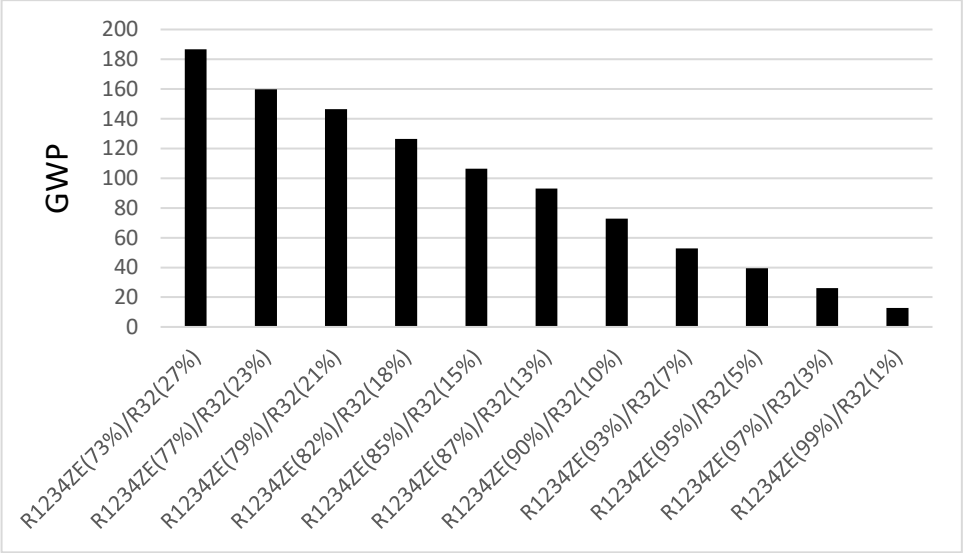
Διάγραμμα 47- Ο βαθμός απόδοσης ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις μείγματος R1234ZE/R32

Αντίστοιχα με τον COP, επηρεάζεται και ο βαθμός απόδοσης ψύξης, εκτός της περίπτωσης του μείγματος R1234ZE(99%)/R32(1%), ο οποίος έχει ελάχιστα καλύτερο βαθμό απόδοσης ψύξης από το R1234ZE.



Διάγραμμα 48- Ο ψυκτικός κύκλος του μείγματος R1234ZE/R32 με τον μεγαλύτερο COP σε θερμοκρασία περιβάλλοντος 40°C

Από το Διάγραμμα 49, συμπεραίνεται ότι για ποσοστό R32 μέχρι και 21%, τα μείγματα ανήκουν στο επιτρεπόμενο εύρος τιμών GWP, για κλιματισμούς αυτοκινήτων.

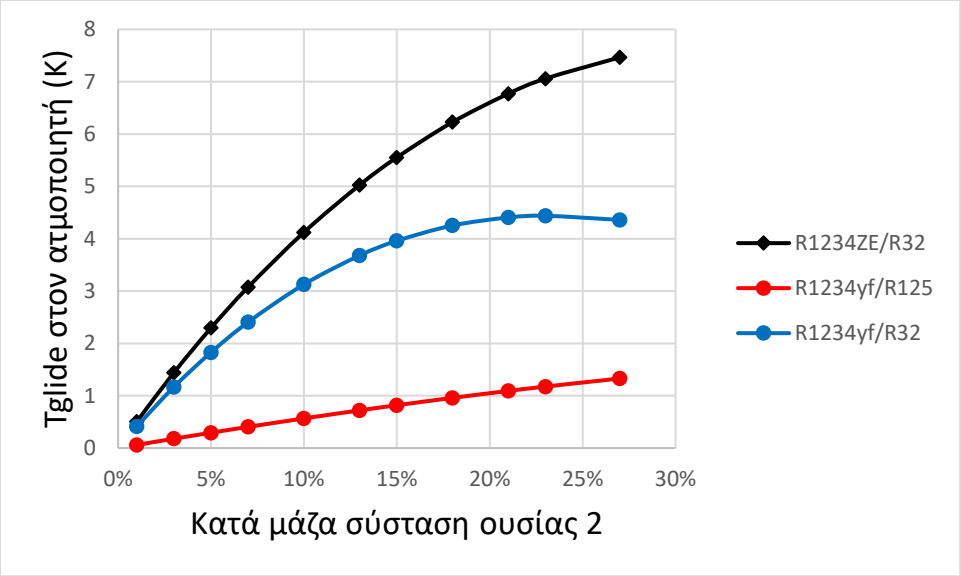


Διάγραμμα 49- Ο GWP των μειγμάτων R1234ZE/R32

5.4 Συγκριτικά αποτελέσματα

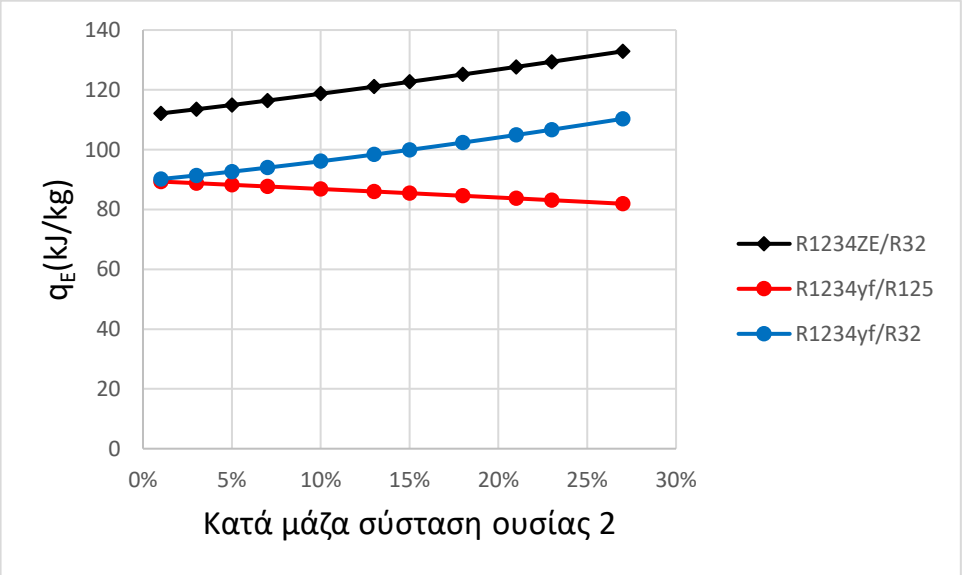
Στην παράγραφο αυτή, θα γίνει άμεση σύγκριση μεταξύ των τριών μειγμάτων σε διαγράμματα με άξονα τετμημένων την κατά μάζα σύσταση της δεύτερης ουσίας όπως αυτή ορίζεται στον Πίνακα 14, για θερμοκρασία συμπύκνωσης 57°C (T_{amb}=50 °C).

Παρουσιάζεται πρώτα η θερμοκρασιακή ολίσθηση στον ατμοποιητή, η οποία είναι σημαντική, καθώς είναι προτιμότερα τα σχεδόν αζεότροπα μείγματα. Δηλαδή, μείγματα που κατά την ισόθλιπτη θέρμανση μεταξύ κορεσμένης υγρής φάσης και κορεσμένης ατμώδους φάσης, δεν μεταβάλλουν τη θερμοκρασία τους, όπως οι καθαρές ουσίες.



Διάγραμμα 50-Θερμοκρασιακή ολίσθηση στον ατμοποιητή συναρτήσει της κατά μάζα σύστασης ουσίας 2 για θερμοκρασία περιβάλλοντος 50ºC

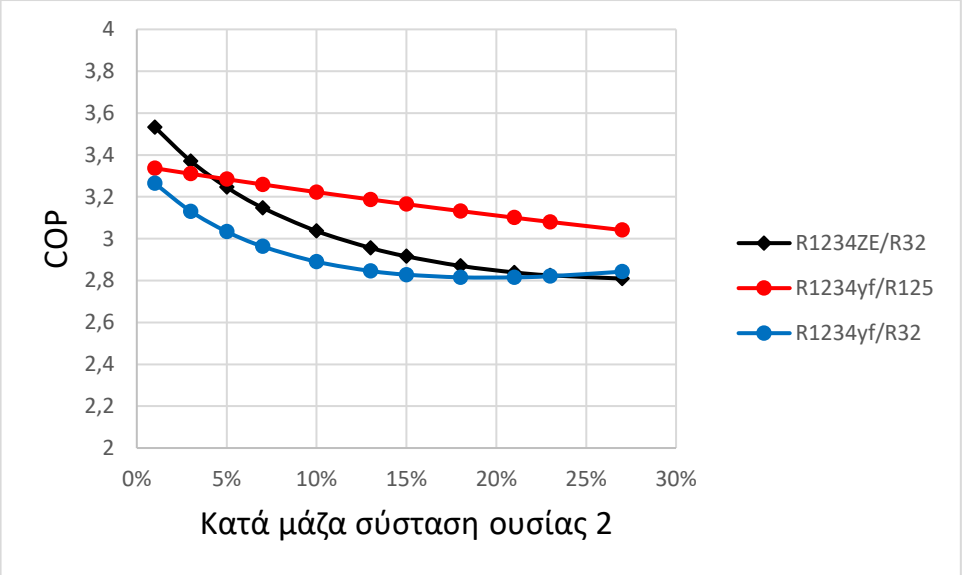
Είναι λογικό, όπως φαίνεται και στο Διάγραμμα 50 για πολύ μικρές συστάσεις της δεύτερης ουσίας, τα μείγματα να συμπεριφέρονται σχεδόν αζεοτροπικά. Το μείγμα R1234yf/R125 παρουσιάζει σχεδόν αζεοτροπική συμπεριφορά, σε όλες τις συστάσεις που εξετάστηκαν. Τα μείγματα με R32 φαίνονται πιο επιρρεπή στη ζεοτροπική συμπεριφορά και ειδικά η ανάμιξη του με το R1234ZE.



