



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ  
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ  
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**Ενεργειακή και εξεργειακή ανάλυση γεωθερμικής  
αντλίας θερμότητας με CO<sub>2</sub>**

Συγγραφή:

ΚΑΤΟΥΦΑΣ ΧΡΗΣΤΟΣ  
Α.Μ.: 02114625

Επιβλέπουσα καθηγήτρια: Κορωνάκη Ειρήνη

ΑΘΗΝΑ

Φεβρουάριος 2021

# Περιεχόμενα

|   |    |
|---|----|
| ΠΕΡΙΛΗΨΗ .....  | 4  |
| ABSTRACT .....  | 4  |
| ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 <sup>ο</sup> .....   | 5  |
| 1. Εισαγωγή.....  | 5  |
| 1.1 Τα αέρια του θερμοκηπίου .....  | 6  |
| 1.1.1 Υδρατμοί .....  | 6  |
| 1.1.2 Διοξείδιο του άνθρακα .....   | 6  |
| 1.1.3 Μεθάνιο.....  | 8  |
| 1.1.4 Μονοξείδιο του αζώτου.....  | 8  |
| 1.1.5 Φθοριούχα αέρια θερμοκηπίου (Φρέον) .....                                   | 9  |
| 1.1.6 Μέτρηση των αερίων του θερμοκηπίου .....                                    | 10 |
| 1.1.7 Η Τάση της θέρμανσης.....   | 13 |
| 1.2 Οι χλωροφθοράνθρακες (CFCs).....  | 14 |
| 1.3 Διοξείδιο του άνθρακα ως ψυκτικό μέσο .....                                   | 16 |
| 1.3.1 Ιστορική αναδρομή.....  | 16 |
| 1.3.2 Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα του CO <sub>2</sub> ως ψυκτικό μέσο.....    | 18 |
| 1.4 Δράσεις για τον περιορισμό των αλλαγών .....                                  | 20 |
| 1.4.1 Το Πρωτόκολλο του Κιότο .....   | 21 |
| 1.4.2 Δράσεις της Ευρωπαϊκής Ένωσης.....  | 23 |
| ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 <sup>ο</sup> .....   | 27 |
| 2.1 Εισαγωγή.....   | 27 |
| 2.2 Ιστορική αναδρομή.....  | 28 |
| 2.2.1 Επιστημονική κατανόηση της γεωθερμίας.....                                  | 28 |
| 2.2.2 Ανάπτυξη συστημάτων για μεταβολή θερμοκρασίας .....                         | 31 |
| 2.3 Ανάπτυξη τον 20ο αιώνα.....   | 32 |
| 2.3.1. Ανάπτυξη μέχρι την πρώτη κρίση των τιμών πετρελαίου το 1973 .....          | 32 |
| 2.3.2 Ανάπτυξη κατά την πρώτη και δεύτερη κρίση τιμών πετρελαίου, 1973-1985 ..... | 34 |
| 2.4 Αντλίες θερμότητας εδάφους .....  | 35 |
| 2.4.1 Παγκόσμιες εγκαταστάσεις αντλιών θερμότητας σήμερα .....                    | 36 |
| 2.5 Κύρια μέρη μια αντλίας θερμότητας εδάφους .....                               | 38 |
| 2.6. Τύποι σχεδιασμού εναλλακτών θερμότητας εδάφους.....                          | 40 |
| 2.6.1 Κάθετοι εναλλάκτες θερμότητας εδάφους .....                                 | 40 |
| 2.6.2 Οριζόντιοι εναλλάκτες θερμότητας εδάφους .....                              | 41 |
| 2.7 Ψυκτικά μέσα για αντλίες θερμότητας.....                                      | 42 |
| ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 <sup>ο</sup> .....   | 44 |

|  |    |
|--|----|
| 3.1 Μαθηματικό μοντέλο .....   | 44 |
| 3.1.1 Γενικές εξισώσεις .....  | 44 |
| 3.1.2 Ψύκτης αερίων (gas cooler).....  | 46 |
| 3.1.3 Βαλβίδα διαστολής:.....  | 46 |
| 3.1.4 Εξατμιστής (evaporator):.....  | 46 |
| 3.2 Ομοιογενές μοντέλο ροής.....   | 51 |
| 3.3 Θερμική μελέτη εναλλακτών θερμότητας- Μέθοδος NTU.....   | 53 |
| ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4° .....  | 58 |
| 4.1 Αποτελέσματα - Συμπεράσματα .....  | 58 |
| 4.2 Η επίδραση της διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ της θερμοκρασίας εξόδου του εδάφους και του εξατμιστή..... | 59 |
| 4.3 Η επίδραση της ταχύτητας του συμπιεστή .....   | 61 |
| 4.4 Η επίδραση της θερμοκρασίας του νερού εισαγωγής στον ψύκτη αερίου.....                                 | 62 |
| 4.5 Η επίδραση του ρυθμού ροής μάζας του νερού εισαγωγής στον εναλλάκτη αερίου .....                       | 65 |
| 4.6 Η επίδραση του μήκους του εναλλάκτη αερίου .....   | 66 |
| 4.7 Η επίδραση της θερμοκρασίας του εδάφους .....  | 68 |
| 4.8 Επίδραση του αριθμού των βρόχων του εξατμιστή .....  | 69 |
| ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....  | 72 |
| ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α .....  | 75 |

## ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η ανάπτυξη ενός μοντέλου αριθμητικής προσομοίωσης για την ανάλυση του βαθμού απόδοσης και της εξέργειας των γεωθερμικών αντλιών θερμότητας άμεσης διαστολής (DX-GHP) σε οικιακές εφαρμογές ζεστού νερού και θέρμανσης. Το διοξείδιο του άνθρακα (CO<sub>2</sub>) στον υπερκρίσιμο κύκλο έχει χρησιμοποιηθεί ως ψυκτικό και τα αποτελέσματα της πτώσης της πίεσης του στους εναλλάκτες θερμότητας έχουν ληφθεί υπόψη. Η παρούσα αριθμητική έρευνα δίνει την ανάλυση υπό διαφορετικές λειτουργικές συνθήκες σε δύο ξεχωριστές περιπτώσεις. Στην πρώτη περίπτωση, το μήκος βρόχου του εναλλάκτη θερμότητας εδάφους θεωρείται σταθερό και στη δεύτερη περίπτωση, το φορτίο θέρμανσης θεωρείται σταθερό. Με σκοπό την αξιολόγηση της απόδοσης του συστήματος, πραγματοποιήθηκε μια λεπτομερής παραμετρική διερεύνηση της επίδρασης διαφορετικών παραμέτρων, συμπεριλαμβανομένης της διαφοράς μεταξύ της θερμοκρασίας του εδάφους και της θερμοκρασίας εξόδου του εξαμιστή, της ταχύτητας του συμπιεστή, της θερμοκρασίας και του ρυθμού ροής μάζας είσοδος νερού στο ψυγείο αερίου, το μήκος του ψυγείου αερίου, τον αριθμό των βρόχων εναλλάκτη θερμότητας εδάφους και την θερμοκρασία του εδάφους.

## ABSTRACT

*The purpose of this dissertation is to develop a numerical simulation model for the analysis of the efficiency and exergy of direct expansion geothermal heat pumps (DX-GHP) in domestic hot water and heating applications. The carbon dioxide (CO<sub>2</sub>) in the supercritical cycle has been used as a refrigerant and the effects of its pressure drop on the heat exchangers have been taken into account. The present numerical research gives the analysis under different operating conditions in two separate cases. In the first case, the loop length of the ground heat exchanger is considered constant and in the second case, the heating load is considered constant. In order to evaluate the performance of the system, a detailed parametric investigation of the effect of different parameters was performed, including the difference between the ground temperature and the evaporator outlet temperature, the compressor speed, the temperature and the mass flow rate of water entering the refrigerator gas, the length of the gas cooler, the number of ground heat exchanger loops and the ground temperature.*

# ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1<sup>ο</sup>

## 1. Εισαγωγή

Η κλιματική αλλαγή αποτελεί αυτή τη στιγμή το νούμερο ένα πρόβλημα του πλανήτη με καταστροφικές συνέπειες. Ο όρος «κλίμα», δε σημαίνει όμως καιρός. Πρόκειται για το μέσο όρο των καιρικών συνθηκών που επικρατούν σε μια ορισμένη περιοχή για μεγάλη χρονική περίοδο. Η ενέργεια του ήλιου θερμαίνει την επιφάνεια της γης και, καθώς η θερμοκρασία αυξάνεται, η θερμότητα αντανακλάται στην ατμόσφαιρα ως ενέργεια υπεριώδους ακτινοβολίας. Ένα μέρος της ενέργειας απορροφάται στην ατμόσφαιρα από τα λεγόμενα «αέρια του θερμοκηπίου».

Πιο συγκεκριμένα, η ατμόσφαιρα λειτουργεί όπως τα τοιχώματα ενός θερμοκηπίου, αφήνοντας το ορατό ηλιακό φως να εισέλθει και απορροφώντας την εξερχόμενη ενέργεια υπεριώδους ακτινοβολίας, διατηρώντας ζεστό το εσωτερικό του. Αυτή η φυσική διαδικασία ονομάζεται "φαινόμενο του θερμοκηπίου". Χωρίς αυτό, η μέση θερμοκρασία στη γη θα ήταν  $-18^{\circ}\text{C}$ , ενώ αυτή τη στιγμή φθάνει τους  $+15^{\circ}\text{C}$ .

Το κλίμα παρουσιάζε, και θα παρουσιάζει για πάντα, αποκλίσεις που οφείλονται σε φυσικά αίτια. Οι φυσικές αυτές αιτίες συμπεριλαμβάνουν τις ανεπαίσθητες μεταβολές της ηλιακής ακτινοβολίας, τις ηφαιστειακές εκρήξεις, οι οποίες μπορούν να καλύψουν τη γη με σκόνη που αντανακλά την ηλιακή θερμότητα στο διάστημα, καθώς και τις φυσικές αποκλίσεις του ίδιου του κλιματικού συστήματος.

Εντούτοις, οι φυσικές αιτίες μπορούν να εξηγήσουν μόνο ένα μικρό μέρος αυτής της θέρμανσης. Οι ανθρωπογενείς δραστηριότητες συντελούν στην αύξηση της συγκέντρωσης στην ατμόσφαιρα αερίων του θερμοκηπίου, ιδιαίτερα διοξειδίου του άνθρακα ( $\text{CO}_2$ ), μεθανίου και πρωτοξειδίου του αζώτου, τα οποία ενισχύουν το φυσικό φαινόμενο του θερμοκηπίου και αυξάνουν τη θερμοκρασία. Η βασική ανθρώπινη δραστηριότητα που εντείνει το πρόβλημα είναι η καύση ορυκτών καυσίμων που αυξάνει το ποσό του  $\text{CO}_2$  και άλλων αερίων στην ατμόσφαιρα, οι υδρατμοί των οποίων σχηματίζουν ένα φυσικό διαχωριστικό στρώμα γύρω από τη Γη. Αυτό το στρώμα εμποδίζει ένα ποσοστό μεγαλύτερο από το φυσιολογικό (30%) της ανακλώμενης στην επιφάνεια της Γης ηλιακής ακτινοβολίας να επιστρέψει στο διάστημα και το παγιδεύει στην ατμόσφαιρα με αποτέλεσμα την υπερθέρμανση του πλανήτη. Αυτή η υπερθέρμανση που προκαλεί ο ανθρώπινος παράγοντας ονομάζεται "ενισχυμένο" φαινόμενο του θερμοκηπίου.

## **1.1 Τα αέρια του θερμοκηπίου**

### **1.1.1 Υδρατμοί**

Το κυριότερο αέριο του θερμοκηπίου είναι οι υδρατμοί (H<sub>2</sub>O), οι οποίοι ευθύνονται για περίπου τα 2/3 του φυσικού φαινομένου του θερμοκηπίου. Στην ατμόσφαιρα, τα μόρια του νερού δεσμεύουν τη θερμότητα που εκπέμπει η γη και έπειτα εκπέμπουν εκ νέου προς όλες τις κατευθύνσεις, θερμαίνοντας έτσι την επιφάνεια της γης πριν επιστρέψουν τελικά στο διάστημα. Οι υδρατμοί της ατμόσφαιρας αποτελούν τμήμα του υδρολογικού κύκλου, ενός κλειστού συστήματος κυκλοφορίας του νερού από τους ωκεανούς και το έδαφος στην ατμόσφαιρα και από εκεί πίσω στο έδαφος μέσω της εξάτμισης και της διαπνοής, της συμπύκνωσης και της κατακρήμνισης. Οι ανθρώπινες δραστηριότητες δεν αυξάνουν τους υδρατμούς στην ατμόσφαιρα. Ωστόσο, ο θερμότερος αέρας μπορεί να κατακρατήσει πολύ περισσότερη υγρασία και συνεπώς, οι αυξημένες θερμοκρασίες εντείνουν περαιτέρω τις κλιματικές αλλαγές.