Διάγραμμα 51- Η ειδική ψυκτική ισχύς συναρτήσει της κατά μάζα σύστασης ουσίας 2 για θερμοκρασία περιβάλλοντος 50ºC

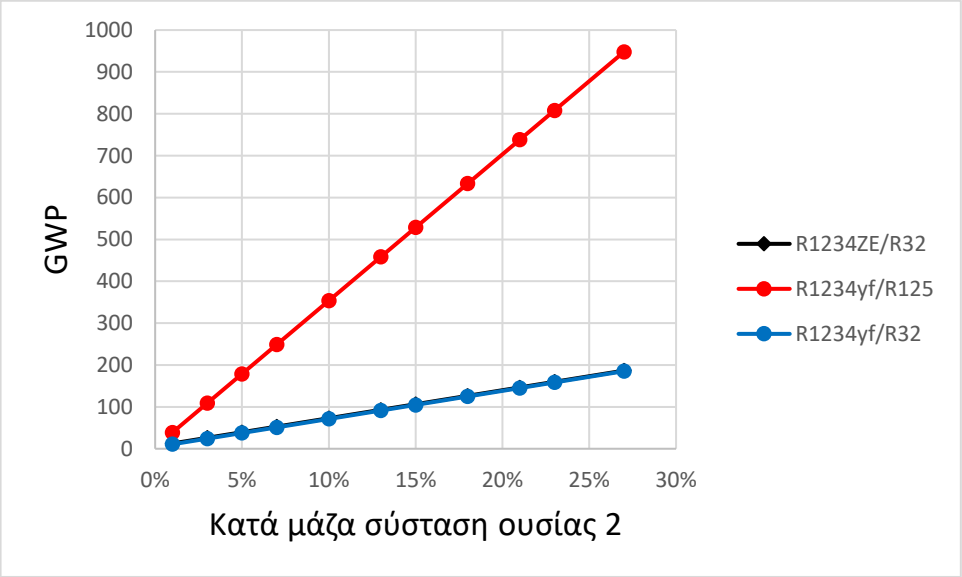
Από το Διάγραμμα 51 γίνεται φανερό ότι η ανάμιξη ολεφίνων με R32 αυξάνει γραμμικά την ειδική ψυκτική ισχύ με την αύξηση του ποσοστού σε R32. Αντίθετα, η αύξηση του ποσοστού R125 σε μείγμα

με R1234yf, οδηγεί σε μείωσή της. Όμως, το καταναλισκόμενο έργο συμπίεσης είναι τέτοιο που μειώνει λογαριθμικά τον COP του μείγματος η αύξηση του ποσοστού R32 σε αυτό (Διάγραμμα 52). Η μείωση του COP στο μείγμα R1234yf/R125 συνάδει με την πτώση της ψυκτικής ισχύος κατά την αύξηση του ποσοστού του R125.



Διάγραμμα 52- Ο COP του κύκλου συναρτήσει της κατά μάζα σύστασης ουσίας 2 για θερμοκρασία περιβάλλοντος 50°C

Τα R1234yf και R1234ZE έχουν πρακτικά ίσο GWP, επομένως η ανάμιξή τους με το R32, δίνει τον ίδιο GWP μείγματος. Το R125 έχει τόσο μεγάλο GWP, που καθιστά τη μίξη του με σύσταση άνω του 3%, με το R1234yf, απαγορευτική .



Διάγραμμα 53- Ο GWP του κύκλου συναρτήσει της κατά μάζα σύστασης ουσίας 2 για θερμοκρασία περιβάλλοντος 50°C

5.5 Συμπεράσματα

Συνοψίζοντας, στο κεφάλαιο αυτό μελετήθηκαν τρία διαφορετικά ζεύγη καθαρών ουσιών, σε διάφορες συστάσεις και θερμοκρασίες περιβάλλοντος. Καθορίστηκαν τα σημεία των διαφορετικών κύκλων, εκ των οποίων παρουσιάστηκαν σε διάγραμμα οι κύκλοι με τους βέλτιστους COP για κάθε ζεύγος ουσιών. Τα στοιχεία των κύκλων που παρουσιάστηκαν είναι ο λόγος συμπίεσης, ο ειδικός όγκος του μέσου στην έξοδο του συμπιεστή, ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης, η ειδική ψυκτική ισχύς, ο συντελεστής συμπεριφοράς του κύκλου καθώς και ο βαθμός απόδοσης ψύξης. Επιπλέον, υπολογίστηκε και η θερμοκρασιακή ολίσθηση στον ατμοποιητή, μέγεθος που είναι σημαντικό για ένα μείγμα, αφού στόχος είναι, το μείγμα να είναι αζεότροπο ή σχεδόν αζεότροπο [10]. Τέλος, παρουσιάστηκαν και οι δείκτες GWP των μειγμάτων όπως υπολογίστηκαν από την εξίσωση *1.1*.

Από αυτά που αναφέρθηκαν, προκύπτει πως το R125 έχει πολύ υψηλό GWP, για να αποτελεί περισσότερο του 3% ενός μείγματος με ολεφίνη, όμως αυτό δεν έχει μεγάλη σημασία, διότι ούτως ή άλλως το R125 σε ποσοστό 1% κατά μάζα, σε μείγμα με R1234yf, δίνει τη μεγαλύτερη βελτίωση του COP ενώ ταυτόχρονα δεν μειώνει την ειδική ψυκτική ισχύ σε σχέση με ψυκτικό κύκλο που λειτουργεί μόνο με R1234yf και το GWP διατηρείται σε πολύ χαμηλό επίπεδο.

Το R32 δεν φαίνεται να δίνει αξιόλογη βελτίωση στην απόδοση κατά την ανάμιξη του με R1234ZE και παράλληλα αυξάνει και το GWP. Ένας λόγος όμως, να επιλεχθεί ένα τέτοιο μείγμα αντί του R1234ZE είναι για να χρησιμοποιηθεί μικρότερος συμπυκνωτής, που είναι ένα χαρακτηριστικό που παίζει επίσης μεγάλο ρόλο όταν μελετώνται κλιματιστικά συστήματα αυτοκινήτων. Επομένως το R1234ZE(99%)/R32(1%), δίνει ταυτόχρονα και λίγο καλύτερο COP και μικρότερο συμπυκνωτή διατηρώντας το GWP σε πάρα πολύ χαμηλό επίπεδο. Όσον αφορά την απόδοση, δεν ισχύουν τα ίδια για την περίπτωση της ανάμιξης του R32 με το R1234yf. Η προσθήκη R32 σε ποσοστό 1%, δίνει καλύτερα αποτελέσματα στην απόδοση σε σχέση με το R1234yf. Βελτιώνει την απόδοση, περίπου όσο και η πρόσμιξη με R125, αλλά ταυτόχρονα διατηρεί το GWP σε πάρα πολύ χαμηλό επίπεδο. Σε κάθε περίπτωση η πρόσμιξη του R1234yf είτε με R32 είτε με R125 δίνει τη δυνατότητα χρήσης μικρότερου συμπυκνωτή. Επομένως, το μείγμα R1234yf(99%)/R32(1%), φαίνεται να είναι η ιδανικότερη, εκ των εξεταζόμενων, εναλλακτική του R1234yf προκειμένου να μην θυσιάζονται, κατά το δυνατόν, ούτε η απόδοση ούτε ο GWP. Τονίζεται πως τα συμπεράσματα αυτά προκύπτουν με επιφύλαξη, για την ακρίβεια των ιδιοτήτων και τη συμπεριφορά των μειγμάτων, που προσεγγίζονται από λογισμικό.

6 Πεδία εφαρμογής CO_2 σε ψυκτικά συστήματα αυτοκινήτων

Η χρήση του CO_2 ως ψυκτικό μέσο δεν είναι καινούρια ιδέα. Αντιθέτως μάλιστα, το CO_2 είναι μία από τις πρώτες ουσίες, μαζί με την αμμωνία (NH_3), που χρησιμοποιήθηκε για την ψύξη. Κατά το τέλος του 19ου αιώνα και μέχρι περίπου το 1930, αποτελούσε το πιο αξιόπιστο κι αποδοτικό ψυκτικό μέσο, μέχρι που κατασκευάστηκαν οι χλωροφθοράνθρακες (CFCs), των οποίων οι επιπτώσεις εξηγήθηκαν αναλυτικά στην εισαγωγή [19], [20]. Με τη γνωστοποίηση των συνεπειών που είχαν στο περιβάλλον τα ευρέως χρησιμοποιούμενα ψυκτικά μέσα (Τρύπα του όζοντος, επιτάχυνση της κλιματικής αλλαγής), επανήλθε το ενδιαφέρον για τη βελτίωση της τεχνολογίας προκειμένου το CO_2 να αποτελεί ακόμα πιο συμφέρουσα επιλογή, μιας και το CO_2 είναι περιβαλλοντικά ουδέτερο.

Θα μπορούσε κανείς να ισχυριστεί, ότι εφόσον το CO_2 είναι αέριο θερμοκηπίου, μία διαρροή ψυκτικής ή κλιματιστικής εγκατάστασης με CO_2, θα συνέβαλλε στην αύξηση των εκπομπών CO_2 στην ατμόσφαιρα και άρα δε μπορεί να θεωρείται περιβαλλοντικά ουδέτερο. Αυτό όμως δεν ισχύει, διότι το CO_2 που χρησιμοποιείται ως ψυκτικό μέσο, είναι ήδη υπάρχον, σε αντίθεση με το CO_2 που εκπέμπεται ως προϊόν καύσης π.χ. βενζίνης για την κίνηση ενός οχήματος [20]. Οι εκπομπές CO_2 που είναι πραγματικά σημαντική και μελετούμενη παράμετρος στην εφαρμογή του CO_2 σε κλιματισμούς αυτοκινήτων, είναι αυτό που εκλύεται επιπλέον στο περιβάλλον, ως αποτέλεσμα της αύξησης της κατανάλωσης του οχήματος λόγω της λειτουργίας του κλιματισμού, οι λεγόμενες έμμεσες εκπομπές CO_2. Εξαιτίας των έμμεσων εκπομπών CO_2, είναι πολύ σημαντικό, ο COP του κύκλου να είναι όσο υψηλότερος γίνεται.