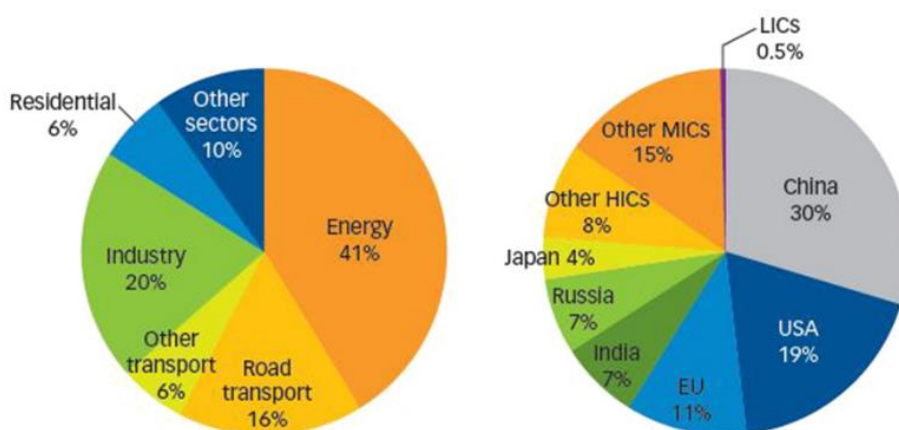
### **1.1.2 Διοξείδιο του άνθρακα**

Ο κυριότερος συντελεστής του «ενισχυμένου» φαινομένου του θερμοκηπίου είναι το διοξείδιο του άνθρακα (CO<sub>2</sub>). Ευθύνεται παγκοσμίως για τουλάχιστον το 60% του φαινομένου. Στις βιομηχανικές χώρες, αποτελεί το 80% των εκπομπών αερίου του θερμοκηπίου. Στη γη υπάρχουν πεπερασμένες ποσότητες άνθρακα, οι οποίες, όπως και το νερό, ανακυκλώνονται με τον κύκλο του άνθρακα. Πρόκειται για ένα ιδιαίτερα πολύπλοκο σύστημα στο οποίο ο άνθρακας κινείται μεταξύ της ατμόσφαιρας, της επίγειας βιόσφαιρας και των ωκεανών. Τα φυτά απορροφούν CO<sub>2</sub> από την ατμόσφαιρα κατά τη φωτοσύνθεση. Χρησιμοποιούν τον άνθρακα για να συνθέσουν τους ιστούς τους και τον απελευθερώνουν στην ατμόσφαιρα όταν ξεραίνονται και αποσυντίθενται. Ο οργανισμός των ζώων και των ανθρώπων περιέχει και αυτός άνθρακα τον οποίο λαμβάνει από τα βρώσιμα φυτά ή από τα ζώα που καταναλώνουν αυτά τα φυτά. Ο άνθρακας απελευθερώνεται ως CO<sub>2</sub> με την αναπνοή, καθώς και με το θάνατο και την αποσύνθεση. Τα ορυκτά καύσιμα είναι τα απολιθωμένα υπολείμματα νεκρών ζώων και φυτών τα οποία συντίθενται υπό συγκεκριμένες συνθήκες σε διάστημα εκατομμυρίων ετών και συνεπώς έχουν μεγάλη περιεκτικότητα σε άνθρακα. Με την ευρεία έννοια, το κάρβουνο δεν είναι παρά υπολείμματα καμένων δασών, ενώ το πετρέλαιο προέρχεται από τη χλωρίδα των ωκεανών. (Οι ωκεανοί απορροφούν CO<sub>2</sub>, που χρησιμοποιείται σε διαλυμένη μορφή για τη φωτοσύνθεση της θαλάσσιας χλωρίδας.)

Πολλά δισεκατομμύρια τόνοι άνθρακα ανταλλάσσονται με φυσικό τρόπο κάθε χρόνο μεταξύ της ατμόσφαιρας, των ωκεανών και της επίγειας χλωρίδας. Τα επίπεδα διοξειδίου του άνθρακα στην

ατμόσφαιρα παρουσιάζουν αποκλίσεις μικρότερες από 10% κατά τη διάρκεια των 10000 χρόνων που προηγήθηκαν της βιομηχανικής επανάστασης. Ωστόσο, από το 1800 η συγκέντρωσή του έχει αυξηθεί κατά περίπου 30%, καθώς τεράστιες ποσότητες ορυκτών καυσίμων καίγονται για να παραχθεί ενέργεια, κυρίως στις αναπτυγμένες χώρες. Σήμερα εκπέμπουμε στην ατμόσφαιρα τουλάχιστον 25 δισεκατομμύρια τόνους CO<sub>2</sub> το χρόνο. Πρόσφατα, Ευρωπαίοι ερευνητές ανακάλυψαν ότι οι τρέχουσες συγκεντρώσεις CO<sub>2</sub> στην ατμόσφαιρα είναι τώρα υψηλότερες από ποτέ τα τελευταία 650000 χρόνια. Πραγματοποιήθηκε δειγματοληψία πάγου σε βάθος άνω των 3 χιλιομέτρων στους πάγους της Ανταρκτικής οι οποίοι διαμορφώθηκαν εκατοντάδες χιλιάδες χρόνια πριν. Ο πάγος περιέχει φυσαλίδες αέρα, οι οποίες μας δίνουν πληροφορίες για την ατμοσφαιρική σύσταση σε διάφορες εποχές της ιστορίας του πλανήτη. Το CO<sub>2</sub> μπορεί να παραμείνει στην ατμόσφαιρα για 50-200 χρόνια, ανάλογα με τον τρόπο ανακύκλωσης και επιστροφής του στο έδαφος και τους ωκεανούς.

Εκτός από το διοξείδιο του άνθρακα (CO<sub>2</sub>), του οποίου η περιεκτικότητα στην ατμόσφαιρα παίζει καταλυτικό χαρακτήρα για την απορρόφηση θερμότητας και επομένως αύξησης της θερμοκρασίας και μεγάλη συμβολή στο «φαινόμενο του θερμοκηπίου», υπάρχουν και άλλα αέρια των οποίων το μόριο έχει ανάλογες ιδιότητες απορρόφησης και συγκράτησης της υπέρυθρης ακτινοβολίας και σημαντικής συμβολής στο φαινόμενο. Τέτοια είναι το μεθάνιο (CH<sub>4</sub>), τα οξείδια του Αζώτου (NO<sub>x</sub>) και το "Φρέον" (Χλωριωμένοι Υδρογονάνθρακες), με πολλαπλάσια ως προς το διοξείδιο του άνθρακα ικανότητα απορρόφησης της θερμότητας, η οποία ξεκινά από 25 φορές για το μεθάνιο, ανέρχεται σε 230 για τα οξείδια του Αζώτου και φθάνει μέχρι 15.000 για το φρέον.

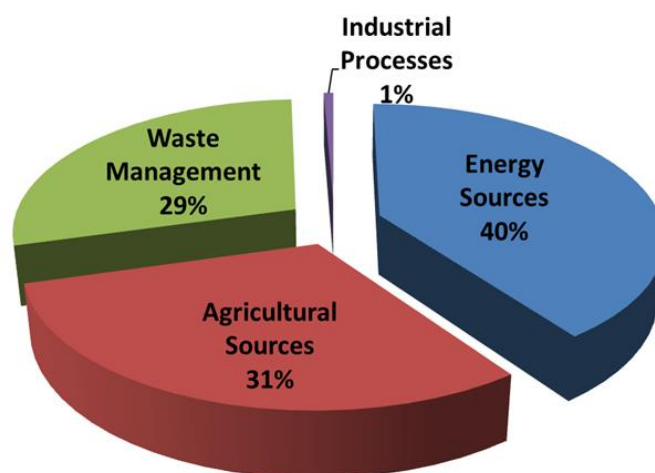


Εικ. 1.1 Παγκόσμιες εκπομπές CO<sub>2</sub> ανα τομέα (αριστερά) και ανα χώρα (δεξιά) .

### 1.1.3 Μεθάνιο

Το δεύτερο σημαντικότερο αέριο που ευθύνεται για το ενισχυμένο φαινόμενο του θερμοκηπίου είναι το μεθάνιο ( $\text{CH}_4$ ). Από τις απαρχές της βιομηχανικής επανάστασης, οι ατμοσφαιρικές συγκεντρώσεις μεθανίου έχουν διπλασιαστεί και συμβάλλουν κατά περίπου 20% στην ενίσχυση του φαινομένου. Στις βιομηχανικές χώρες, το μεθάνιο αποτελεί συνήθως το 15% των εκπομπών αερίου του θερμοκηπίου. Το μεθάνιο συντίθεται κατά κύριο λόγο από βακτήρια που ενισχύονται με οργανικές ύλες ελλείψει οξυγόνου. Συνεπώς εκπέμπεται από διάφορες φυσικές πηγές και πηγές που επηρεάζονται από την ανθρώπινη δραστηριότητα, με κυριότερες τις τελευταίες.

Οι φυσικές πηγές περιλαμβάνουν υδροτόπους και ωκεανούς. Οι πηγές που επηρεάζονται από την ανθρώπινη δραστηριότητα περιλαμβάνουν την εξόρυξη και την καύση ορυκτών καυσίμων, την κτηνοτροφία (τα βοοειδή καταναλώνουν φυτά, τα οποία ζυμώνονται στο πεπτικό τους σύστημα και τα οποία εκπέμπουν μεθάνιο μέσω της εκπνοής και των περιττωμάτων τους), τις ρυζοκαλλιέργειες (οι ορυζώνες παράγουν μεθάνιο καθώς οι οργανικές ύλες του εδάφους αποσυντίθενται χωρίς αρκετό οξυγόνο) και τους χώρους ταφής (κι εδώ τα οργανικά απόβλητα αποσυντίθενται χωρίς αρκετό οξυγόνο). Το μεθάνιο στην ατμόσφαιρα δεσμεύει 23 φορές πιο αποτελεσματικά το  $\text{CO}_2$ . Ωστόσο, η διάρκεια ζωής του είναι μικρότερη και κυμαίνεται από 10 έως 15 χρόνια.



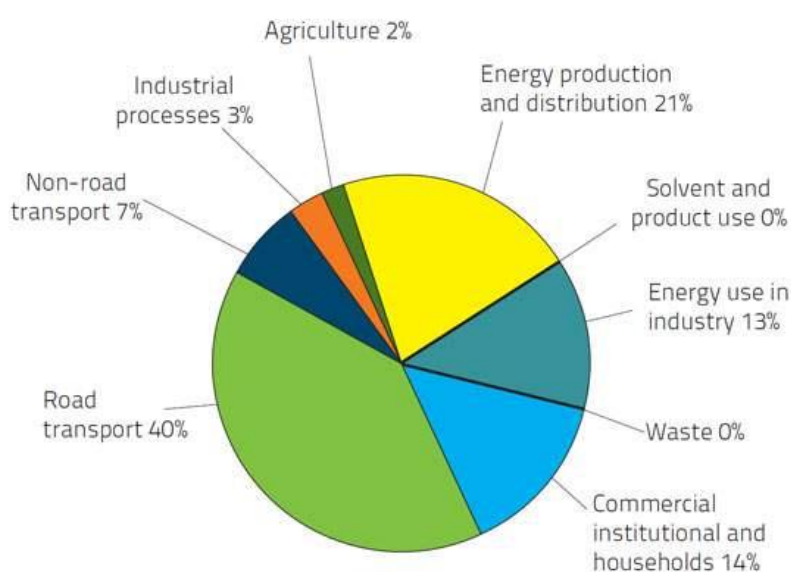
Εικ. 1.2 Εκπομπές μεθανίου ανά πηγή (U.S Energy Information Association)

### 1.1.4 Μονοξείδιο του αζώτου

Το μονοξείδιο του αζώτου ( $\text{N}_2\text{O}$ ) απελευθερώνεται με φυσικό τρόπο από τους ωκεανούς και τα παρθένα δάση, καθώς και από τα βακτήρια του εδάφους. Οι πηγές που επηρεάζονται από την



ανθρώπινη δραστηριότητα περιλαμβάνουν τα αζωτούχα λιπάσματα, την καύση ορυκτών καυσίμων και τη βιομηχανική χημική παραγωγή με χρήση αζώτου, όπως είναι η επεξεργασία λυμάτων. Στις βιομηχανικές χώρες, το N<sub>2</sub>O αποτελεί το 6% των εκπομπών αερίου του θερμοκηπίου. Όπως το CO<sub>2</sub> και το μεθάνιο, έτσι και το μονοξείδιο του αζώτου είναι ένα αέριο του θερμοκηπίου, του οποίου τα μόρια απορροφούν θερμότητα που προσπαθεί να διαφύγει στο διάστημα. Το N<sub>2</sub>O είναι 310 φορές πιο αποτελεσματικό από το CO<sub>2</sub> στην απορρόφηση της θερμότητας. Από τις απαρχές της βιομηχανικής επανάστασης, οι συγκεντρώσεις υποξειδίου του αζώτου στην ατμόσφαιρα έχουν αυξηθεί κατά περίπου 16% και συμβάλλουν κατά 4 – 6 % στην ενίσχυση του φαινομένου του θερμοκηπίου.



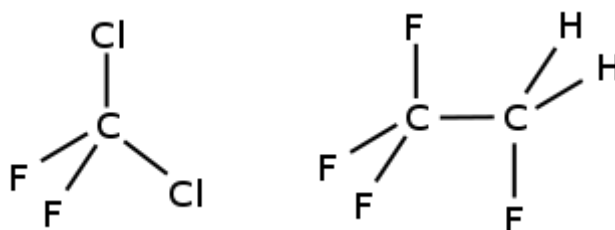
Εικ. 1.3 Πηγές εκπομπής μονοξειδίου του αζώτου

Το ανωτέρω διάγραμμα δείχνει ότι οι οδικές μεταφορές και η παραγωγή ενέργειας είναι οι μεγαλύτερες πηγές εκπομπών NO<sub>x</sub> στην ΕΕ κατά τη διάρκεια του 2011. [Πηγή - European Union emission inventory report 1990–2011 under the UNECE Convention on Long-range Trans-boundary Air Pollution (LRTAP)]

### 1.1.5 Φθοριούχα αέρια θερμοκηπίου (Φρέον)

Είναι τα μόνα αέρια θερμοκηπίου που δεν έχουν συντεθεί με φυσικό τρόπο, αλλά έχουν δημιουργηθεί από τον άνθρωπο για βιομηχανικούς σκοπούς. Το μερίδιό τους στις εκπομπές αερίων θερμοκηπίου από τις βιομηχανικές χώρες είναι περίπου 1,5%. Όμως, είναι εξαιρετικά ισχυρά αφού μπορούν να δεσμεύσουν θερμότητα 22000 φορές πιο αποτελεσματικά από το CO<sub>2</sub> και παραμένουν στην ατμόσφαιρα για χιλιάδες χρόνια. Τα φθοριούχα αέρια θερμοκηπίου

περιλαμβάνουν τους υδροφθοράνθρακες (HFCs) που χρησιμοποιούνται για την ψύξη και την κατάψυξη συμπεριλαμβανομένων των συστημάτων κλιματισμού, το εξαφθοριούχο θείο (SF<sub>6</sub>) που χρησιμοποιείται για παράδειγμα στην ηλεκτρονική βιομηχανία και τους υπερφθοράνθρακες (PFC) που εκπέμπονται κατά την παραγωγή αλουμινίου και χρησιμοποιούνται στην ηλεκτρονική βιομηχανία. Αδιαμφισβήτητα, τα γνωστότερα από αυτά τα αέρια είναι οι χλωροφθοράνθρακες (CFCs) που δεν είναι μόνον φθοριούχα αέρια θερμοκηπίου, αλλά καταστρέφουν και το στρώμα του όζοντος. Αποσύρονται σταδιακά από την κυκλοφορία σύμφωνα με το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ του 1987 για τις ουσίες που καταστρέφουν το στρώμα του όζοντος.



Εικ. 1.4 Απεικόνιση του διφθοροδιχλωρομεθάνιου (CFC-12) (Αριστερά) και του τετραφθοροαιθάνιου (HFC-134a) (Δεξιά)

### 1.1.6 Μέτρηση των αερίων του θερμοκηπίου

Οι συγκεντρώσεις αερίων στην ατμόσφαιρα μπορούν να εκφραστούν σε μέρη ανά εκατομμύριο (ppm) ή δισεκατομμύριο (ppb). Το ppm αντιστοιχεί σε 1 κυβικό εκατοστό αερίου ανά κυβικό μέτρο αέρα. Επίσης, 1 ppm σημαίνει ότι υπάρχει ένα μόριο του εν λόγω αερίου ανά 1.000.000όρια όλων των αερίων που περιέχονται στον αέρα.

Ωστόσο, ορισμένα αέρια θερμοκηπίου απορροφούν ραδιενέργεια πιο αποτελεσματικά από άλλα, καθώς απορροφούν ραδιενέργεια σε διαφορετικά μήκη κύματος και άλλα αλληλοκαλύπτονται μεταξύ τους. Για να εξηγηθούν οι διαφορές απορρόφησης, έχει υιοθετηθεί η έννοια του δυναμικού πλανητικής υπερθέρμανσης, όπου όλα τα αέρια συγκρίνονται με το CO<sub>2</sub>, του οποίου το δυναμικό υπερθέρμανσης ισούται με 1. Για παράδειγμα, για μια περίοδο 100 ετών το δυναμικό υπερθέρμανσης του μεθανίου είναι 23 φορές μεγαλύτερο του δυναμικού του CO<sub>2</sub>. Το πρωτοξείδιο του αζώτου είναι 296 φορές πιο αποτελεσματικό στην απορρόφηση από το CO<sub>2</sub> και το δυναμικό υπερθέρμανσης του SF<sub>6</sub> είναι τουλάχιστον 22.000 φορές μεγαλύτερο από αυτό του CO<sub>2</sub>.

Είναι σημαντικό το δυναμικό υπερθέρμανσης να ορίζεται για συγκεκριμένη χρονική περίοδο εφόσον η ατμοσφαιρική διάρκεια ζωής των αερίων θερμοκηπίου παρουσιάζει σημαντικές

αποκλίσεις. Το CO<sub>2</sub> μπορεί να παραμείνει στην ατμόσφαιρα για 50-200 έτη, ανάλογα με τον τρόπο ανακύκλωσής του στην ξηρά ή στους ωκεανούς, το μεθάνιο έχει διάρκεια ζωής στην ατμόσφαιρα 10-15 έτη, ενώ ορισμένα από τα φθοριούχα αέρια του θερμοκηπίου έχουν διάρκεια ζωής αρκετών χιλιάδων ετών.

Από τη βιομηχανική επανάσταση και έπειτα η συγκέντρωση αερίων του θερμοκηπίου στην ατμόσφαιρα έχει αυξηθεί κατά τουλάχιστον 50%, από 280 σε 360 ppm μόνο για το CO<sub>2</sub>. Σε αυτό προστίθεται αύξηση άλλων αερίων θερμοκηπίου, η οποία εκφράζεται σε ισοδύναμα του CO<sub>2</sub> και φθάνει σήμερα τα 425 μέρη ισοδύναμων του CO<sub>2</sub> ανά εκατομμύριο.

Οι συγκεντρώσεις των παραπάνω αερίων στην ατμόσφαιρα λοιπόν είναι: α) Διοξείδιο του Άνθρακα 351,3 ppm (μέρη στο εκατομμύριο), β) Μεθάνιο 1,675 ppm, γ) Οξείδια του Αζώτου 0,31 ppm, και δ) Φρέον 0,000225 ppm.

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω, ο βαθμός απορρόφησης θερμικής ακτινοβολίας για το καθένα είναι διαφορετικός, ώστε η σχετική συνεισφορά τους στο «φαινόμενο του θερμοκηπίου» να έχει ως ακολούθως: α) Διοξείδιο του Άνθρακα 57%, β) Μεθάνιο 12%, γ) Οξείδια του Αζώτου 6%, και δ) Φρέον 25%.

Από τα παραπάνω παρατηρείται μια δυσανάλογη, σχετικά με τη συγκέντρωσή τους, συνεισφορά τους στο «φαινόμενο του θερμοκηπίου», πράγμα που υπαγορεύει την ήδη σε εξέλιξη ευρισκόμενη στρατηγική άμεσης μείωσής τους. Η τύχη όμως των παραπάνω αερίων είναι διαφορετική για το καθένα.

Το διοξείδιο του άνθρακα (CO<sub>2</sub>), έπειτα από ένα μέσο χρόνο παραμονής 4 ετών στην ατμόσφαιρα απορροφάται από τα φυτά για να εξυπηρετήσει τις διαδικασίες της φωτοσύνθεσης ή αντιδρά με την αλκαλικότητα της θάλασσας παρέχοντας όξινα ανθρακικά, που καταλήγουν σε αναδιάλυση των ιζημάτων ανθρακικού ασβεστίου. Η συνολική ποσότητα διοξειδίου του άνθρακα που εισήλθε κατά το 1998 στην ατμόσφαιρα ανερχόταν σε 24 δισεκατομμύρια τόνους περίπου, από τα οποία τα 3 δισεκατομμύρια κατακρατήθηκαν τελικώς από τους ωκεανούς, άλλα 18 δισεκατομμύρια απορροφήθηκαν από επίγειες βιολογικές διεργασίες (κυρίως φωτοσύνθεση), ενώ τα υπόλοιπα 3 δισεκατομμύρια συσσωρεύτηκαν στην ατμόσφαιρα.

Το μεθάνιο (CH<sub>4</sub>), που προέρχεται κυρίως από βιολογικές διεργασίες αποδόμησης οργανικών ουσιών καθώς και διαρροές φυσικού αερίου, κατευθύνεται προς την στρατόσφαιρα, όπου

συνεισφέρει στο «στρατοσφαιρικό φαινόμενο του θερμοκηπίου». Το μεθάνιο αποτελεί «τελικό προϊόν» βιολογικών διεργασιών και κατά συνέπεια δεν μπορεί να καταναλωθεί από καμία βιολογική διεργασία, όπως συμβαίνει με το διοξείδιο του άνθρακα. Ο μέσος χρόνος παραμονής του στην ατμόσφαιρα ανέρχεται σε 11 χρόνια, οι δε 3,5 δισεκατομμύρια τόνοι που είναι συσσωρευμένοι στην ατμόσφαιρα υφίστανται κάθε χρόνο μια προσθήκη 300 εκατομμυρίων τόνων, από την οποία το μεγαλύτερο μέρος (90% περίπου) καταστρέφεται, επιτρέποντας μια συσσώρευση στην ατμόσφαιρα ίσης με 30-40 εκατομμύρια τόνους ή 1% περίπου ετησίως.

Τα Οξειδία του Αζώτου (NO<sub>x</sub>), τα οποία προέρχονται από κάθε είδους καύση και από ορισμένες βιολογικές δραστηριότητες (π.χ. αποσύνθεση λιπασμάτων), εισέρχονται στην ατμόσφαιρα συνεισφέροντας τόσο στο «φαινόμενο θερμοκηπίου» όσο και στη δημιουργία της «τρύπας του όζοντος». Τα Οξειδία του Αζώτου αποδομούνται με ένα βραδύτατο ρυθμό (0,7% το έτος) προς νιτρικά άλατα ή προς Άζωτο και Οξυγόνο, δημιουργώντας έτσι μια συγκέντρωση στην ατμόσφαιρα του ύψους των 700 εκατομμυρίων τόνων. Ο ρυθμός συσσώρευσης τους είναι 0,2%, δηλαδή κάτι τι μικρότερος από εκείνου του διοξειδίου του άνθρακα. Από πλευράς δε στρατηγικής μείωσης τους ακολουθούνται περίπου αυτόματα τα μέτρα που θα ληφθούν και για το διοξείδιο του άνθρακα.

Τέλος, οι Χλωριωμένοι Υδρογονάνθρακες, προέρχονται αποκλειστικά από τις «μοντέρνες» λειτουργίες του πολιτισμού (σπρέι, χημικοί διαλύτες, ηλεκτρικά ψυγεία, αirkοντίσιον, κ.ά.) και κατευθύνονται ταχύτατα στη στρατόσφαιρα, δημιουργώντας τόσο το «στρατοσφαιρικό φαινόμενο του θερμοκηπίου», όσο και τη γνωστή «τρύπα του όζοντος». Σήμερα εκπέμπονται ετησίως άνω των 30.000 τόνων πάσης φύσεως αέρια τύπου Φρέον, τα οποία έχουν συσσωρεύσει μέχρι στιγμής στην ατμόσφαιρα ποσότητα άνω των 500.000 τόνων. Από αυτούς, καταστρέφονται οι 5.000 τόνοι περίπου το χρόνο ενώ οι υπόλοιποι 25.000 εξακολουθούν να συσσωρεύονται.

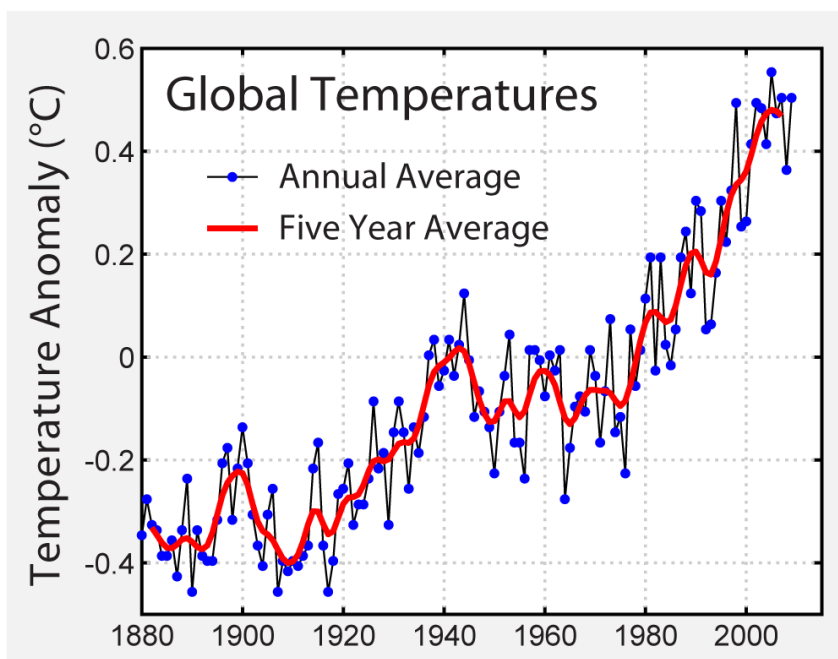
Το φαινόμενο του θερμοκηπίου, δημιουργείται από τα αέρια του θερμοκηπίου ως εξής. Αυτά επιτρέπουν τη διόδο της ακτινοβολίας του Ηλίου προς τη Γη, αλλά δεν επιτρέπουν την ακτινοβολία θερμότητας από τη Γη προς το διάστημα. Η εισερχόμενη ακτινοβολία έχει μικρό μήκος κύματος και περνάει, ενώ η εξερχόμενη έχει μεγάλο μήκος κύματος και δεν περνάει, όπως σε ένα θερμοκήπιο με τζάμια ή πλαστικό, στο οποίο οφείλεται και το όνομα του φαινομένου.<sup>7</sup>

### 1.1.7 Η Τάση της θέρμανσης

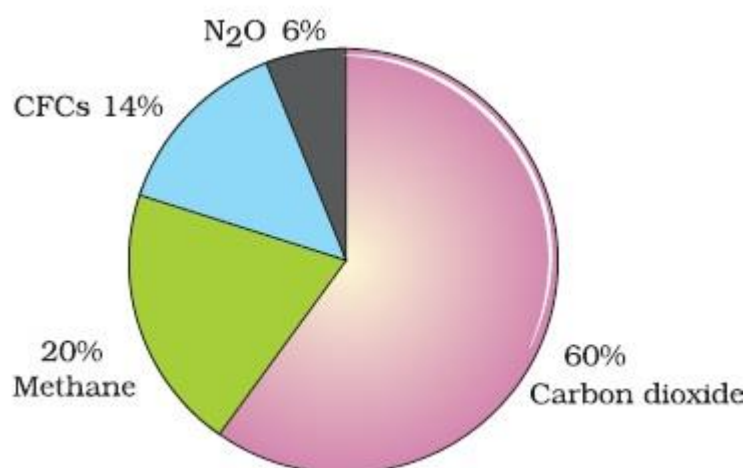
Τα τελευταία 100 χρόνια, η μέση ατμοσφαιρική θερμοκρασία στην επιφάνεια του πλανήτη αυξήθηκε κατά 0,74 °C παγκοσμίως και κατά σχεδόν 1 °C στην Ευρώπη, γεγονός που συνιστά ασυνήθιστα ταχεία θέρμανση. Πράγματι, ο 20ός αιώνας ήταν ο θερμότερος αιώνας και η δεκαετία του 1990 ήταν η θερμότερη δεκαετία των τελευταίων 1.000 ετών. Αυτή η τάση υπερθέρμανσης συνεχίζεται: τα έντεκα θερμότερα έτη έχουν καταγραφεί την τελευταία δωδεκαετία. Η Διεθνής Ομάδα για την Αλλαγή του Κλίματος (IPCC), ένας οργανισμός του Ο.Η.Ε. που αποτελεί σημείο συνάντησης εκατοντάδων ειδικών επί του κλίματος από ολόκληρο τον κόσμο, προβλέπει ότι μέχρι το 2100 η μέση παγκόσμια θερμοκρασία είναι πολύ πιθανό να αυξηθεί περαιτέρω κατά 1,8°C έως 4°C – και στη χειρότερη περίπτωση έως 6,4°C – εκτός αν οι άνθρωποι αναλάβουν δράση για τον περιορισμό των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου.