6.1 Προβληματισμοί σχετικά με τη χρήση CO_2 σε κλιματισμούς αυτοκινήτων

Η ιδιαιτερότητα του CO_2 προκύπτει από το κρίσιμο σημείο του που χαρακτηρίζεται από χαμηλή θερμοκρασία (31,02 ^oC) και υψηλή πίεση (72,92 bar). Το ένα πρόβλημα με αυτό είναι πως, τις μέρες που απαιτείται η χρήση κλιματισμού, η θερμοκρασία περιβάλλοντος είναι μεγαλύτερη από την κρίσιμη του CO_2. Επομένως, ένας τυπικός ψυκτικός κύκλος με συμπύκνωση, δεν θα μπορούσε να λειτουργήσει με αυτό ως ψυκτικό μέσο. Το δεύτερο πρόβλημα που προκύπτει είναι, ότι ένα κύκλωμα με CO_2 θα λειτουργεί σε υψηλές πιέσεις, μια τάξη μεγέθους υψηλότερες από τυπικά κυκλώματα κλιματισμού, και επομένως θα χρειάζεται ενισχυμένης αντοχής υλικά και όσο το δυνατόν λιγότερα σημεία σύνδεσης που αποτελούν αδύναμα σημεία του κυκλώματος, προκειμένου να μην κίνδυνος έκρηξης της εγκατάστασης. Τα ενισχυμένης αντοχής υλικά, οδηγούν σε αύξηση: (1) του κόστους της εγκατάστασης, (2) φαινομενικά του μεγέθους της και (3) και του βάρους της, το οποίο δεν μπορεί να αγνοηθεί αφού συνεπάγεται αύξηση της κατανάλωσης του οχήματος ακόμα κι όταν δε λειτουργεί ο κλιματισμός.

Σχετικά με το μέγεθος της εγκατάστασης, αυτό τελικά δεν αυξάνεται επειδή η πυκνότητα του CO_2 είναι υψηλή, όπως η πίεσή του και απαιτείται μικρότερη ογκομετρική παροχή για να επιτευχθεί ίδια ψυκτική ισχύς ή η απαιτούμενη συμπίεση, κάτι που φάνηκε κι από τους υπολογισμούς στα προηγούμενα κεφάλαια. Μάλιστα όχι μόνο δεν χρειάζεται να αυξηθεί, αλλά δύναται να μειωθεί κιόλας, μετριάζοντας σημαντικά το πρόβλημα που αναφέρθηκε σχετικά με την υψηλή πίεση.

Υπήρχαν ακόμη προβληματισμοί, όχι μόνο για την έκρηξη καθαυτή της εγκατάστασης, αλλά και για την έκλυση CO_2 εντός της καμπίνας των επιβατών. Διαπιστώθηκε, όμως τελικά, ότι πιθανότητα μιας

τέτοιας καταστροφής, όπως προκύπτει από το γινόμενο πίεσης-όγκου (P·V) είναι περίπου ίδια με αυτή του κυκλώματος με R134a. Επιπλέον εξετάστηκε και η περίπτωση, μια ενδεχόμενη διαρροή να προκαλέσει εξάτμιση και κατά συνέπεια μεγάλη αύξηση πίεσης που θα μπορούσε να οδηγήσει σε έκρηξη, αλλά δεν παρατηρήθηκε τέτοιο φαινόμενο.

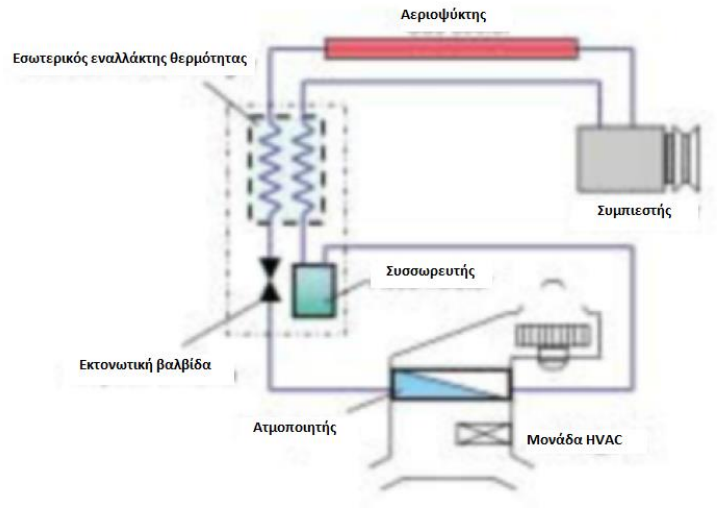
Εν κατακλείδι, τα σοβαρότερα μειονεκτήματα, κυρίως ως προς την ασφάλεια, που προκαλούσαν δισταγμό σχετικά με την εφαρμογή του CO_2 σε κλιματισμούς αυτοκινήτων, κατόπιν μελετών μετριάστηκαν. Έτσι το ενδεχόμενο μιας τέτοιας εφαρμογής, έγινε ακόμα πιο ρεαλιστικό.

6.2 Υπάρχουσες εφαρμογές

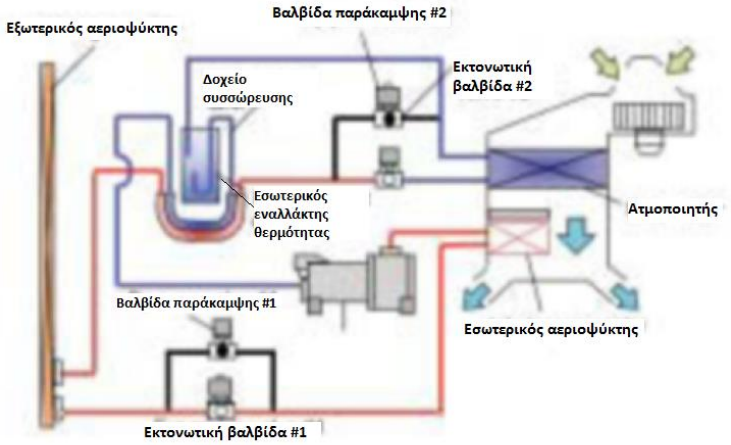
Στο τέλος της δεκαετίας του ’90, εταιρείες όπως η Toyota, η Mercedes κι η Volkswagen ανακοίνωσαν πως στόχευαν να βγάλουν στην κυκλοφορία οχήματα που έχουν ως ψυκτικό μέσο στον κλιματισμό τους CO_2. Συγκεκριμένα οι γερμανικές εταιρείες, έθεσαν αυτό το στόχο προκειμένου να αποφύγουν τη χρήση του R1234yf εξαιτίας της αναφλεξιμότητάς του. Η Toyota το προτίμησε και για άλλο ένα χαρακτηριστικό που καθιστά το CO_2 ελκυστικότερο από άλλα ψυκτικά μέσα, που είναι η καταλληλότητά του στη λειτουργία αντλίας θερμότητας. Σύμφωνα με μετρήσεις [20], η επίτευξη θερμοκρασίας άνεσης 22°C με τη χρήση του κλιματιστικού συστήματος με CO_2 ως αντλία θερμότητας μπορεί να επιτευχθεί στα $\frac{2}{9}$ του χρόνου που χρειάζεται ένα συμβατικό σύστημα θέρμανσης αυτοκινήτου. Αυτό δίνει ένα πλεονέκτημα στο CO_2 όσον αφορά την ασφάλεια και είναι το ταχύτερο ξεθάμπωμα του ανεμοθώρακα του οχήματος.

Η Toyota, πράγματι το 2002, χρησιμοποίησε ως ψυκτικό μέσο στον κλιματισμό, του υβριδικού μοντέλου FCHV-4, CO_2 [21]. Αυτό ήταν το πρώτο όχημα στο οποίο εφαρμόστηκε, καθώς χρειαζόταν και για τη λειτουργία θέρμανσης ως υβριδικό που ήταν. Ο συμπιεστής που χρησιμοποιήθηκε στον κλιματισμό του FCHV-4 ήταν ειδικά σχεδιασμένος για να αντέχει υψηλές πιέσεις και να έχει μικρή κατανάλωση ώστε να βελτιωθεί ο COP του κύκλου. Ο συμπιεστής αυτός είναι σπειροειδής (scroll) ηλεκτρικά κινούμενος κι όχι μέσω ιμάντα συνδεδεμένο με τον κινητήρα, ώστε η απόδοση του κλιματισμού να μην εξαρτάται από τις στροφές του κινητήρα. Επίσης, είναι ερμητικά κλειστός, ελαχιστοποιώντας έτσι την πιθανότητα διαρροής του μέσου. Είναι κατασκευασμένος έτσι ο συμπιεστής, ώστε ένα ποσοστό του ψυκτικού μέσου να βρίσκεται μεταξύ της κινούμενης σπείρας και του κελύφους, για να εξαλείφεται η αξονική δύναμη που ασκείται στην κινούμενη σπείρα κατά τη συμπίεση, η οποία είναι ανάλογη της υψηλής πίεσης και προκαλεί αύξηση της τριβής μεταξύ της κινούμενης σπείρας και του κελύφους. Με τον τρόπο αυτό, μειώνονται οι τριβές στον συμπιεστή, επομένως μειώνεται η κατανάλωσή του.

Στην Εικόνα 35 παρουσιάζεται το κύκλωμα κλιματισμού του TOYOTA FCHV-4 σε σύγκριση με ένα τυπικό κύκλωμα κλιματισμού με CO_2 (Εικόνα 34).