Αν και με την πρώτη ματιά η διαφορά δεν μοιάζει σημαντική, στη διάρκεια της τελευταίας εποχής των πάγων, πριν από 11.500 χρόνια, η μέση θερμοκρασία στον πλανήτη ήταν μόνο κατά 5°C χαμηλότερη από τη σημερινή, και παρόλα αυτά το μεγαλύτερο μέρος της Ευρώπης ήταν καλυμμένο από ένα χοντρό στρώμα πάγου. Ενδεικτικά της υπερθέρμανσης του πλανήτη είναι τα παρακάτω γεγονότα. Το 2005 καταγράφηκε επίσημα ως το πιο θερμό έτος των τελευταίων εκατό ετών. Έως το 2005, το πιο θερμό έτος ήταν το 1987. Τον 20ο αιώνα η μέση θερμοκρασία αυξήθηκε κατά 0,4 – 0,8 βαθμούς Κελσίου κατατάσσοντας τον αιώνα ως τον θερμότερο των τελευταίων χιλίων ετών.

Η Διακυβερνητική Επιτροπή για τις Κλιματικές Αλλαγές προβλέπει ότι αν συνεχίσει η εξάρτηση του πλανήτη από τα ορυκτά καύσιμα, τότε η μέση πλανητική θερμοκρασία θα αυξηθεί κατά 1,4 – 5,8 βαθμούς Κελσίου. Η μέση πλανητική θερμοκρασία έχει αυξηθεί σήμερα κατά 0,7 βαθμούς Κελσίου. Πιθανή αύξηση της θερμοκρασίας κατά 3 βαθμούς Κελσίου θα προκαλέσει την αύξηση της στάθμης της θάλασσας κατά 1 μέτρο. Η μέση στάθμη της θάλασσας έχει αυξηθεί κατά 20 εκατοστά τον 20ο αιώνα. Οι συγκεντρώσεις αερίων του θερμοκηπίου στην ατμόσφαιρα είναι οι υψηλότερες των τελευταίων 420.000 ετών. Η δεκαετία του 1990 ήταν η θερμότερη της χιλιετίας για το Βόρειο ημισφαίριο. Τα οχτώ πιο θερμά έτη που έχουν καταγραφεί στην ιστορία, εμφανίζονται μετά το 1983.



Εικ.1.5 Αυτή η εικόνα δείχνει την τιμή των παγκόσμιων μέσων θερμοκρασιών, όπως συντάξε το Ινστιτούτο Διαστημικών Μελετών Goddard της NASA. (2006)



Εικ. 1.6. Σχετική συνεισφορά διαφόρων αερίων του θερμοκηπίου στην παγκόσμια αύξηση της θερμοκρασίας

## 1.2 Οι χλωροφθοράνθρακες (CFCs)

Οι CFCs είναι αποκλειστικώς προϊόντα της χημείας. Παρήχθησαν για πρώτη φορά στο εργαστήριο στα τέλη του προηγούμενου αιώνα στο Βέλγιο, όμως στα τέλη της δεκαετίας του '20 ο χημικός Thomas Midgeley ανακάλυψε πρώτος για λογαριασμό της General Motors τη δυνατότητα των

CFCs να χρησιμοποιηθούν ως ψυκτικές ουσίες και να απαντήσουν έτσι στο πρόβλημα της παραγωγής ασφαλών ψυγείων που μέχρι τότε ήταν ιδιαίτερα έντονο.

Αποκαλύφθηκε λοιπόν μια από τις πολλαπλές δυνατότητες χρήσης των CFCs και ο Midgley θεωρήθηκε ο πατέρας των CFCs. Καθώς η εταιρεία G.M. και η χημική βιομηχανία Du Pont de Nemours είχαν στενούς δεσμούς αρχίζει η βιομηχανική παραγωγή των ενώσεων αυτών στη δεκαετία του '30. Έτσι γρήγορα η Du Pont διαθέτει στην αγορά το πρώτο CFC, το CFC12 με την εμπορική ονομασία Φρέον. Στα τέλη της δεκαετίας του '40 τα CFCs έχουν κυριαρχήσει ως ψυκτικές ουσίες και από εκεί και μετά ξεκινά μια καινούργια εποχή στην παραγωγή πλήθους προϊόντων εφόσον γρήγορα έγινε αντιληπτό ότι αυτή η οικογένεια χημικών ενώσεων μπορεί να τύχει πολλών εφαρμογών πέρα από τον χώρο της παραγωγής ψυγείων και γενικώς ψυκτικών μηχανημάτων. Έτσι από τη δεκαετία του '50 αρχίζουν να χρησιμοποιούνται ως προωθητικά στη βιομηχανία των αεροζόλ, επίσης ως διογκωτικά στην παραγωγή μονωτικών στη δεκαετία του '70 αρχίζουν να χρησιμοποιούνται ως καθαριστικά στη βιομηχανία ηλεκτρονικών και μέχρι τη δεκαετία του '80 τα CFCs είχαν πλέον διαδοθεί ευρύτατα

Οι CFCs έχουν περίπου 3.500 εφαρμογές, χρησιμοποιούνται όμως κυρίως ως:

- Ψυκτικές ουσίες
- Προωθητικές ουσίες
- Διογκωτικές ουσίες
- Καθαριστικές-διαλυτικές ουσίες
- Απολυμαντικές - Ποικίλες χρήσεις

Υπάρχει ένα πλήθος πινάκων με στοιχεία, άλλοτε για την παραγωγή και άλλοτε για την κατανάλωση των CFCs τις τελευταίες δεκαετίες. Οι πηγές των στοιχείων είναι διάφορες, τα περισσότερα όμως προέρχονται από το UNEP και, όπως και το ίδιο ομολογεί, διαμορφώνονται κατά κύριο λόγο από αναφορές κυρίως των δυτικών αναπτυγμένων χωρών. Τα στοιχεία από τις αναπτυσσόμενες χώρες, αλλά και από τις χώρες της ανατολικής Ευρώπης, "δεν έχουν ακόμη συγκεντρωθεί με ακρίβεια". Καθώς λοιπόν τα στοιχεία αφορούν την κατανάλωση κυρίως σε δυτικές χώρες δεν μας δίνουν πλήρη εικόνα του τι πραγματικά συμβαίνει παγκοσμίως, καθώς η κατανάλωση προσδιορίζεται από την παραγωγή συν τις εισαγωγές μείον τις εξαγωγές. Είναι όμως ευνόητο ότι ένα μεγάλο μέρος της παραγωγής των δυτικών χωρών εξάγεται σε χώρες από τις οποίες δεν έχουμε επαρκή στοιχεία. Για παράδειγμα, για το έτος 1986 για τα CFC11 και CFC12 έχουμε στοιχεία για παγκόσμια παραγωγή 825,8 χιλιάδων τόνων και για παγκόσμια κατανάλωση

898 χιλιάδων τόνων.

Για ψύξη-κλιματισμό χρησιμοποιούνται κυρίως τα CFC11, CFC12, CFC113, CFC115 και οι βασικότεροι τομείς είναι:

- Ψυγεία για οικιακή χρήση
- Ψυγεία για βιομηχανική χρήση
- Ψυγεία για μεταφορές
- Κλιματιστικά για οικιακή χρήση
- Κλιματιστικά αυτοκινήτων

Χρησιμοποιώντας τους χλωροφθοράνθρακες σε όλες τις εφαρμογές που αναφέρθηκαν παραπάνω υπάρχει απελευθέρωση αρκετής ποσότητας αυτών στην ατμόσφαιρα. Τα μόρια CFC που βρίσκονται στη στρατόσφαιρα υποβάλλονται στην έντονη υπεριώδη ακτινοβολία και διασπώνται σε μικρότερα κλάσματα, ελευθερώνοντας χλώριο. Τότε, το χλώριο παίζοντας έναν καινούργιο ρόλο γίνεται καταλύτης στις αντιδράσεις που καταστρέφουν το όζον, συνεισφέροντας περισσότερο στην επιβάρυνση του φαινομένου του θερμοκηπίου.

### **1.3 Διοξείδιο του άνθρακα ως ψυκτικό μέσο**

#### **1.3.1 Ιστορική αναδρομή**

Στις αρχές της δημιουργίας της μηχανικής ψύξης, στο τέλος του δέκατου ένατου αιώνα, το διοξείδιο του άνθρακα ήταν ένα από τα πρώτα ψυκτικά που θα χρησιμοποιηθούν σε ψυκτικές μηχανές τύπου συμπίεσης, αργότερα αποκτώντας ευρεία εφαρμογή κυρίως επί των πλοίων ψυγείων.

Παλαιά βιβλία φυσικής αναφέρουν ότι το διοξείδιο του άνθρακα στερεοποιήθηκε για πρώτη φορά το 1835 από τον Γάλλο φυσικό Thilorier και με τη σειρά του χρησιμοποιήθηκε σαν ψυκτικό μέσο (ξηρός πάγος) για να στερεοποιηθεί ο υδράργυρος. Το 1867 ο Αμερικανός εφευρέτης Lowe περιέγραψε πώς το διοξείδιο του άνθρακα θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί στην ψύξη: ο Franz Windhausen από το Brunswick της Γερμανίας, το 1886 κατοχύρωσε με δίπλωμα ευρεσιτεχνίας έναν συμπιεστή για μια ψυκτική μηχανή διοξειδίου του άνθρακα. Την επόμενη χρονιά η βρετανική εταιρεία J & E Hall αγόρασε άδεια κατασκευής ενός συμπιεστή CO<sub>2</sub> από τον ίδιο τον Windhausen. Η ίδια εταιρεία δημιούργησε επίσης τον πρώτο συμπιεστή CO<sub>2</sub> δύο σταδίων (Cavallini and Steimle 1998).



Αυτό μπορεί να θεωρηθεί ως σημείο εκκίνησης της εκτεταμένης χρήσης διοξειδίου του άνθρακα ως υγρού εργασίας σε μηχανική ψύξη. Κάποια προηγούμενη προσπάθεια είναι επίσης γνωστή, όπως για παράδειγμα από τον Carl Von Linde, ο οποίος είχε σχεδιάσει μια ψυκτική μηχανή με CO<sub>2</sub> για την εταιρεία F. Krupp του Έσσεν, στη Γερμανία.

Γενικά πιστεύεται ότι το διοξείδιο του άνθρακα χρησιμοποιήθηκε αποκλειστικά ως ψυκτικό μέσο στα πλοία. Βεβαίως είναι αλήθεια ότι, από τους τρεις τομείς που οδήγησαν στην ταχεία επέκταση της μηχανικής ψύξης στις αρχές του εικοστού αιώνα, δηλαδή η παρασκευή πάγου, η παρασκευή μύρας και η μεταφορά κρέατος από την Αυστραλία και τη Λατινική Αμερική στη Μεγάλη Βρετανία, η τελευταία κυρίως χρησιμοποιούσε εξοπλισμού που λειτουργεί με CO<sub>2</sub> ως ψυκτικό μέσο από το 1890 και έπειτα. Πριν από αυτή την ημερομηνία χρησιμοποιούνταν κυρίως μηχανές με κύκλο αέρα. Μέχρι το 1910 η J & E Hall είχε ήδη εγκαταστήσει 1800 ψυκτικά μηχανήματα στα πλοία.

Υπάρχουν όμως και πολλά παραδείγματα χρήσης ψυκτικών μηχανών CO<sub>2</sub> σε διάφορους άλλους τομείς. Παραδείγματα είναι η ψύξη της αναχωρηγίας πυρομαχικών σε πολεμικά πλοία, η ζυθοποιεία, τα κρασιά ή οι κάβες αλκοολούχων ποτών, σε σφαγεία, σε γαλακτοκομικές βιομηχανίες, σε εργοστάσια παραγωγής πάγου και σε όλες τις αστικές εφαρμογές όπου το ζήτημα της ασφάλειας θεωρήθηκε πρωταρχικής σημασίας. Ο αριθμός των κατασκευαστών συμπιεστών CO<sub>2</sub> αυξήθηκε ταχέως κατά την πρώτη δεκαετία του εικοστού αιώνα, ιδίως στις χώρες της Κεντρικής και της Βόρειας Ευρώπης. Ένα γερμανικό εγχειρίδιο του 1915 παραθέτει 29 CO<sub>2</sub> κατασκευαστές συμπιεστών στη Βόρεια Ευρώπη, 24 από τους οποίους στη Γερμανία, ένας αριθμός δύσκολο κάποιος να τον πιστέψει σήμερα.