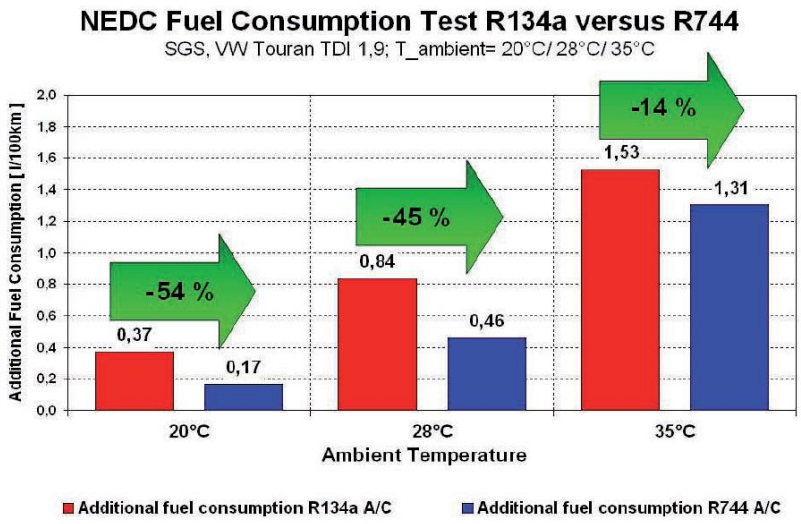


Εικόνα 34 – Βασική δομή κλιματιστικού συστήματος με CO_2 [21]

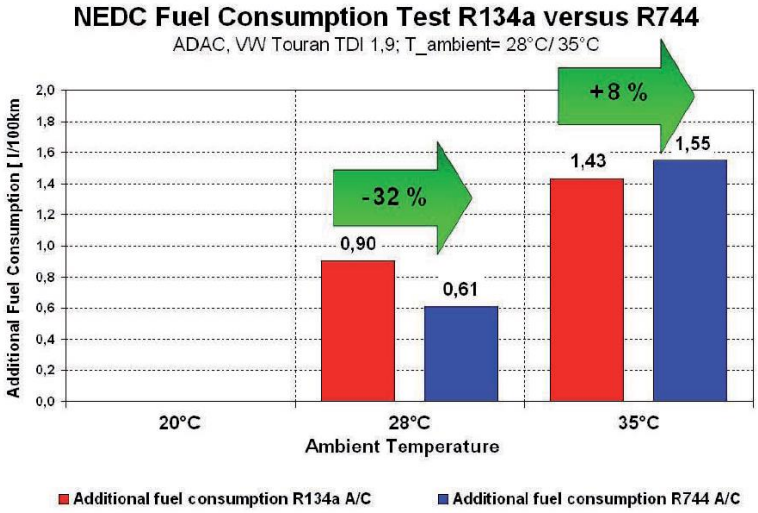


Εικόνα 35 – Δομή κλιματιστικού συστήματος με CO_2 στο TOYOTA FCHV-4 [21]

Το 2009 το Υπουργείο Περιβάλλοντος της Γερμανίας [22], δημοσίευσε μετρήσεις δοκιμών κατανάλωσης καυσίμου σε δυναμόμετρο που έγιναν σε όχημα VW Touran 1900 κυβικών, κινούμενο με πετρέλαιο. Οι δοκιμές που έγιναν ήταν για διαφορετικές θερμοκρασίες περιβάλλοντος και για κλιματισμό με R134a και με CO_2. Τα αποτελέσματα που δημοσίευσε παρουσιάζονται στις παρακάτω εικόνες. Οι μετρήσεις έγιναν σύμφωνα με τον Νέο Ευρωπαϊκό Κύκλο (NEDC: New European Driving Cycle). Από τις μετρήσεις, κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι ο κλιματισμός με CO_2 είναι ενεργειακά αρκετά αποδοτικός και μια ρεαλιστική φιλική προς το περιβάλλον λύση.



Εικόνα 36 - Οι μετρήσεις του γερμανικού Υπ. Περιβάλλοντος σε όχημα με κλιματισμό με R134a και σε όχημα με CO_2 για διάφορες θερμοκρασίες περιβάλλοντος [22]



Εικόνα 37 - Οι μετρήσεις του γερμανικού Υπ. Περιβάλλοντος σε όχημα με κλιματισμό με R134a και σε όχημα με CO_2 για διάφορες θερμοκρασίες περιβάλλοντος [22]

Το 2017 τελικά, η Mercedes-Benz εφάρμοσε κλιματιστικό σύστημα με CO_2 στα μοντέλα S-Class και E-Class [23]. Κατόπιν, το 2018 η VW ανακοίνωσε πως θα εφαρμόσει κλιματιστικό σύστημα με CO_2 σε μία σειρά ηλεκτρικών αυτοκινήτων μέχρι το τέλος του 2019 [24].

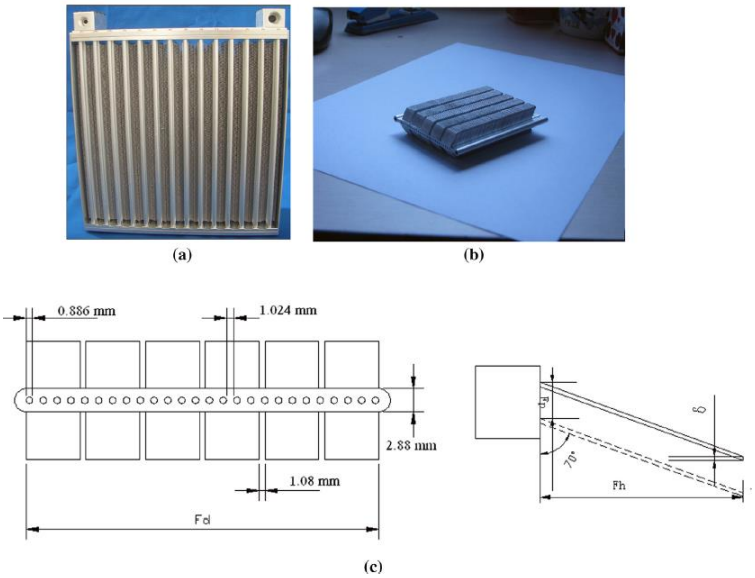
Εικόνα 38 – Ο συμπιεστής του CO_2 στην Mercedes-Benz S-Class 2017 [23]

6.3 Δυνητικές μελλοντικές εφαρμογές

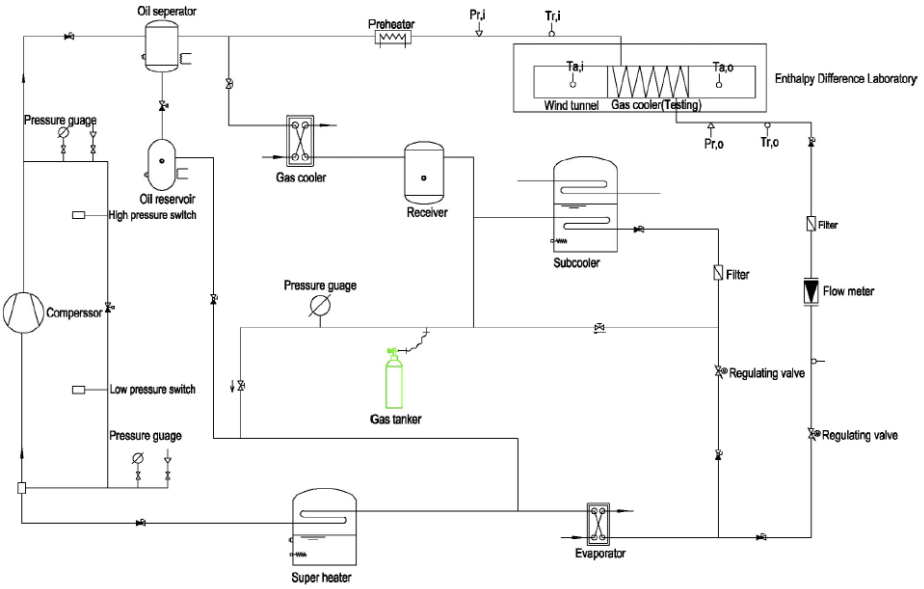
Οι έρευνες για τρόπους βελτιστοποίησης κλιματιστικού συστήματος με CO_2 ως ψυκτικό μέσο, συνεχίζονται διαρκώς και αναμένεται στο μέλλον το CO_2 να γίνει το επικρατέστερο, αν όχι το μοναδικό, χρησιμοποιούμενο ψυκτικό μέσο σε κλιματισμούς αυτοκινήτων. Αυτό είναι ακόμα πιο λογικό, αν λάβει κανείς υπόψη την τάση των αυτοκινήτων να κατασκευάζονται στο μέλλον αμιγώς ηλεκτροκινούμενα που δεν έχουν απορριπτόμενη θερμότητα να αξιοποιήσουν για θέρμανση κι επομένως θα χρειάζονται τον κλιματισμό και για τη θέρμανση της καμπίνας των επιβατών. Παρακάτω παρουσιάζονται συνοπτικά κάποιες βελτιώσεις που έχουν μελετηθεί σε σχέση με την εφαρμογή αυτή.

6.3.1 Αεριοψύκτης με μικρο-κανάλια κι ενσωματωμένα πτερύγια

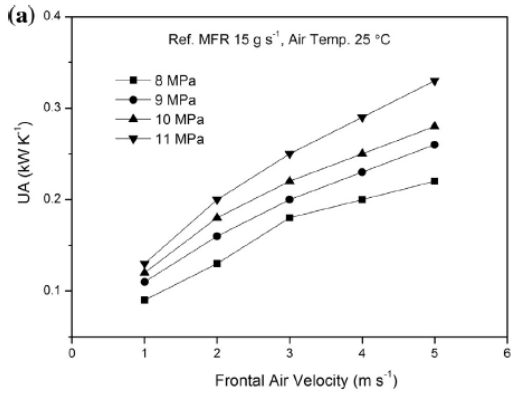
Ο Jiong Li κ.α. [25], μελέτησαν πειραματικά κι αριθμητικά τη χρήση ενός αεριοψύκτη με μικρο-κανάλια και ενσωματωμένα πτερύγια για κλιματιστικό σύστημα αυτοκινήτου με CO_2. Στις Εικόνες 39 και 40 παρουσιάζονται ο μελετούμενος εναλλάκτης και η πειραματική διάταξη αντίστοιχα. Διαπίστωσαν ότι η θερμική ισχύς του εναλλάκτη αυξήθηκε με την αύξηση της πίεσης εισόδου, της παροχής μάζας του ψυκτικού μέσου και της ταχύτητας του αέρα που διαπερνά τον εναλλάκτη. Επίσης, κατά την αύξηση των προαναφερθέντων, παρατηρήθηκε αύξηση του γινομένου UA του εναλλάκτη, όπου U η θερμική διαπερατότητα και A η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας, ενώ η θερμοκρασία του αέρα εισόδου δεν φάνηκε να έχει κάποια επιρροή. Προσομοίωση που διεξήγαγαν, έδειξε πως ο συγκεκριμένος εναλλάκτης είχε πολύ καλή απόδοση σε μεγάλες ταχύτητες του αέρα ανάντι.



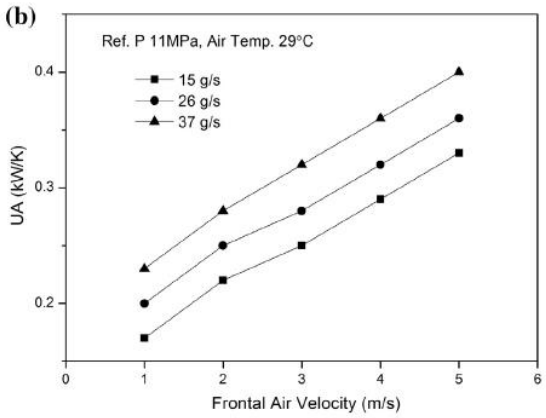
Εικόνα 39 – Σχέδιο και φωτογραφίες του πειραματικού αεριοψύκτη με μικρο-κανάλια κι ενσωματωμένα πτερύγια [25]



Εικόνα 40 – Η πειραματική διάταξη που χρησιμοποιήθηκε [25]



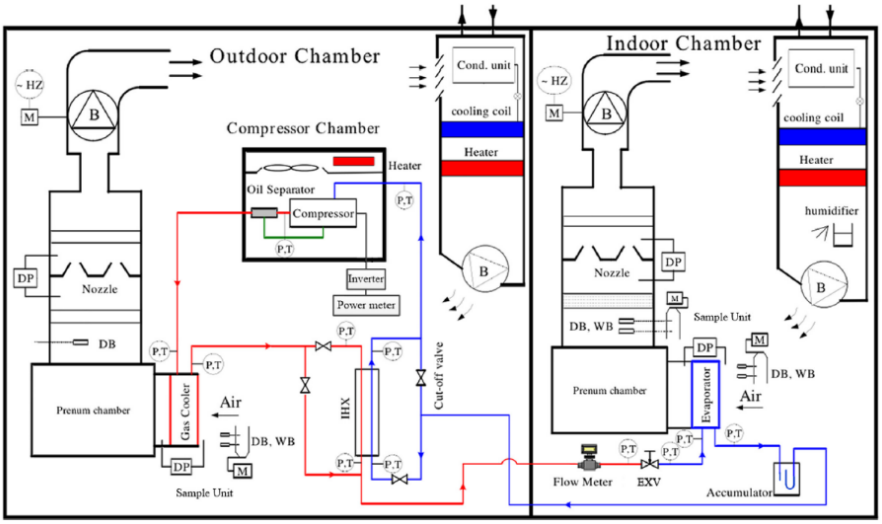
Εικόνα 41 – Η μεταβολή του γινομένου UA με τη μεταβολή της πίεσης και της ταχύτητας του αέρα ανάντι [25]



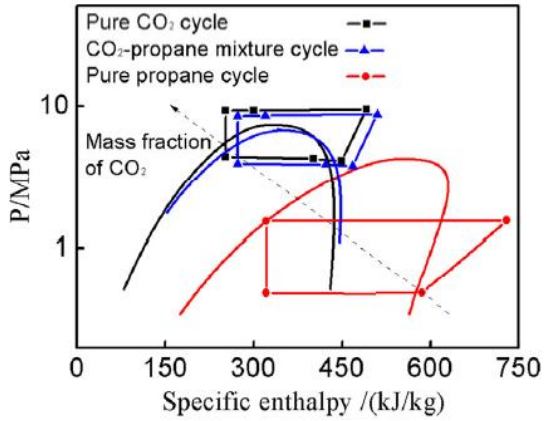
Εικόνα 42 - Η μεταβολή του γινομένου UA με τη μεταβολή της παροχής μάζας και της ταχύτητας του αέρα ανάντι [25]

6.3.2 Ανάμιξη CO_2 με προπάνιο

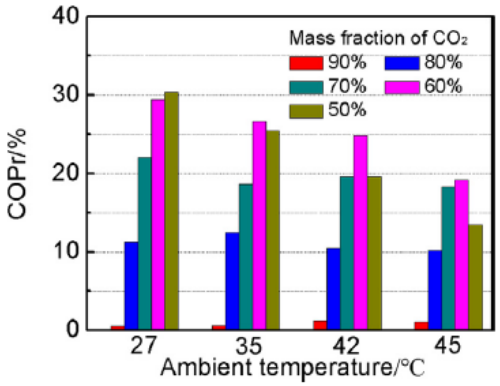
Ο Binbin Yu κ.α. [26], μελέτησαν την ενεργειακή απόδοση του δυαδικού μείγματος CO_2-R290 σε διάφορες συστάσεις, προκειμένου να διαπιστωθεί ποια είναι η καλύτερη επιλογή, ώστε να βελτιωθεί η ενεργειακή απόδοση του CO_2. Φυσικά έλαβαν υπόψη τους και την παράμετρο της αναφλεξιμότητας του μείγματος καθώς το R290 είναι πολύ αναφλέξιμο. Συμπέραναν πως, αν και ο βέλτιστος COP προέκυπτε από μείγμα με 60% κατά μάζα CO_2 , η ιδανικότερη σύσταση του μείγματος που θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί για βελτίωση του CO_2, είναι το μείγμα με 70% κατά μάζα CO_2 καθώς εξασφαλίζει ταυτόχρονα, αύξηση του COP , αύξηση της ψυκτικής ισχύος και ασφάλεια ως προς την αναφλεξιμότητα. Παρακάτω παρουσιάζεται η πειραματική διάταξη και κάποια από τα αποτελέσματα της μελέτης.



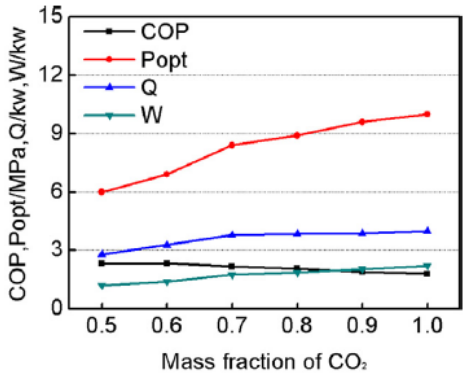
Εικόνα 43 - Η πειραματική διάταξη της μελέτης μειγμάτων CO_2-R290 [26]



Εικόνα 44 – Συγκριτικά σε διάγραμμα P-h οι κύκλοι με CO_2, με R290 και με μείγμα των δύο [26]



Εικόνα 45 – Η μεταβολή του COP για τις διάφορες συστάσεις του μείγματος CO_2-R290 σε επιλεγμένες θερμοκρασίες σε σύγκριση με αυτόν του CO_2 [26]



Εικόνα 46 – Η μεταβολή του COP, της βέλτιστης πίεσης, της ψυκτικής ισχύος και του έργου συμπίεσης του μείγματος CO_2-R290 συναρτήσει της κατά μάζα σύστασης του CO_2 [26]

7 Συμπεράσματα

Στη διπλωματική αυτή διερευνήθηκαν εναλλακτικά ψυκτικά μέσα για χρήση σε κλιματισμούς αυτοκινήτων αντί του R134a, με χαμηλό GWP και συγκεκριμένα <150, λόγω νομοθεσίας. Αφού παρουσιάστηκαν αναλυτικά οι λόγοι για τους οποίους είναι αναγκαία η αντικατάσταση του R134a με οικολογικότερο ψυκτικό μέσο, επιλέχθηκαν για διερεύνηση τα R1234yf, R444A, R290, R600a, R152a και CO_2.

Αρχικά υπολογίστηκαν οι ιδιότητες αυτών των ψυκτικών μέσων και προσεγγίστηκαν με πολυώνυμα. Αυτοί οι υπολογισμοί παρουσιάστηκαν σε διαγράμματα P-h, P-T, h-s. Επιπλέον, για θερμοκρασία 15°C υπολογίστηκε η λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης κάθε μέσου και οι τιμές παρουσιάστηκαν σε διάγραμμα συσχετισμένες με τις τιμές των GWP των μέσων. Από την πρώτη εικόνα που έδωσαν οι ιδιότητες των μέσων, βγήκε το συμπέρασμα πως πιθανόν τα R600a, R290 και R152a θα ήταν εκείνα που θα απέδιδαν τη μεγαλύτερη ψυκτική ισχύ, ενώ το R1234yf τη μικρότερη. Έγινε επίσης αντιληπτό ότι ενδεχομένως τα R1234yf και το R600a ειδικά σε υψηλές πιέσεις, να χρειάζονταν υπερθέρμανση προκειμένου να καθοριστούν λογικά σημεία τυπικού ψυκτικού κύκλου.

Στη συνέχεια, διατυπώθηκε μαθηματικά ο τυπικός ψυκτικός κύκλος και ορίστηκαν για τα διάφορα μέσα ψυκτικοί κύκλοι, με παραδοχές: T_{EVAP}=11°C, α=4%, ηis=0,80 και εύρος θερμοκρασιών συμπύκνωσης (ψύξης για την περίπτωση του CO_2) 47°C και 67°C. Σημειώνεται πως η επιλογή της υψηλής πίεσης του κύκλου με CO_2, ο οποίος είναι υπερκρίσιμος (transcritical), έγινε με βάση τον βέλτιστο COP. Τα βασικά μεγέθη που υπολογίστηκαν προκειμένου να γίνει η σύγκριση μεταξύ των μέσω είναι: ειδικός όγκος στην έξοδο του συμπιεστή, ογκομετρικός βαθμός απόδοσης, ψυκτική ισχύς και COP. Τα μεγέθη αυτά παρουσιάστηκαν σε διαγράμματα συναρτήσει της θερμοκρασίας συμπύκνωσης-ψύξης. Από τη διαδικασία αυτή προέκυψαν τα εξής:

- Το CO_2 έχει υψηλή πυκνότητα στην έξοδο του συμπιεστή, άρα απαιτείται μικρότερος εναλλάκτης για την ψύξη, εφόσον μπορεί να επιτευχθεί το επιθυμητό αποτέλεσμα με μικρότερη ογκομετρική παροχή. Τα R1234yf και R444A έχουν παραπλήσιες πυκνότητες με το R134a και άρα δεν θα χρειάζονταν μεγαλύτερο εναλλάκτη από αυτό.
- Το CO_2 έχει τον υψηλότερο ογκομετρικό βαθμό απόδοσης, ο οποίος είναι περίπου σταθερός με τη μεταβολή της θερμοκρασίας. Αντίθετα, το R444A έχει τον χειρότερο η_{vol} ο οποίος μειώνεται σημαντικά με την αύξηση της θερμοκρασίας. Αυτός των υπολοίπων μέσων, δεν διαφέρει πολύ από το R134a.
- Την υψηλότερη ψυκτική ισχύ παρουσιάζουν τα R290, R600a και R152a, εκ των οποίων το τελευταίο παρουσιάζει τον υψηλότερο COP και άρα δείχνει καλή εναλλακτική του R134a από τη σκοπιά της απόδοσης, αν και το πλεονέκτημά του μετριάζεται με την αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης και με το οριακό GWP ως προς το νομοθετικό όριο.
- Το R600a καταναλώνει μεγάλο έργο κατά τη συμπίεση και απαιτεί υψηλή υπερθέρμανση προκειμένου μετά τη συμπίεση να μην βρίσκεται σε διφασική κατάσταση. Επομένως, φαίνεται γενικά ακατάλληλο για εφαρμογές κλιματισμού και συν τοις άλλοις έχει υψηλή επικινδυνότητα ως προς την ανάφλεξη.
- Το R290 συνδυάζει απόδοση όμοια με του R134a και πάρα πολύ χαμηλό GWP. Είναι όμως, επίσης πολύ επικίνδυνο ως προς την ανάφλεξη. Το R1234yf, έχει μεν μικρότερο COP του R134a, αλλά έχει επίσης πάρα πολύ χαμηλό GWP και είναι λιγότερο επικίνδυνο ως προς την ανάφλεξη από το R290.