Η είσοδος στην αγορά, ξεκινώντας από το 1931, των νέων συνθετικών αλογονούχων ψυκτικών μέσων σημάδεψε την ταχεία και αμείλικτη πτώση στη χρήση διοξειδίου του άνθρακα ως ψυκτικό μέσο, το οποίο ήταν στο προσκήνιο για μεγάλο χρονικό διάστημα. Το 1946, το 88% του βρετανικού στόλου εξακολουθούσε να χρησιμοποιεί το CO<sub>2</sub> ως ψυκτικό μέσο και το 1963 το 22% των πλοίων που καταγράφηκαν στο γαλλικό μητρώο ναυτιλίας ήταν εξοπλισμένο με ψυκτικά μηχανήματα CO<sub>2</sub>.

Οι λόγοι για αυτή την ταχεία πτώση οφείλονται σίγουρα στη χαμηλή ενεργειακή απόδοση αυτού του εξοπλισμού και στη δραστική μείωση της ψυκτικής ισχύος όταν αυξάνεται η θερμοκρασία περιβάλλοντος (πρόβλημα που είναι έντονο στα πλοία που διασχίζουν τις θερμές ισημερινές

θάλασσες). Αλλά σίγουρα και στην αποτυχία των κατασκευαστών συμπιεστών CO<sub>2</sub> να προσαρμόσουν την παραγωγή τους στις σύγχρονες τεχνολογικές εξελίξεις (πιο συμπαγής και γρηγορότερος εξοπλισμός και κατά συνέπεια λιγότερο δαπανηρός)

Μόλις μετά τον Β 'Παγκόσμιο Πόλεμο, το CO<sub>2</sub> εκλείφθηκε ταχέως ως ψυκτικό, λόγω της εμφάνισης των συνθετικών αλογονούχων ρευστών εργασίας, τα οποία αντιμετωπίστηκαν ως ασφαλή και ιδανικά ψυκτικά μέσα εκείνη την εποχή.

Σταδιακά η χρήση του CO<sub>2</sub> σταμάτησε μετά τον Β Παγκόσμιο Πόλεμο, άλλα σήμερα το ρευστό αυτό επανεξετάζεται και εξετάζεται εκτενώς ως ένα πιθανό ψυκτικό μέσο για μια ευρεία ποικιλία εφαρμογών. Η στροφή αυτή πάλι προς το CO<sub>2</sub> οδηγείται από την αναζήτηση φυσικών μέσων πλήρως συμβατών με το περιβάλλον και εγγενώς ασφαλή ακόμη και στο άμεσο περιβάλλον, ως υποκατάστατο των συνθετικών υγρών παλαιάς γενιάς.

Λόγω του περιβαλλοντικού προβλήματος της στρατοσφαιρικής ρύπανσης, τα ψυκτικά μέσα CFC και HCFC έχουν σταματήσει πλέον να χρησιμοποιούνται στην Ευρώπη σύμφωνα με τον κανονισμό 2037/2000 της ΕΕ. Το περιβαλλοντικό ζήτημα για την υπερθέρμανση του πλανήτη προκαλεί ανησυχία σχετικά με τη χρήση των νέων μέσων HFC ως υποκατάστατων ψυκτικών μέσων λόγω των υψηλών τιμών GWP (Global warming potential values).

Σε αυτή τη μπερδεμένη κατάσταση, το CO<sub>2</sub> επανεξετάζεται ως ένα φιλικό προς το περιβάλλον και ασφαλές ψυκτικό μέσο. Μια έντονη ερευνητική δραστηριότητα σχετικά με τις μελλοντικές της εφαρμογές βρίσκεται σε εξέλιξη σε πολλά ερευνητικά ιδρύματα στην Ευρώπη, την Ιαπωνία και τη Βόρεια Αμερική και έχουν ήδη επιτευχθεί σημαντικά αποτελέσματα όσον αφορά την αξιοποίηση των ιδιομορφών χαρακτηριστικών αυτού του ρευστού υψηλής πίεσης που λειτουργεί με διακρίσιμο κύκλο (transcritical cycle). Σε ορισμένες εφαρμογές τα συστήματα CO<sub>2</sub> έχουν ήδη διατεθεί στο εμπόριο για ορισμένες εφαρμογές. Μια από αυτές είναι η χρήση του σε αντλίες θερμότητας

### **1.3.2 Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα του CO<sub>2</sub> ως ψυκτικό μέσο**

Πολλές γενικές ιδιότητες του CO<sub>2</sub> (επίσημη ονομασία R-744 (ASHRAE 1997)) είναι απόλυτα ιδανικές για τη χρήση αυτού του προϊόντος ως ψυκτικού μέσου σε ψυκτικές μηχανές συμπίεσης ατμών και αντλίες θερμότητας (Lorentzen 1994) και ταυτόχρονα υπάρχουν και αρκετά μειονεκτήματα τα οποία αναλύονται κάτωθι:

### Πλεονεκτήματα:

- Υψηλή ικανότητα ψύξης λόγω της υψηλής ογκομετρικής ικανότητας ψύξης (π.χ. είναι περίπου έως και 5 φορές υψηλότερη από αυτή του R404A). Αυτό έχει θετικό αντίκτυπο στο μέγεθος του συμπιεστή και το μέγεθος των εναλλακτών θερμότητας και των διαστάσεων των σωλήνων.
- Υψηλή μεταφορά θερμότητας στους εξατμιστές και στους συμπυκνωτές λόγω της υψηλής πίεσης και της πυκνότητας. Αυτό θα επιτρέψει είτε χαμηλότερες διαφορές θερμοκρασίας μεταξύ του ψυκτικού μέσου και του αέρα, βελτιώνοντας έτσι την αποδοτικότητα, ή θα επιτρέψει τη χρήση μικρότερων εξατμιστών και συμπυκνωτών. Το πάχος του τοιχώματος του σωλήνα μπορεί να χρειαστεί να αυξηθεί για να αντέξει τις υψηλότερες πιέσεις, οπότε απαιτείται προσεκτικός σχεδιασμός.
- Η πτώση πίεσης στην βαλβίδα εκτόνωσης είναι μεγαλύτερη από ότι με άλλα ψυκτικά μέσα, οπότε η ελάχιστη ρύθμιση για τον έλεγχο πίεσης της κεφαλής μπορεί να ρυθμιστεί χαμηλότερα. Αυτό βελτιώνει την απόδοση του συστήματος.
- Χαμηλότερες αναλογίες συμπίεσης που οδηγούν σε υψηλότερη ισοεντροπική απόδοση συμπιεστή.
- Μη διαβρωτικό με τα περισσότερα υλικά. Υπάρχουν πολύ λίγες διαφορές στα υλικά που χρησιμοποιούνται στα συστήματα HFC.
- Χαμηλή τοξικότητα και άκαυστο.
- Αμελητέα τιμή GWP έτσι ώστε, σε περίπτωση διαρροής, οι άμεσες επιπτώσεις στην αλλαγή του κλίματος να είναι πολύ χαμηλές
- Είναι φθινό στη παραγωγή του και είναι ευρέως διαθέσιμο, αν και η καθαρότητα του R744 που θα χρησιμοποιηθεί για ψύξη θα πρέπει να είναι 99,99% .
- Υψηλές θερμοκρασίες εκτόνωσης λόγω του υψηλού δείκτη συμπίεσης. Αυτό παρέχει καλές δυνατότητες για ανάκτηση θερμότητας.
- Σταθερό μόριο που οδηγεί σε χαμηλό δυναμικό αποσύνθεσης μέσα στο σύστημα ψύξης.
- Δεν υπάρχει επικείμενη νομοθεσία που να περιορίζει ή να καταργεί το R744 έτσι να μπορεί να θεωρηθεί ως μακροπρόθεσμο ψυκτικό μέσο.

### Μειονεκτήματα:

- Υψηλές πιέσεις λειτουργίας οι οποίες αυξάνουν την πιθανότητα διαρροής. Απαιτούνται ειδικά σχεδιασμένα εξαρτήματα.
- Απαιτούνται ειδικοί συμπιεστές λόγω της υψηλότερης χωρητικότητας ψύξης (διαφορετικός συνδυασμός κινητήρα / εκτόπισης).

- Τα συστήματα R744 είναι πιο πολύπλοκα κάτι το οποίο οδηγεί σε υψηλότερο κόστος σε εξαρτήματα και εγκατάσταση.
- Οι σωληνώσεις ενδεχομένως να περιλαμβάνουν χάλυβα ή ανοξείδωτο χάλυβα, κάτι το οποίο δημιουργεί την ανάγκη ειδικώς αδειοδοτημένων συγκολλητών και διαφορετικές τεχνικές συγκολλήσεων λόγω της υψηλότερης πίεσης και διαφορετικών υλικών.
- Η μεγαλύτερη πολυπλοκότητα αυξάνει επίσης την πιθανότητα κακής απόδοσης και αξιοπιστίας, ιδιαίτερα εάν η υλοποίηση του έργου δεν γίνει σωστά.
- Για τα διακρίσιμα συστήματα απαιτείται συμπίεση δύο σταδίων για εφαρμογές κατεψυγμένων τροφίμων λόγω της υψηλής θερμοκρασίας εκφόρτισης του R744.
- Τα διακρίσιμα συστήματα R744 δεν είναι κατάλληλα για περιοχές υψηλής θερμοκρασίας περιβάλλοντος (π.χ. Νοτιοανατολική Ασία) όπου το σύστημα θα λειτουργεί πάντα πάνω από το κρίσιμο σημείο λόγω της αναποτελεσματικότητας της διακρίσιμης λειτουργίας
- Το R744 δεν ελέγχεται από κανονισμούς όπως ο ευρωπαϊκός κανονισμός για το φθοριούχο αέριο, οπότε η χρήση του δεν παρακολουθείται τόσο προσεκτικά όσο οι HFC και η ανίχνευση διαρροών δεν είναι τόσο αυστηρή. Ωστόσο, οι υψηλές πιέσεις καθιστούν το σύστημα ευάλωτο σε διαρροές και οι επιδόσεις του θα επηρεάζονται αν ο ρυθμός διαρροής είναι υψηλός.
- Πολύ ευαίσθητο στη μόλυνση του νερού και μπορεί να σχηματίσει ασυνήθιστες ενώσεις όταν υπάρχει διαρροή σε κάποιον εναλλάκτη θερμότητας.

#### **1.4 Δράσεις για τον περιορισμό των αλλαγών**

Η αλλαγή του κλίματος έχει ήδη εμφανή αποτελέσματα, που εκτείνονται από την αύξηση της θερμοκρασίας έως την άνοδο της στάθμης της θάλασσας σαν αποτέλεσμα της τήξης των πολικών παγετών, καθώς και τη συχνότερη εμφάνιση καταιγίδων και πλημμυρών. Εάν δεν αναλάβουμε δράση, η αλλαγή του κλίματος θα προκαλεί όλο και περισσότερο δαπανηρές ζημιές και θα διαταράσσει τη λειτουργία του φυσικού περιβάλλοντός μας, το οποίο μας παρέχει τροφή, πρώτες ύλες και άλλους ζωτικούς φυσικούς πόρους. Αυτό θα επιδράσει αρνητικά στις οικονομίες μας και θα μπορούσε να αποσταθεροποιήσει τις κοινωνίες σε ολόκληρο τον κόσμο. Το 2005 μόνο, η ασφαλιστική βιομηχανία δαπάνησε 60 δισεκατομμύρια δολάρια για να καλύψουν ζημιές που σχετίζονται με ακραία καιρικά φαινόμενα.

### 1.4.1 Το Πρωτόκολλο του Κιότο

Η ένταση του φαινομένου του θερμοκηπίου τα τελευταία χρόνια οδήγησε σε μια νομική δέσμευση των αναπτυγμένων χωρών για μείωση των εκπομπών αερίων, το Πρωτόκολλο του Κιότο. Σύμφωνα με αυτό, τα κράτη που το έχουν συνυπογράψει δεσμεύονται να ελαττώσουν τις εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου την πρώτη περίοδο ανάληψης υποχρεώσεων (2008-2012) τουλάχιστον κατά 5% σε σχέση με τις εκπομπές του 1990 (ή του 1995 για ορισμένα αέρια) και κατά παραπάνω για συγκεκριμένες χώρες (7% για τις Η.Π.Α. και 8% για την Ε.Ε.) ενώ οι αναπτυσσόμενες χώρες δεν έχουν ποσοτικοποιημένους στόχους.