Στο επόμενο κεφάλαιο, έγινε ανάλυση ευαισθησίας ώστε να διαπιστωθεί αν η θερμοκρασία περιβάλλοντος ή η θερμοκρασία ατμοποίησης ή ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή είναι η παράμετρος που έχει τη μεγαλύτερη επιρροή στον COP του κύκλου. Αφού ο COP εκφράστηκε με τη μορφή $COP = a \cdot T_{amb} + b \cdot T_e + c \cdot \eta_{is} + d$, οι κανονικοποιημένοι συντελεστές παλινδρόμησης έδειξαν την παράμετρο με τη μεγαλύτερη επιρροή. Το ποια παράμετρος επηρεάζει περισσότερο τον COP δεν φάνηκε να εξαρτάται από το ψυκτικό μέσο με εξαίρεση το CO_2. Τελικά η θερμοκρασία του περιβάλλοντος είναι εκείνη που επηρεάζει σε μεγαλύτερο βαθμό τον COP του κύκλου ενώ η θερμοκρασία ατμοποίησης ενώ παίζει σημαντικό ρόλο στη μεταβολή του COP , γενικά τον επηρεάζει λιγότερο απ' ότι η πρώτη. Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης, ανεξάρτητα από το ψυκτικό μέσο, δεν επηρεάζει πολύ τον COP του κύκλου.

Στο τελευταίο υπολογιστικό κεφάλαιο, εξετάστηκε το ενδεχόμενο αντικατάστασης του R134a με κάποιο δυαδικό μείγμα. Τα ζεύγη καθαρών ουσιών που εξετάστηκαν είναι τα R1234yf/R32, R1234yf/R125 και R1234ZE(E)/R32 σε διάφορες συστάσεις και με τον ίδιο τρόπο που συγκρίθηκαν στο Κεφάλαιο 3 τα υπόλοιπα ψυκτικά μέσα. Σχετικά με το ζεύγος R1234ZE(E)/R32 διαπιστώθηκε πως γενικά δίνει μικρότερη απόδοση έναντι του R1234ZE(E) μεμονωμένα. Μόνο σε σύσταση με 99% κατά μάζα R1234ZE(E) δίνει μια ελάχιστη βελτίωση του COP, το GWP αυξάνεται ελάχιστα, όμως ταυτόχρονα αυξάνεται και η πυκνότητα έναντι του μεμονωμένου R1234ZE(E) επομένως θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί μικρότερος συμπυκνωτής. Όσον αφορά το R1234yf , η πρόσμιξή του με R32 ή R125 βελτιώνει αισθητά τον COP και δίνει τη δυνατότητα χρήσης μικρότερου συμπυκνωτή. Και στις δύο περιπτώσεις από τη σκοπιά του χαμηλού GWP, συμφέρει μια σύσταση με 99% κατά μάζα R1234yf, αλλά μεταξύ των δύο, είναι προτιμότερο το R32 που έχει πολύ χαμηλότερο GWP από το R125, κρατώντας το GWP του μείγματος στην πάρα πολύ χαμηλή κλίμακα.

Στο τέλος της διπλωματικής αυτής, παρουσιάστηκαν στοιχεία βιβλιογραφίας σχετικά με προβληματισμούς για την εφαρμογή του CO_2 ως ψυκτικό μέσο σε κλιματισμούς αυτοκινήτων, τα πλεονέκτημά του, υπάρχουσες εφαρμογές καθώς και δυνητικά μελλοντικές εφαρμογές βάσει πειραμάτων που έχουν διεξαχθεί.

Το συνολικό συμπέρασμα λοιπόν, της διπλωματικής αυτής είναι πως η εφαρμογή του CO_2 σε κλιματισμούς αυτοκινήτων είναι ρεαλιστική εναλλακτική του R134a καθότι έχει τα πλεονεκτήματα ότι είναι περιβαλλοντικά ουδέτερο, η υψηλή πυκνότητά του οδηγεί στη σμίκρυνση της κλιματιστικής εγκατάστασης και έχει πολύ καλή απόδοση σε λειτουργία αντλίας θερμότητας. Το τελευταίο χαρακτηριστικό είναι πολύ σημαντικό καθώς πλέον όλο και περισσότερα αυτοκίνητα κατασκευάζονται αμιγώς ηλεκτρικά και η κλιματιστική εγκατάσταση χρειάζεται και για την θέρμανση της καμπίνας των επιβατών κι όχι μόνο για ψύξη. Από αυτό ότι μελλοντικά θα είναι το επικρατέστερο ψυκτικό μέσο. Ωστόσο, μέχρι η τεχνολογική ανάπτυξη κλιματιστικής εγκατάστασης με CO_2 να φτάσει σε ικανοποιητικό επίπεδο, μεταξύ των συμβατικών ψυκτικών μέσων, τα R444A και R1234yf αποτελούν τις πιο συμφέρουσες εναλλακτικές με χαμηλό GWP για το R134a. Όσο για τα υπόλοιπα μέσα το R600a είναι γενικά ακατάλληλο κι έχει υψηλή αναφλεξιμότητα, όπως και το R290 (το οποίο όμως θα μπορούσε να συνδυαστεί με CO_2). Τέλος, το R152a εκτός του ότι είναι επικίνδυνο ως προς την ανάφλεξη έχει GWP πολύ κοντά στο 150 κι επομένως ακόμα κι αν φαίνεται αποδοτικό, τα όρια των GWP έχουν πτωτική τάση και σύντομα δεν θα ανταποκρίνεται στις απαιτήσεις.

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Ι

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΕΙΚΟΝΩΝ

Εικόνα 1- Μεταβολή της μέσης παγκόσμιας θερμοκρασίας (σε ^oC) συγκριτικά με τις τιμές του 1950 [3] 4
Εικόνα 2- Μεταβολή της μάζας των πάγων της Ανταρκτικής (σε Gt) [3] 5
Εικόνα 3- Μεταβολή της μάζας των πάγων της Γροιλανδίας (σε Gt) [3] 5
Εικόνα 4- Η μεταβολή της στάθμης της θάλασσας (σε mm) από το 1880-2000 [3] 5
Εικόνα 5- Η μεταβολή της στάθμης της θάλασσας (σε mm) από το 1993-σήμερα [3] 6
Εικόνα 6- Οι ζώνες της ατμόσφαιρας [5] 6
Εικόνα 7- Η κατανομή (συγκέντρωση) του O_3 σε ppm (Parts per Million) στην ατμόσφαιρα [6] 6
Εικόνα 8- Απορροφόμενη ισχύς υπεριώδους ακτινοβολίας αν μονάδα επιφανείας ατμόσφαιρας σε σχέση με το μήκος κύματος της ακτινοβολίας [6] 7
Εικόνα 9- Απεικόνιση της τρύπας του όζοντος που βρίσκεται πάνω από την Ανταρκτική(Οκτώβριος 2004). Η ποσότητα όζοντος εκεί είναι <220 DU (Dobson Units) [6] 8
Εικόνα 10- Μετρήσεις ποσότητας του όζοντος (σε DU) από μετρητικά όργανα στο έδαφος (Halley) και ψηλά πάνω από την Ανταρκτική (Total Ozone Mapping Spectrometer: TOMS & Ozone Monitoring Instrument: OMI). Οι μετρήσεις δείχνουν σημαντική πτώση της ποσότητας του όζοντος από τις αρχές της δεκαετίας του 1980. [6] 8
Εικόνα 11- Παραγωγή ODSs μετά το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ [9] 9
Εικόνα 12- Κατανάλωση ODSs μετά το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ [9] 9
Εικόνα 13- Η συγκέντρωση του όζοντος τον Σεπτέμβριο του 2000 (αριστερά) σε σύγκριση με αυτή του Σεπτεμβρίου του 2017 [9] 10
Εικόνα 14- Η μέγιστη επιφάνεια της «τρύπας» του όζοντος ετησίως, σε εκατομμύρια km^2. [9] 10
Εικόνα 15- Ποσοστά μέγιστων επιτρεπόμενων ποσοτήτων HFCs στην αγορά (Συνολικά. Δεν αφορά μόνο συστήματα ψύξης-κλιματισμού) [9] 12
Εικόνα 16- Κλιματιστικό σύστημα αυτοκινήτου 1-συμπιεστής, 2-ηλεκτρομαγνητικός συμπλέκτης, 3-συμπυκνωτής, 4-ανεμιστήρας παρελκομένων, 5-συλλέκτης υγρού, 6-ατμοποιητής, 7-ανεμιστήρας ατμοποιητή,8- εκτονωτική βαλβίδα [11] 14
Εικόνα 17- Ο ιδανικός ψυκτικός κύκλος σε διάγραμμα πίεσης-ειδικής ενθαλπίας (Το διάγραμμα κατασκευάστηκε με δεδομένα του R134a) 14
Εικόνα 18- Ο ψυκτικός κύκλος που χρησιμοποίησαν οι A.D & V.O. στη θερμοδυναμική ανάλυση, σχηματικά και σε διάγραμμα P-h [14] 17
Εικόνα 19-Τα αποτελέσματα της ανάλυσης των A.D. & V.O. (α) ψυκτική ισχύς, (β) ηλεκτρική κατανάλωση συμπιεστή, (γ) συντελεστής συμπεριφοράς [14] 17
Εικόνα 20-Ο κύκλος συμπίεσης ατμών, που ο Καθ.Jignesh χρησιμοποίησε για την θερμοδυναμική ανάλυση [15] 18
Εικόνα 21- Απεικόνιση του κύκλου της Εικόνας 20 σε διάγραμμα P-h [15] 18
Εικόνα 22-Συνοπτικά τα αποτελέσματα της θερμοδυναμικής ανάλυσης του J.V συγκριτικά με το R134a [15] 18
Εικόνα 23-Ο υπερκρίσιμος κύκλος CO_2 και ο υποκρίσιμος κύκλος του R134a σε θερμοκρασία 43.3oC και 1000 σ.α.λ. στον συμπιεστή, σε διάγραμμα T-s [16] 19
Εικόνα 24- Οι COP των κύκλων συναρτήσει της θερμοκρασίας του αέρα στον συμπυκνωτή για 1000 και 3000 σ.α.λ. στον συμπιεστή. [16] 19
Εικόνα 25- Σχηματικό διάγραμμα της πειραματικής διάταξης [17] 20
Εικόνα 26- Ο κύκλος του συστήματος με R1234yf με εναλλάκτη και χωρίς εναλλάκτη σε διάγραμμα P-h [17] 20
Εικόνα 27-Ο εσωτερικός εναλλάκτης της πειραματικής διάταξης [17] 20

Εικόνα 28- Ο λόγος του COP του κύκλου με R1234yf (με και χωρίς εναλλάκτη) προς αυτόν με R134a σε σχέση με την ταχύτητα περιστροφής του συμπιεστή [17] 21
Εικόνα 29- Σχηματική αναπαράσταση της πειραματικής διάταξης. 1. Συμπιεστής, 2. Κινητήρας συμπιεστή 3. Τετράοδη βαλβίδα 4.Εξωτερικός εναλλάκτης θερμότητας, 5.& 10. Παροχόμετρο μάζας (Coriolis), 6. & 7. & 9. & 11. Βαλβίδα ρύθμισης παροχής, 8. Ηλεκτρονική εκτονωτική βαλβίδα, 12. Εσωτερικός εναλλάκτης θερμότητας, 13. Συσσωρευτής, 14. Δείγμα θερμοκρασίας, 15. Σήραγγα μέτρησης παροχής, 16. Κιβώτιο περιβαλλοντικού ελέγχου [18] 22
Εικόνα 30-Ο COP σε λειτουργία θέρμανσης σε σχέση με το φορτίο 22
Εικόνα 31-Τυπικός ψυκτικός κύκλος με αριθμημένα τα σημεία του κύκλου (με μπλε παριστάνεται η ισεντροπική συμπίεση) 31
Εικόνα 32-Υπερκρίσιμος (Transcritical) κύκλος CO_2, με αριθμημένα τα σημεία του κύκλου 33
Εικόνα 33 - Σύγκριση δύο κύκλων συμπιεστή σε διάγραμμα P-V, όπου ο δεύτερος επιτυγχάνει υψηλότερο λόγο συμπίεσης 39
Εικόνα 34 – Βασική δομή κλιματιστικού συστήματος με CO_2 [21] 80
Εικόνα 35 – Δομή κλιματιστικού συστήματος με CO_2 στο TOYOTA FCHV-4 [21] 80
Εικόνα 36 - Οι μετρήσεις του γερμανικού Υπ. Περιβάλλοντος σε όχημα με κλιματισμό με R134a και σε όχημα με CO_2 για διάφορες θερμοκρασίες περιβάλλοντος [22] 81
Εικόνα 37 - Οι μετρήσεις του γερμανικού Υπ. Περιβάλλοντος σε όχημα με κλιματισμό με R134a και σε όχημα με CO_2 για διάφορες θερμοκρασίες περιβάλλοντος [22] 81
Εικόνα 38 – Ο συμπιεστής του CO_2 στην Mercedes-Benz S-Class 2017 [23] 81
Εικόνα 39 – Σχέδιο και φωτογραφίες του πειραματικού αεριοψύκτη με μικρο-κανάλια κι ενσωματωμένα πτερύγια [25] 82
Εικόνα 40 – Η πειραματική διάταξη που χρησιμοποιήθηκε [25] 83
Εικόνα 41 – Η μεταβολή του γινομένου UA με τη μεταβολή της πίεσης και της ταχύτητας του αέρα ανάντι [25] 83
Εικόνα 42 - Η μεταβολή του γινομένου UA με τη μεταβολή της παροχής μάζας και της ταχύτητας του αέρα ανάντι [25] 83
Εικόνα 43 - Η πειραματική διάταξη της μελέτης μειγμάτων CO_2-R290 [26] 84
Εικόνα 44 – Συγκριτικά σε διάγραμμα P-h οι κύκλοι με CO_2, με R290 και με μείγμα των δύο [26] 84
Εικόνα 45 – Η μεταβολή του COP για τις διάφορες συστάσεις του μείγματος CO_2-R290 σε επιλεγμένες θερμοκρασίες σε σύγκριση με αυτόν του CO_2 [26] 84
Εικόνα 46 – Η μεταβολή του COP, της βέλτιστης πίεσης, της ψυκτικής ισχύος και του έργου συμπίεσης του μείγματος CO_2-R290 συναρτήσει της κατά μάζα σύστασης του CO_2 [26] 84

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ ΙΙ

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ

Πίνακας 1-Κατηγορίες GWP 11
Πίνακας 2- Εξεταζόμενες καθαρές ουσίες ως ψυκτικά μέσα 15
Πίνακας 3-Εξεταζόμενο μείγμα ως ψυκτικό μέσο 15
Πίνακας 4- Κατηγορίες ασφαλείας των εξεταζόμενων ψυκτικών μέσων [12] [13] [14] 16
Πίνακας 5- Οι ιδιότητες των ψυκτικών μέσων [18] 22
Πίνακας 6- Ο βαθμός -n των προσεγγιστικών πολυωνύμων και ο συντελέστης R^2 των ιδιοτήτων των ψυκτικών μέσων 26
Πίνακας 7-Κρίσιμα σημεία των ψυκτικών μέσων 27
Πίνακας 8- Οι τιμές των ανεξάρτητων μεταβλητών που επιλέχθηκαν για την ανάλυση ευαισθησίας 44
Πίνακας 9-Οι συντελεστές των προσεγγιστικών ευθειών $COP=a\cdot T_{amb}+b$ και οι R^2 αυτών 44
Πίνακας 10- Οι συντελεστές των προσεγγιστικών ευθειών $COP=a\cdot T_{EVAP}+b$ και οι R^2 αυτών 45
Πίνακας 11- Οι συντελεστές των προσεγγιστικών ευθειών $COP=a\cdot \eta_{is}+b$ και οι R^2 αυτών 45
Πίνακας 12- Στοιχεία στατιστικής παλινδρόμησης 47
Πίνακας 13- Αποτελέσματα στατιστικής παλινδρόμησης 48
Πίνακας 14-Εξεταζόμενα ζεύγη ουσιών 53
Πίνακας 15-Κύρια χαρακτηριστικά των ουσιών που περιλαμβάνονται στα εξεταζόμενα μείγματα 53

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ ΙΙΙ

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΩΝ

Διάγραμμα 1- Διαγράμματα πίεσης-ειδικής ενθαλπίας για όλα τα εξεταζόμενα ψυκτικά μέσα 26
Διάγραμμα 2- Διαγράμματα πίεσης-θερμοκρασίας για όλα τα εξεταζόμενα ψυκτικά μέσα 27
Διάγραμμα 3- Διαγράμματα ειδικής ενθαλπίας-ειδικής εντροπίας για όλα τα εξεταζόμενα ψυκτικά μέσα ... 28
Διάγραμμα 4- Απεικόνιση των GWP των ψυκτικών μέσων σε σχέση με τη λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησής τους για θερμοκρασία 15°C. 29
Διάγραμμα 5- Οι ψυκτικοί κύκλοι του R134a για θερμοκρασίες συμπύκνωσης 47°C και 67°C. 34
Διάγραμμα 6- Οι ψυκτικοί κύκλοι του R1234yf για θερμοκρασίες συμπύκνωσης 47°C και 67°C. 34
Διάγραμμα 7- Οι ψυκτικοί κύκλοι του R290 για θερμοκρασίες συμπύκνωσης 47°C και 67°C. 35
Διάγραμμα 8- Οι ψυκτικοί κύκλοι του R152a για θερμοκρασίες συμπύκνωσης 47°C και 67°C. 35
Διάγραμμα 9- Οι ψυκτικοί κύκλοι του R600a για θερμοκρασίες συμπύκνωσης 47°C και 59°C. 36
Διάγραμμα 10- Οι ψυκτικοί κύκλοι του R444A για θερμοκρασίες συμπύκνωσης 47°C και 67°C. 36
Διάγραμμα 11- Οι ψυκτικοί υπερκρίσιμοι κύκλοι του CO_2 για θερμοκρασίες ψύξης 47°C και 67°C. 37
Διάγραμμα 12- Ο λόγος συμπίεσης συναρτήσει της θερμοκρασίας συμπύκνωσης για τα διάφορα ψυκτικά μέσα 38
Διάγραμμα 13- Ο όγκος στην έξοδο του συμπιεστή συναρτήσει της θερμοκρασίας συμπύκνωσης 38
Διάγραμμα 14- Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή συναρτήσει της θερμοκρασίας συμπύκνωσης 39
Διάγραμμα 15-Το ψυκτικό φορτίο που παραλαμβάνει ο ατμοποιητής ανά kg ψυκτικού μέσου, συναρτήσει της θερμοκρασίας συμπύκνωσης 40
Διάγραμμα 16- Ο COP του κύκλου, έχοντας λάβει υπ' όψιν τον η_{is}, συναρτήσει της θερμοκρασίας συμπύκνωσης 41
Διάγραμμα 17-Ο βαθμός απόδοσης ψύξης, συναρτήσει της θερμοκρασίας συμπύκνωσης 42
Διάγραμμα 18- Διάγραμμα συντελεστή συμπεριφοράς συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος..... 45
Διάγραμμα 19- Διάγραμμα συντελεστή συμπεριφοράς συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης 46
Διάγραμμα 20- Διάγραμμα συντελεστή συμπεριφοράς συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης... 46
Διάγραμμα 21-Μεταβολή του COP του R444A, κατά τη μεταβολή των θερμοκρασιών περιβάλλοντος και ατμοποίησης, με η_{is}=0,8 49
Διάγραμμα 22- Μεταβολή του COP του CO_2, κατά τη μεταβολή των θερμοκρασιών περιβάλλοντος και ατμοποίησης, με η_{is}=0,8 49
Διάγραμμα 23- Μεταβολή του COP του R134a, κατά τη μεταβολή των θερμοκρασιών περιβάλλοντος και ατμοποίησης, με η_{is}=0,8 50
Διάγραμμα 24 -Μεταβολή του COP του R1234yf, κατά τη μεταβολή των θερμοκρασιών περιβάλλοντος και ατμοποίησης, με η_{is}=0,8 50
Διάγραμμα 25- Κανονικοποιημένοι συντελεστές παλινδρόμησης 51
Διάγραμμα 26-Ο λόγος συμπίεσης συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις του μείγματος R1234yf/R32 54
Διάγραμμα 27-Ο ειδικός όγκος στην έξοδο του συμπιεστή συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις του μείγματος R1234yf/R32 55
Διάγραμμα 28- Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης του κύκλου συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις του μείγματος R1234yf/R32 56
Διάγραμμα 29- Η ειδική ψυκτική ισχύς του κύκλου συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις R1234yf/R32 57