Αυτό επιχειρείται να γίνει με τον πιο οικονομικά αποδοτικό τρόπο, ώστε να μην επιβαρυνθεί η παγκόσμια οικονομία. Έτσι, το Πρωτόκολλο του Κιότο περιλαμβάνει τρεις ευέλικτους μηχανισμούς:

- την Εμπορία Δικαιωμάτων Εκπομπών (ΕΔΕ)
- τα Προγράμματα από Κοινού (ΠΚ)
- το Μηχανισμό Καθαρής Ανάπτυξης (ΜΚΑ)

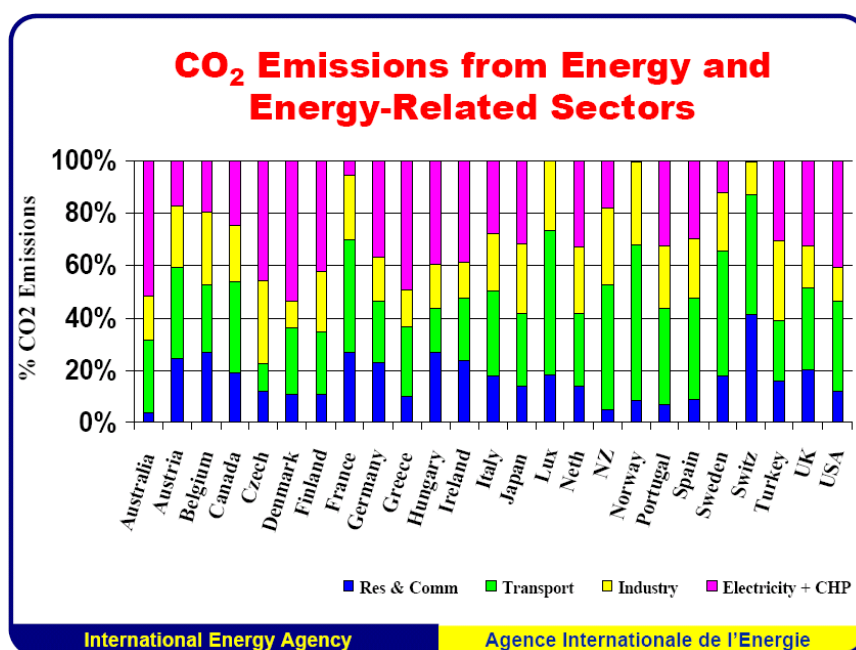
Ο πρώτος μηχανισμός προβλέπει την αγοραπωλησία δικαιωμάτων εκπομπών μεταξύ των ενδιαφερόμενων μερών (χωρών) για να επιτύχουν τις δεσμεύσεις του Κιότο. Αποτελεί εργαλείο της αγοράς που χρησιμοποιείται για την περιβαλλοντική προστασία ώστε να ενισχύσει την αποδοτικότητα της αγοράς αναφορικά με τη μείωση των εκπομπών του αερίου του θερμοκηπίου. Ένα βέλτιστο σύστημα ΕΔΕ ελαχιστοποιεί τα συνολικά κόστη συμμόρφωσης προς τις απαιτήσεις του Πρωτοκόλλου, εξασφαλίζοντας ότι οι μειώσεις των εκπομπών λαμβάνουν χώρα όπου τα οριακά κόστη ελαχιστοποιούνται. Επιτρέπει στις χώρες να συναλλάσσουν μέρος των δεσμεύσεων εκπομπών και να ανακατανέμουν πρακτικά τις επιτρεπόμενες εκπομπές μεταξύ τους. Αυτό γίνεται αγοράζοντας τα δικαιώματα εκπομπής αερίων του θερμοκηπίου από άλλες χώρες του, που έχουν μειώσει τις εκπομπές τους κάτω από τις δεσμεύσεις τους. Επιτρέπει επίσης τη διακυβερνητική εμπορία δικαιωμάτων εκπομπών.

Ο δεύτερος, τα Προγράμματα από Κοινού (ΠΚ), προβλέπει την πραγματοποίηση έργων από μια χώρα για μείωση των εκπομπών σε κάποια άλλη χώρα. Αυτές οι δράσεις δίνουν στην πρώτη χώρα Μονάδες Μείωσης Εκπομπών αερίων θερμοκηπίου (ΜΜΕ). Ο μηχανισμός αυτός όμως παρουσιάζει κάποιες δυσκολίες όπως τη δημιουργία τεχνητών μειώσεων εκπομπών και γι αυτό προτιμάται συνήθως ο τρίτος μηχανισμός.

Ο Μηχανισμός Καθαρής Ανάπτυξης προβλέπει την επένδυση από χώρες σε χώρες αναπτυσσόμενες για την πραγματοποίηση έργων μείωσης εκπομπών. Οι μονάδες μείωσης εκπομπών που προκύπτουν σε ένα έργο ΜΚΑ ονομάζονται Βεβαιωμένες Μειώσεις Εκπομπών αερίων θερμοκηπίου (ΒΜΕ). Όταν μια χώρα επενδύει σε έργα σε κάποια άλλη χώρα κερδίζει μονάδες ΒΜΕ, τις οποίες μπορούν να χρησιμοποιήσουν για τη συμμόρφωση με τις δικές τους δεσμεύσεις. Στόχος του Μηχανισμού Καθαρής Ανάπτυξης είναι να βοηθήσει τα μη μέλη του να επιτύχουν βιώσιμη ανάπτυξη συμβάλλοντας ταυτόχρονα στο στόχο του Κιότο και βοηθάει τα μέλη του να συμμορφωθούν στα όρια εκπομπών με σημαντική μείωση του κόστους. Επίσης συμβάλλει στην προώθηση της χρήσης καθαρών τεχνολογιών στις αναπτυσσόμενες χώρες.

Τα αέρια που πραγματεύεται το Πρωτόκολλο του Κιότο είναι έξι:

- διοξείδιο του άνθρακα CO<sub>2</sub>
- μεθάνιο CH<sub>4</sub>
- υποξείδιο του αζώτου N<sub>2</sub>O
- υδροφθοράνθρακες HFC
- πλήρως φθοριωμένοι υδρογονάνθρακες ή υπερφθοράνθρακες PFC
- εξαφθοριούχο θείο SF<sub>6</sub>



Εικ. 1.7: Εκπομπές CO<sub>2</sub> (ανά χώρα) από την παραγωγή ενέργειας και σχετικούς με αυτή τομείς (όπως οικιακός και εμπορικός τομείας, τομείας συγκοινωνιών, βιομηχανικός τομείας, ηλεκτρισμός και συμπαραγωγή)

Το Πρωτόκολλο του Κιότο δεν έχει επικυρωθεί από τις ΗΠΑ, αν και μια από τις προεκλογικές διακηρύξεις του πρώην Προέδρου των Η.Π.Α. Μπαράκ Ομπάμα ήταν η επικύρωσή του. Επιπλέον, δεν προβλέπει δεσμεύσεις μείωσης των αερίων του θερμοκηπίου για τις αναπτυσσόμενες χώρες, με κυριότερες την Κίνα και την Ινδία.

#### **1.4.2 Δράσεις της Ευρωπαϊκής Ένωσης**

Ένα από τα σημαντικότερα μέτρα που έχει λάβει η Ε.Ε. για την αντιμετώπιση των κλιματικών αλλαγών είναι η υιοθέτηση του Πρωτοκόλλου του Κιότο ενώ παράλληλα ενθαρρύνει τα κράτη μέλη να εφαρμόσουν τις πρωτοβουλίες σε εθνικό επίπεδο. Προκειμένου να επιτύχει τους στόχους μείωσης της εκπομπής αερίων που έχουν τεθεί από το Πρωτόκολλο του Κιότο, η Ευρωπαϊκή Επιτροπή έθεσε σε εφαρμογή το Μάρτιο του 2000 το Ευρωπαϊκό Πρόγραμμα για την Αλλαγή του Κλίματος (European Climate Change Program - ECCP). Σύμφωνα με την Επιτροπή όλες οι χώρες, παγκοσμίως, θα πρέπει να προσπαθήσουν να επιτύχουν δύο στόχους.

Πρώτον, να περιορίσουν την αύξηση της θερμοκρασίας του πλανήτη στους δύο βαθμούς Κελσίου και δεύτερον, να μειώσουν τις βλαβερές για το περιβάλλον εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα κατά 30% ως το 2020 (σ.σ. σύμφωνα με επιστημονικές εκτιμήσεις αν δεν ληφθούν μέτρα, η μέση θερμοκρασία του πλανήτη θα αυξηθεί τον 21ο αιώνα κατά 5 βαθμούς Κελσίου). Στο πλαίσιο του προγράμματος, η Επιτροπή συνεργάζεται με βιομηχανίες, περιβαλλοντικές οργανώσεις και άλλους ενδιαφερόμενους φορείς, για να προσδιοριστούν μέτρα μείωσης των εκπομπών με χαμηλό κόστος. Περισσότερα από 30 μέτρα έχουν ήδη τεθεί σε εφαρμογή. Μια θεμελιώδους σημασίας πολιτική της Ε.Ε. όσον αφορά την αλλαγή του κλίματος είναι το Σύστημα Εμπορίας Δικαιωμάτων Εκπομπών της Ε.Ε., που ξεκίνησε τον Ιανουάριο του 2005. Οι κυβερνήσεις της Ε.Ε. έχουν θέσει όρια στις ποσότητες CO<sub>2</sub>, που μπορούν να εκπέμπουν ετησίως περίπου 10.500 μονάδες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας και ενεργοβόρα εργοστάσια. Αυτές οι βιομηχανικές μονάδες ευθύνονται για σχεδόν το ήμισυ των εκπομπών CO<sub>2</sub> στην Ε.Ε. Οι μονάδες, οι οποίες εκπέμπουν λιγότερο CO<sub>2</sub> από το επιτρεπόμενο, μπορούν να πωλήσουν τα αναξιοποίητα μερίδια εκπομπών σε άλλα εργοστάσια που δεν τα καταφέρνουν εξίσου καλά. Έτσι, υπάρχει και ένα οικονομικό κίνητρο να μειώσουν τις εκπομπές.

Επιπλέον, το σύστημα εξασφαλίζει ότι θα υπάρχουν αγοραστές για τα δικαιώματα εκπομπής, δηλαδή εταιρείες που υπερβαίνουν τα επιτρεπόμενα όρια εκπομπών και θα ήταν υποχρεωμένες να καταβάλλουν υψηλά πρόστιμα, εάν δεν αγόραζαν δικαιώματα εκπομπών από άλλους. Το Σύστημα

Εμπορίας Δικαιωμάτων Εκπομπών διασφαλίζει τη μείωση των εκπομπών εκεί όπου αυτό είναι οικονομικά συμφέρον και περιορίζει το συνολικό κόστος μείωσης των εκπομπών.

Άλλα μέτρα στο πλαίσιο του ECCP αποσκοπούν στη βελτίωση της απόδοσης των καυσίμων των αυτοκινήτων και της ενεργειακής απόδοσης των κτιρίων (η καλύτερη μόνωση μπορεί να μειώσει το κόστος θέρμανσης κατά 90%!), την αυξανόμενη χρήση ανανεώσιμων πηγών ενέργειας, όπως είναι η αιολική, η ηλιακή, η παλιρροϊκή, η βιομάζα (οργανικές ύλες, όπως ξύλο, υποπροϊόντα άλεσης, φυτά, ζωικά περιττώματα κ.λπ.) και η γεωθερμική ενέργεια (θέρμανση από τις θερμές πηγές ή τα ηφαιστεια), και τη μείωση των εκπομπών μεθανίου από τις χωματερές.

Η δεύτερη φάση του ECCP ξεκίνησε τον Οκτώβριο του 2005, με στόχο το σχεδιασμό περαιτέρω ανάπτυξης μέτρων μείωσης των εκπομπών με χαμηλό κόστος. Η φάση αυτή εστιάζει στην ανάπτυξη προτάσεων με σκοπό την ενίσχυση του Συστήματος Εμπορίας Δικαιωμάτων Εκπομπών της Ε.Ε., την αντιμετώπιση των εκπομπών των επιβατικών αεροπορικών και οδικών μεταφορών, την ανάπτυξη τεχνολογιών δέσμευσης και αποθήκευσης του άνθρακα και το σχεδιασμό μέτρων προσαρμογής στις αναπόδραστες συνέπειες των κλιματικών μεταβολών. Βάσει των εργασιών αυτών, η Επιτροπή πρότεινε πρόσφατα νόμους για την εισαγωγή των αεροπορικών εταιρειών στο Σύστημα Εμπορίας Δικαιωμάτων Εκπομπών της Ε.Ε. και τη μείωση των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου από τα οδικά καύσιμα. Έχει επίσης ανακοινώσει ότι θα προωθήσει νομοθεσία για τη μείωση των εκπομπών CO<sub>2</sub> από τα καινούρια αυτοκίνητα.

Συγκεκριμένα, για να περιοριστεί η αύξηση της θερμοκρασίας του πλανήτη στους δύο βαθμούς Κελσίου η Επιτροπή πιστεύει πως θα πρέπει να γίνουν οι εξής προσπάθειες:

- Να περιοριστούν οι εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα ως το 2020 κατά 30% παγκοσμίως και ως το 2050 οι εκπομπές άνθρακα θα πρέπει να μειωθούν κατά 50% (σ.σ. με έτος αναφοράς το 1990).
- Η ΕΕ θα πρέπει να συνεχίσει τις αυτόνομες προσπάθειές της για μείωση των εκπομπών άνθρακα ως το 2020, τουλάχιστον κατά 20%.
- Πέρα από τις αναπτυγμένες χώρες οι οποίες θα πρέπει να συνεχίσουν να στηρίζουν το μεγαλύτερο μέρος της παγκόσμιας προσπάθειας για μείωση των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα, χρειάζεται δράση και από την πλευρά των αναπτυσσόμενων χωρών, οι οποίες θα πρέπει να αρχίσουν να περιορίζουν τις αυξανόμενες εκπομπές τους σε διοξείδιο του άνθρακα.
- Να σταματήσει η αποψίλωση των τροπικών δασών γεγονός στο οποίο οφείλεται το 20% της υπερθέρμανσης του πλανήτη, ποσοστό υψηλότερο από αυτό που προκαλεί ο τομέας των μεταφορών.



- Η εφαρμογή ενός Σχεδίου Κατανομής Δικαιωμάτων Εκπομπών Ρύπων σε όλες τις αναπτυγμένες χώρες, όπως αυτό που εφαρμόζεται στην ΕΕ, θα βοηθήσει στην περαιτέρω μείωση των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα.

Σε ό,τι αφορά τη μείωση των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα στην ΕΕ η Επιτροπή προτείνει τα εξής:

- Βελτίωση της ενεργειακής αποδοτικότητας της ΕΕ κατά 20% μέχρι το 2020
- Αύξηση της χρήσης ανανεώσιμων πηγών ενέργειας κατά 20% μέχρι το 2020
- Ενίσχυση του Ευρωπαϊκού Συστήματος Κατανομής Δικαιωμάτων Εκπομπών για τις βιομηχανίες
- Περιορισμός των ρύπων που προέρχονται από τον τομέα των μεταφορών και κυρίως από τα ιδιωτικά Ι.Χ. και τις αεροπορικές εταιρείες
- Μείωση των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα που προέρχονται από την καθημερινή χρήση ενέργειας που κάνουν τα νοικοκυριά, τα εμπορικά κτίρια κτλ.
- Σημαντική αύξηση του ευρωπαϊκού προϋπολογισμού, μετά το 2013, για δράσεις που θα αφορούν το περιβάλλον, την ενέργεια και την έρευνα κυρίως στον τομέα των μεταφορών.