Διάγραμμα 30-Ο COP του κύκλου συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις του μείγματος R1234yf/R32 58
Διάγραμμα 31 -Ο βαθμός απόδοσης ψύξης του κύκλου συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις R1234yf/R32 59
Διάγραμμα 32-Ο ψυκτικός κύκλος του μείγματος R1234yf/R32 με τον μεγαλύτερο COP σε θερμοκρασία περιβάλλοντος 40°C 60
Διάγραμμα 33-Ο GWP των μειγμάτων R1234yf/R32 60
Διάγραμμα 34-Ο λόγος συμπίεσης συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις μείγματος R1234yf/R125 61
Διάγραμμα 35- Ο ειδικός όγκος στην έξοδο του συμπιεστή συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις μείγματος R1234yf/R125 62
Διάγραμμα 36- Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις μείγματος R1234yf/R125 63
Διάγραμμα 37- Η ειδική ψυκτική ισχύς συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις μείγματος R1234yf/R125 64
Διάγραμμα 38- Ο COP συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις μείγματος R1234yf/R125 65
Διάγραμμα 39- Ο βαθμός απόδοσης ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις μείγματος R1234yf/R125 66
Διάγραμμα 40- Ο ψυκτικός κύκλος του μείγματος R1234yf/R125 με τον μεγαλύτερο COP σε θερμοκρασία περιβάλλοντος 40°C 67
Διάγραμμα 41- Ο GWP των μειγμάτων R1234yf/R125 67
Διάγραμμα 42- Ο λόγος συμπίεσης συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις μείγματος R1234ZE/R32 68
Διάγραμμα 43- Ο ειδικός όγκος στην έξοδο του συμπιεστή συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις μείγματος R1234ZE/R32 69
Διάγραμμα 44- Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις μείγματος R1234ZE/R32 70
Διάγραμμα 45- Η ειδική ψυκτική ισχύς συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις μείγματος R1234ZE/R32 71
Διάγραμμα 46- Ο COP συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις μείγματος R1234ZE/R32 72
Διάγραμμα 47- Ο βαθμός απόδοσης ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για τις διάφορες συστάσεις μείγματος R1234ZE/R32 73
Διάγραμμα 48- Ο ψυκτικός κύκλος του μείγματος R1234ZE/R32 με τον μεγαλύτερο COP σε θερμοκρασία περιβάλλοντος 40°C 74
Διάγραμμα 49- Ο GWP των μειγμάτων R1234ZE/R32 74
Διάγραμμα 50-Θερμοκρασιακή ολίσθηση στον ατμοποιητή συναρτήσει της κατά μάζα σύστασης ουσίας 2 για θερμοκρασία περιβάλλοντος 50°C 75
Διάγραμμα 51- Η ειδική ψυκτική ισχύς συναρτήσει της κατά μάζα σύστασης ουσίας 2 για θερμοκρασία περιβάλλοντος 50°C 75
Διάγραμμα 52- Ο COP του κύκλου συναρτήσει της κατά μάζα σύστασης ουσίας 2 για θερμοκρασία περιβάλλοντος 50°C 76
Διάγραμμα 53- Ο GWP του κύκλου συναρτήσει της κατά μάζα σύστασης ουσίας 2 για θερμοκρασία περιβάλλοντος 50°C 76

Βιβλιογραφία

[1] «INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE,» [Ηλεκτρονικό]. Available: http://www.ipcc.ch/.

[2] Γ. ΜΠΕΡΓΕΛΕΣ, σε *ΠΗΓΕΣ, ΔΙΑΣΠΟΡΑ ΚΑΙ ΕΛΕΓΧΟΣ ΑΤΜΟΣΦΑΙΡΙΚΗΣ ΡΥΠΑΝΣΗΣ*, ΑΘΗΝΑ, ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΑΚΕΣ ΕΚΔΟΣΕΙΣ Ε.Μ.Π., 2006, pp. 26-36.

[3] «GLOBAL CLIMATE CHANGE (NASA),» NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION, [Ηλεκτρονικό]. Available: https://climate.nasa.gov/. [Πρόσβαση 2018].

[4] «STRATOSPHERIC OZONE (MONITORING AND RESEARCH IN N.O.A.A.),» NATIONAL OCEANIC AND ATMOSPHERIC ADMINISTRATION, [Ηλεκτρονικό]. Available: https://www.ozonelayer.noaa.gov/index.htm.

[5] «RESEARCH GATE,» [Ηλεκτρονικό]. Available: https://www.researchgate.net/.

[6] «NASA OZONE WATCH,» NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION, [Ηλεκτρονικό]. Available: https://ozonewatch.gsfc.nasa.gov/.

[7] «UNITED NATIONS DEVELOPMENT PROGRAMME,» [Ηλεκτρονικό]. Available: http://www.undp.org/. [Πρόσβαση 2018].

[8] «UNITED NATIONS ENVIRONMENT PROGRAMME,» UNITED NATIONS, [Ηλεκτρονικό]. Available: http://www.unep.fr/scp/. [Πρόσβαση 2018].

[9] «EUROPEAN ENVIRONMENT AGENCY,» [Ηλεκτρονικό]. Available: https://www.eea.europa.eu/. [Πρόσβαση 2018].

[10] U. Kutub, S. B. Bidyut, T. Kyaw και K. Shigeru, «Low GWP Refrigerants for Energy Conservation and Environmental Sustainability,» σε *ENERGY, ENVIRONMENT AND SUSTAINABILITY*, SPRINGER NATURE, 2018, pp. 485-511.

[11] E. Janotkova και M. Pavelek, «New Trends in the Field of Automobile Air Conditioning,» Research Gate, 2006.

[12] «INTERNATIONAL INSTITUTE OF REFRIGERATION,» [Ηλεκτρονικό]. Available: www.iifiir.org/.

[13] «ASHRAE,» AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, [Ηλεκτρονικό]. Available: www.ashrae.org/bookstore.

[14] A. G. Devecioğlu και O. Vedat, «An analysis on the comparison of low-GWP refrigerants to alternatively use in mobile air-conditioning systems,» *Thermal Science and Engineering Progress,* τόμ. 1, pp. 1-5, 2017.

[15] V. K. Prof. Jignesh, «Comparative evaluation of an automobile air - conditioning system using R134a and its alternative refrigerants,» *Energy Procedia,* αρ. 109, pp. 153-160, 2017.

[16] S. Brown, S. Yana-Motta και P. Domanski, «Comparative analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO2 and R134a,» *International Journal of Refrigeration,* αρ. 25, pp. 19-32, 2002.

[17] H. Cho, H. Lee και C. Park, «Performance characteristics of an automobile air conditioning system with internal heat exchanger using refrigerant R1234yf,» *Applied Thermal Engineering,* αρ. 61, pp. 563-569, 2013.

[18] Z. Meng, H. Zhang, M. Lei, Y. Qin και J. Qiu, «Performance of low GWP R1234yf/R134a mixture as a replacement for R134a in automotive air conditioning systems,» *International Journal of Heat and Mass Transfer,* αρ. 116, pp. 362-370, 2018.

[19] A. Pearson, «Carbon dioxide-new uses for an old refrigerant,» *INTERNATIONAL JOURNAL OF REFRIGERATION,* αρ. 28, pp. 1140-1148, 2005.

[20] P. Kuhn, M. Graz, F. Obrist, W. Parsch και F. Rinne, «Carbon Dioxide R744 as a Refrigerant in Automotive Air-Conditioning Systems,» *ATZ,* τόμ. 103, αρ. 12, pp. 14-17, 2001.

[21] S. Itoh, «World's First CO2 Air Conditiong System,» *AutoTechnology,* τόμ. 4, αρ. 1, pp. 40-43, 2004.

[22] F. E. A. o. Germany, «Umweltbundesamt,» May 2009. [Ηλεκτρονικό]. Available: www.umweltbundesamt.de/produkte-e/index.htm.

[23] S. CORPORATION, «SANDEN,» July 2017. [Ηλεκτρονικό]. Available: https://www.sanden.co.jp/english/topics/2017/0707.html.

[24] R744, «R744,» August 2018. [Ηλεκτρονικό]. Available: http://www.r744.com/articles/8495/vw_to_roll_out_co2_mac_in_new_electric_car_series.

[25] J. Li, J. Jia, L. Huang και S. Wang, «Experimental and numerical study of an integrated fin and micro-channel gas cooler for CO2 automotive air-conditioning,» *Applied Thermal Engineering,* αρ. 116, pp. 636-647, 2016.

[26] B. Yu, D. Wang, C. Liu, F. Jiang, J. Shi και J. Chen, «Performance improvements evaluation of an automobile air cinditioning system using CO2-propane mixture as a refrigerant,» *International Journal of Refrigeration,* αρ. 88, pp. 172-181, 2017.