Δεδομένου ότι οι στόχοι του Κιότο εκπνέουν το 2012, η Ευρωπαϊκή Ένωση ασκεί πιέσεις για τη σύναψη νέας διεθνούς συμφωνίας, προκειμένου να διασφαλιστεί η αναχαίτιση της παγκόσμιας θέρμανσης, πριν ξεπεράσει τους 2°C, σε σχέση με τα επίπεδα θερμοκρασίας της προ-βιομηχανικής εποχής. Οι επιστήμονες θεωρούν τους 2°C ως το όριο, πέραν του οποίου, οι κλιματικές αλλαγές θα μπορούσαν να πυροδοτήσουν μη ανατρέψιμες και πιθανότατα καταστροφικές αλλαγές στον πλανήτη.

Έχοντας υπ' όψιν αυτό το όριο θερμοκρασίας, η Ευρωπαϊκή Επιτροπή πρότεινε τον Ιανουάριο του 2007 μια στρατηγική για το κλίμα και την ενέργεια, η οποία συνίσταται σε μια σειρά φιλόδοξων στόχων και μέτρων, τα οποία επικυρώθηκαν από τους ηγέτες της Ε.Ε. δύο μήνες αργότερα.

Η Ε.Ε. έχει πλέον δεσμευτεί να μειώσει τις εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου τουλάχιστον κατά 20% σε σχέση με τα επίπεδα του 1990 έως το 2020 και σε περαιτέρω μείωση έως το 30%, εφόσον και οι άλλες βιομηχανοποιημένες χώρες συμφωνήσουν να πράξουν το ίδιο και αναλάβουν δράση και οι αναπτυσσόμενες χώρες. Για πετύχουν τη μείωση κατά 20% τουλάχιστον, τα ήδη υφιστάμενα μέτρα, όπως το Σύστημα ETS, θα πρέπει να συμπληρωθούν με νέα μέτρα, που θα αποσκοπούν ειδικά στην ενίσχυση της ενεργειακής απόδοσης κατά 20% έως το 2020, την αύξηση του μεριδίου των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας στο 20% έως το 2020 και τον εξοπλισμό των

νέων εργοστασίων παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας με τεχνολογία δέσμευσης και αποθήκευσης άνθρακα.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2<sup>ο</sup>

### 2.1 Εισαγωγή

Όπως αναφέρθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο τα τελευταία χρόνια, λόγω των περιβαλλοντικών επιπτώσεων και των τεχνικών πλεονεκτημάτων, τα ψυκτικά μέσα χλωροφθορανθράκων (CFC) και υδροχλωροφθορανθράκων (HCFC) έχουν προσελκύσει μεγάλη προσοχή και πρέπει να αντικατασταθούν από φυσικά εναλλακτικά ψυκτικά μέσα όπως το διοξείδιο του άνθρακα. Μέρος των αξιοσημείωτων χαρακτηριστικών του διοξειδίου του άνθρακα είναι η μηδενική του επίδραση στη μείωση του στρώματος του όζοντος καθώς επίσης και η απουσία άμεσης επίδραση στην θέρμανση του πλανήτη, το χαμηλό του κόστος, η εύκολη προσβασιμότητα, η μη αναφλεξιμότητα, οι ιδιότητες μη τοξικότητας και η συμβατότητα με διαφορετικά κοινά υλικά. Μερικοί επιστήμονες συνέστησαν να χρησιμοποιήσουν το διοξείδιο του άνθρακα ως ελκυστική μέσο σε εφαρμογές όπως η ψύξη, οι αντλίες θερμότητας και ο κλιματισμός λόγω της απόδοσης του συστήματος στην διακρίσιμη περιοχή [1-3]. Για παράδειγμα, κατά τη διάρκεια των τελευταίων δεκαετιών, έχουν δημοσιευθεί πολλά αποτελέσματα σχετικά με την απόδοση των συστημάτων που χρησιμοποιούν διοξείδιο του άνθρακα ως φυσικό ψυκτικό μέσο [4-14].

Η τάση για ανάπτυξη και χρήση αποδοτικότερου εξοπλισμού ψύξης και κλιματισμού, που είναι σύμφωνος με τους διεθνείς νόμους για την προστασία του περιβάλλοντος, έχει ως αποτέλεσμα την ανάπτυξη της τεχνολογίας στα γεωθερμικά συστήματα αντλιών θερμότητας. Προκειμένου να αναπτυχθούν αυτά τα συστήματα γεωθερμικής αντλίας θερμότητας φιλικά προς το περιβάλλον, πρέπει να επιλεγεί το κατάλληλο ψυκτικό για κάθε εφαρμογή [15]. Λόγω της διακύμανσής της θερμοκρασίας που υπάρχει στον εναλλάκτη αερίου, το διοξείδιο του άνθρακα μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε οικιακό ζεστό νερό και σε εφαρμογές θέρμανσης ως ψυκτικό μέσο σε διακρίσιμη περιοχή. Η εφαρμογή των γεωθερμικών αντλιών θερμότητας, οι οποίες περιλαμβάνουν φυσικό ψυκτικό μέσο με ειδικές δυνατότητες, είναι μια κατάλληλη επιλογή για χρήση σε οικιακό επίπεδο που αφορά ζεστό νερό και εφαρμογές θέρμανσης.

Για να συνδεθεί η αντλία θερμότητας με το έδαφος, ο εναλλάκτης θερμότητας εδάφους ως αναπόσπαστο τμήμα του συστήματος θα πρέπει να χρησιμοποιείται σε άμεση ή έμμεση κατάσταση. Σε κατάσταση άμεσης σύνδεσης, γνωστή ως DX-GHP, ο εξατμιστής θάβεται υπόγεια ως εναλλάκτης θερμότητας εδάφους και το ψυκτικό μέσο ανταλλάσσει άμεσα τη θερμότητα με το έδαφος. Σε κατάσταση έμμεσης σύνδεσης όπως η τυπική αντλία θερμότητας δευτερεύοντος βρόχου, χρησιμοποιείται ένας ενδιάμεσος βρόχος με δευτερεύον ρευστό ως εναλλάκτης θερμότητας εδάφους και το δευτερεύον υγρό ανταλλάσσει θερμότητα με το έδαφος. Είναι σαφές

ότι τα συστήματα άμεσης εκτόνωσης είναι πιο αποτελεσματικά και λιγότερο δαπανηρά τόσο στο πρωτογενές όσο και στο κόστος απόδοσης, επειδή ο δευτερεύων θερμικός εναλλάκτης θερμότητας μεταφοράς και η αντλία κυκλοφορίας έχουν εξαλειφθεί [16]. Επομένως, λόγω των περιβαλλοντικών ανησυχιών, το ενδιαφέρον για τα DX-GHP που χρησιμοποιούν φυσικά ψυκτικά μέσα (ειδικά το CO<sub>2</sub>) αυξήθηκε τα τελευταία χρόνια.

## 2.2 Ιστορική αναδρομή

Οι αλλαγές θερμοκρασίας στην επιφάνεια μειώνονται στο έδαφος, και κάτω από ένα βάθος περίπου 10-20 m, η γη έχει σταθερή θερμοκρασία καθ' όλη τη διάρκεια του έτους. Το γεγονός αυτό χρησιμοποιείται από τα ζώα από τότε που υπάρχει ζωή στη γη και από τα ανθρώπινα όντα επίσης στους προϊστορικούς χρόνους, όπου οι άνθρωποι κρυβόταν σε τρύπες ή σπήλαια για να διατηρούνται δροσεροί σε περιπτώσεις ζεστού κλίματος ή να διατηρούνται ζεστοί σε κρύους χειμώνες.

Σε περιοχές με κατάλληλη γεωλογία ολόκληρες πόλεις δημιουργήθηκαν. Τέτοιες πόλεις υπάρχουν στο Νέο Μεξικό στις ΗΠΑ και στην Καππαδοκία στην Τουρκία, όπου οι άνθρωποι και τα αποθέματα τροφών τους παρέμεναν σε σωστή θερμοκρασία παρά το σκληρό υπαίθριο κλίμα. Τα παλιά αγροτικά σπίτια και τα υπόστεγα της Ισλανδίας και της Βόρειας Σκανδιναβίας ήταν εν μέρει υπόγεια και ακόμη και στη σύγχρονη εποχή τα κελάρια χρησιμοποιούνται για αποθήκευση φαγητού, κρασιού κλπ.

Η συγκομιδή πάγου το χειμώνα και η αποθήκευση του (κατά προτίμηση) υπόγεια για ψύξη το καλοκαίρι ήταν συνηθισμένο φαινόμενο μέσα στο 19ο και στις αρχές του 20ου αιώνα. Για να δώσουμε μια τάξη για το μέγεθος των κινήσεων πάγου στις εγκαταστάσεις αποθήκευσης, μπορεί να αναφερθεί ένας αριθμός από μία μόνο επιχείρηση στα σύνορα ΗΠΑ-Καναδά, όπου το 1919 συνολικά 3000 σιδηροδρομικά οχήματα φορτώθηκαν με πάγο από την Otter Lake στο Tulameen, BC., και απεστάλησαν στο Σποκέιν [1]. Η μηχανική ψύξη έχει τερματίσει την επιχείρηση που αφορά τον φυσικό πάγο, αλλά έχουν προκύψει νέες, σύγχρονες προσεγγίσεις στη χρήση του υπόγειου χώρου.

### 2.2.1 Επιστημονική κατανόηση της γεωθερμίας

Η επιστημονική περιγραφή της μείωσης των μεταβολών της θερμοκρασίας αναλόγως με το βάθος άρχισε στα τέλη του 17ου αιώνα, όταν λήφθηκαν μετρήσεις θερμοκρασίας στο κελάρι του

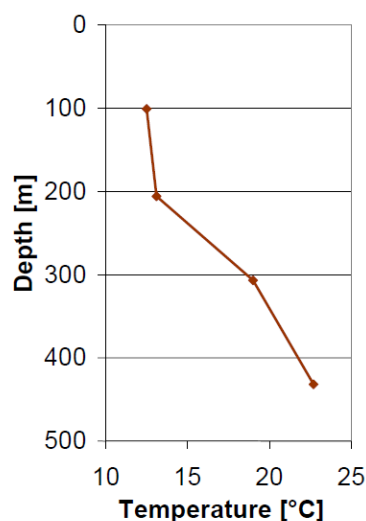
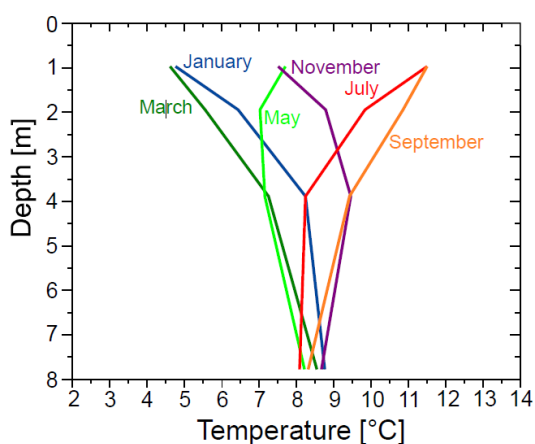
Observatoire de Paris, όπου ο Antoine Lavoisier εγκατέστησε ένα θερμόμετρο. Ο Buffon περιέγραψε το 1778 τη σταθερή μέτρηση θερμοκρασίας καθ' όλη τη διάρκεια των εποχών [2]. Δύο δεκαετίες αργότερα, ο Γερμανός Alexander von Humboldt επισκέπτεται τη θέση κατά τη διάρκεια των σπουδών του στο Παρίσι και δηλώνει το 1799: «Η μέση θερμοκρασία που αποκάλυψαν οι παρατηρήσεις από το 1680 είναι 9,6 R». Αυτή η τιμή είναι ίση με 12 ° C και οι εποχιακές μεταβολές της θερμοκρασίας καταγράφονται ως μέγιστη τιμή 0,03 R (0,04 ° C). Στη Σκωτία, οι μετρήσεις της θερμοκρασίας εδάφους έγιναν από το 1838 επί πολλά χρόνια στο Royal Observatory του Εδιμβούργου (Εικ. 2.1). Αυτά τα δεδομένα χρησιμοποιήθηκαν και από τους Thomson [4] και Everett [5] για την εμπειρική επικύρωση των τύπων τους για τη μείωση των μεταβολών της θερμοκρασίας επιφάνειας προς το βάθος και την επιβράδυνση της φάσης. Ο Thomson υπολογίζει ότι η διακύμανση της θερμοκρασίας είναι μόνο 1/20 της μεταβολής στην επιφάνεια σε βάθος 8,1 m και 1/400 σε βάθος 16,2 m.,

Η θερμοκρασία στη ρηχή γεωθερμική περιοχή επηρεάζεται επίσης από τη γεωθερμική ροή θερμότητας και την προκύπτουσα γεωθερμική βαθμίδα. Με ορυχεία που εκμεταλλεύονται ολόενα και και βαθύτερους πόρους, οι μεταλλωρύχοι του μεσαίωνα άρχισαν να νιώθουν τη γεωθερμική ζέστη. Ο πρώτος που το αποδίδει αυτό το φαινόμενο σε ένα ζεστό εσωτερικό της γης ήταν Kircher το 1665 [6].

Με βάση τις αναφορές των ανθρακωρύχων στην περιοχή Chemnitz της Γερμανίας, ο Kircher πρότεινε επίσης μια γεωθερμική βαθμίδα. Χρειάστηκαν περισσότερα από εκατό χρόνια πριν ένας άλλος επιστήμονας άρχισε να βάζει αριθμούς στη γεωθερμική βαθμίδα: ο Buffon το 1778 [2] αναφέρει επίσης πρώτα τις αναφορές από τους ανθρακωρύχους, (όσο πιο βαθιά κατέληγαν οι ανθρακωρύχοι, τόσο υψηλότερη ήταν η θερμοκρασία του αέρα που συναντούσαν). Στη συνέχεια παραθέτει αριθμούς για την αύξηση της θερμοκρασίας αναλόγως του βάθους, όπως οι αναγνώσεις από Giromagny κοντά Belfort (που λαμβάνονται από de Gensanne) που παρουσιάζονται στην εικόνα 2.1 (δεξιά). Ο Cordier δημοσίευσε το 1827 μια συλλογή δεδομένων για τις υπόγειες θερμοκρασίες από διάφορα μέρη [7] και καταλήγει στο συμπέρασμα: «Εάν μερικές παρατηρήσεις που φαίνεται να έχουν μεγάλη αβεβαιότητα απορρίπτονται, οι υπόλοιπες αποδεικνύουν κατά περισσότερο ή λιγότερο προφανή τρόπο ότι υπάρχει αύξηση της θερμοκρασίας από την επιφάνεια προς το εσωτερικό της γης.»

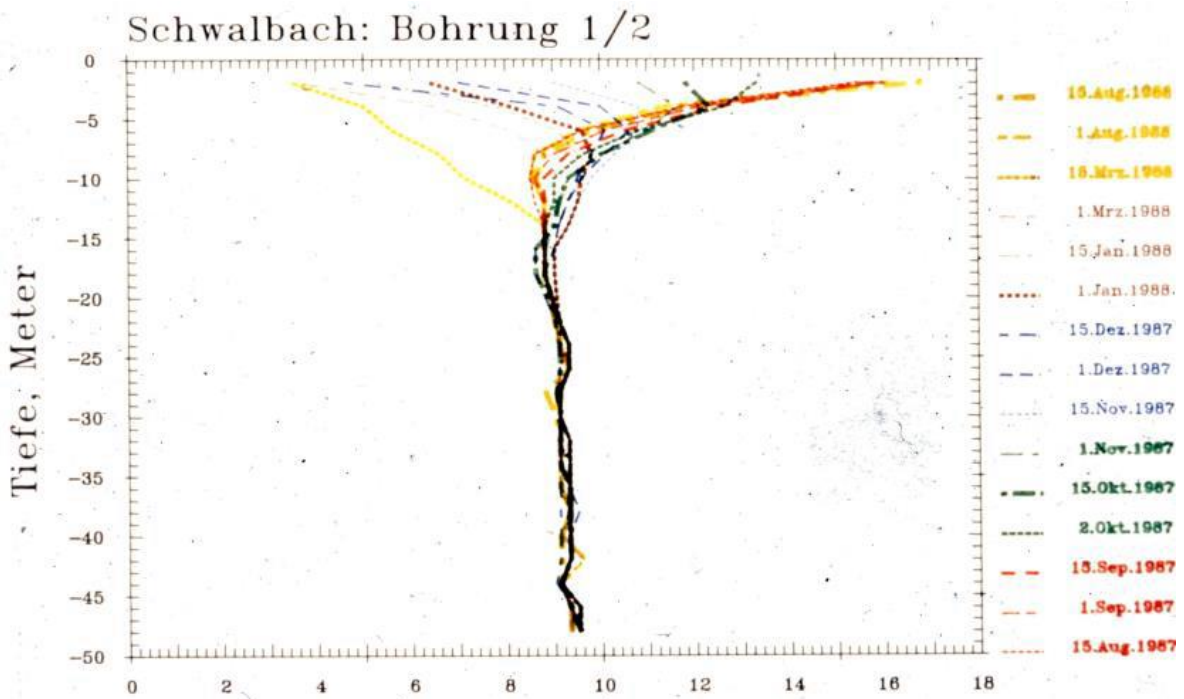
Οι διαφορές μεταξύ των αποτελεσμάτων που έχουν ληφθεί με τον ίδιο τρόπο δεν είναι μόνο αποτέλεσμα έλλειψης εμπειρίας, αλλά μπορούν επίσης να αποδοθούν σε μια ορισμένη παρατυπία της κατανομής της υπόγειας θερμότητας από τη μία χώρα στην άλλη ». Ο Cordier έτσι δεν

περιέγραψε μόνο τη γεωθερμική διακύμανση, αλλά και τη βάση για δημιουργία χαρτών ροής θερμότητας. Για την περιοχή του Observatoire de Paris υπολογίζει μια αύξηση κατά  $3,6\text{ }^{\circ}\text{C}$  ανά  $100\text{ m}$ . Το 1837 ο Bischof παρέχει πληθώρα δεδομένων [8], που δείχνουν γεωθερμικές διακυμάνσεις  $2\text{--}4\text{ }^{\circ}\text{C}$  ανά  $100\text{ m}$ . Φαίνεται να είναι ο πρώτος που καταλαβαίνει ότι και η θερμική αγωγιμότητα των πετρωμάτων στις ροές αυξάνει την τιμή για την αύξηση της θερμοκρασίας ανάλογα με το βάθος. Προς τα τέλη του 19ου αιώνα, ο Lebour (1882) παρουσιάζει 57 σειρές δεδομένων υπόγειων θερμοκρασιών, κυρίως από τη Γαλλία και την Αγγλία [9], και από αυτές φαίνονται γεωθερμικές διακυμάνσεις της τάξης των  $1,1\text{--}6,4\text{ }^{\circ}\text{C}$  ανά. Οι υψηλότερες διακυμάνσεις αναφέρθηκαν από ορυχεία στην Κορνουάλη με περισσότερο από  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  ανά  $100\text{ m}$ .



Εικόνα 2.1. Μέτρηση της θερμοκρασίας εδάφους στο Βασιλικό Παρατηρητήριο του Εδιμβούργου, (μέσες τιμές 1838-1854),

Οι επιδράσεις των εποχιακών μεταβολών της θερμοκρασίας της επιφάνειας, η μείωση των διακυμάνσεων αυτών στο έδαφος και η γεωθερμική ροή θερμότητας από υπόγεια ελέγχουν τα ρηχά γεωθερμικά συστήματα. Μια τυπική κατανομή θερμοκρασίας που προκύπτει από την αλληλεπίδραση αυτών των παραγόντων φαίνεται στην εικόνα 2.2. Στα τέλη του 19ου αιώνα, τα δεδομένα αυτά ήταν ελάχιστα κατανοητά.



Εικόνα 2.2. Διάγραμμα του 1987 που δείχνει την αδιατάρακτη ανάπτυξη θερμοκρασίας κατά μήκος μιας γεώτρησης βάθους 50 μέτρων για διάρκεια άνω του ενός χρόνου, από τον Αύγουστο του 1986 έως τον Αύγουστο του 1987, στον ερευνητικό σταθμό Schwalbach GSHP.

### 2.2.2 Ανάπτυξη συστημάτων για μεταβολή θερμοκρασίας

Για την ενεργή χρήση του ρηχού υπόγειου εδάφους για παραγωγή ή αποθήκευση ενέργειας απαιτείται ένα εργαλείο για την αλλαγή της θερμοκρασίας: η αντλία θερμότητας για να την αυξήσει και ένα ψυκτικό συγκρότημα (ή μια αντλία θερμότητας σε αντίστροφη λειτουργία) για την μειώσει. Μια αρχική μορφή μιας τέτοιας μηχανής με δύο κυλίνδρους σε σειρά δόθηκε ήδη από το 1853 από τον Thomson [10], όπου οι διαδικασίες προορίζονταν τόσο για θέρμανση όσο και για ψύξη. Σε μια σημείωση που προστέθηκε στο άρθρο το 1881, ο Thomson γράφει ότι εν τω μεταξύ, μηχανές με βάση την αρχή που διατυπώνει αυτός, χρησιμοποιήθηκαν για ψύξη, π.χ. για τη μεταφορά κρέατος σε πλοία και συνεχίζει: "Η μέθοδος θέρμανσης του αέρα που περιγράφεται στο άρθρο παραμένει μη πραγματοποιημένη μέχρι σήμερα". Η πρακτική εφαρμογή θερμοδυναμικών διεργασιών αναφέρεται στο δεύτερο μισό του 19ου αιώνα, κυρίως για ψύξη (π.χ. παραγωγή πάγου), με εργαζόμενα υγρά όπως υδρατμούς, μεθυλ-αιθέρα, διοξείδιο του άνθρακα και αμμωνία.

Σήμερα είναι γενικά αποδεκτό ότι η πρώτη πρακτική εφαρμογή της αρχής της αντλίας θερμότητας έγινε από τον Peter von Rittinger το 1857, χρησιμοποιώντας συμπίεση ατμών σε ένα κλειστό κύκλωμα για να εξατμιστεί το νερό και έτσι να παραχθεί άλας από συμπυκνωμένο αλατόνερο, στο

εργοστάσιο παραγωγής αλατιού Ebensee στην Αυστρία. Εξήγησε την ιδέα του με τις λέξεις «Ο ατμός μπορεί να παράγει μηχανική εργασία, αλλά σχεδόν κανένας φυσικός δεν θα αμφισβητήσει την πρόταση που εκφράζεται με την αντίστροφη έννοια, η μηχανική εργασία μπορεί να παράγει ατμό» [11]. Ο συμπιεστής Ebensee χρησιμοποιούσε το νερό, έναν άμεσα διαθέσιμο πόρο στην περιοχή, και έτσι η πολύτιμη ξυλεία μπορούσε να σωθεί με τη διαδικασία. Η αντλία θερμότητας που κατασκεύασε φέρεται να έχει θερμική ισχύ 14 kW [12]

## **2.3 Ανάπτυξη τον 20ο αιώνα**

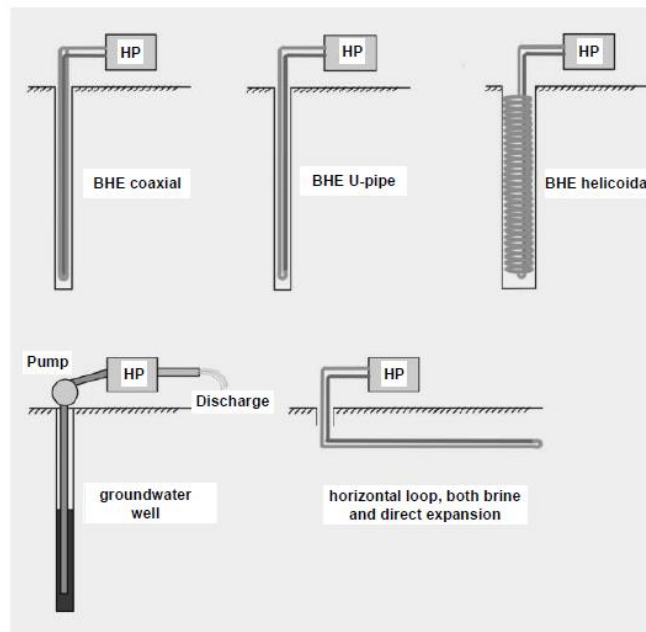
### **2.3.1. Ανάπτυξη μέχρι την πρώτη κρίση των τιμών πετρελαίου το 1973**

Για την θέρμανση κατοικιών, οι αντλίες θερμότητας εφαρμόστηκαν για πρώτη φορά στη δεκαετία του 1930, για παράδειγμα το 1938 στη Ζυρίχη της Ελβετίας, όπου το δημαρχείο θερμάνθηκε με αντλία θερμότητας χρησιμοποιώντας το νερό του ποταμού ως πηγή θερμότητας, με θερμοκρασίες νερού εισόδου μόλις 1,2 ° C το χειμώνα [14]. Η αντλία θερμότητας τροφοδοτούσε θερμότητα μέχρι 100 kW και κατά το 1938/39 πέτυχε ετήσια COP σχεδόν 2,2 (συμπεριλαμβανομένης της αντλίας νερού του ποταμού) [12]. Για άλλα κτίρια στη Ζυρίχη εγκαταστάθηκαν περισσότερες αντλίες θερμότητας λόγω του περιορισμού της προμήθειας άνθρακα από το εξωτερικό κατά τη διάρκεια του Δεύτερου Παγκόσμιου Πολέμου: για μια εσωτερική πισίνα το 1941, για παροχή στο δίκτυο τηλεθέρμανσης το 1942 και για δύο κτίρια διοίκηση της πόλης το 1943/44. Η αντλία θερμότητας στο δημαρχείο είχε πολύ μεγάλη διάρκεια ζωής 63 χρόνια, με την αντικατάσταση του συμπιεστή το 1964, πριν από τη συνταξιοδότησή της το 2001. Ήταν ακόμα λειτουργική για σκοπούς πολιτιστικής κληρονομιάς το 2008 [12].

Στη Βόρεια Αμερική, τα έτη μεταξύ του 1945 και των αρχών της δεκαετίας του 1950 ήταν μια περίοδος ανάπτυξης της αντλίας θερμότητας. Η πρώτη πραγματική αντλία θερμότητας εδάφους εγκαταστάθηκε στην Indianapolis το 1945 [15]. Ήταν ένα σύστημα άμεσης εκτόνωσης με οριζόντιους αγωγούς στο έδαφος, σε 3 κυκλώματα συνολικού μήκους 152 μ. και έναν συμπιεστή με 2,2 kW. Το σύστημα λειτουργούσε από τον Οκτώβριο του 1945 μέχρι τον Μάιο του 1946 και χρησιμοποίησε 6357 kWh ηλεκτρικής ενέργειας κατά τη διάρκεια των 1630 ωρών λειτουργίας το χειμώνα όπου τα επίπεδα της θερμοκρασίας φτάνανε τους -24 ° C. Η αντλία θερμότητας εξοικονομούσε 5.1 τόνους άνθρακα ή 2970 λίτρα μαζούτ που θα απαιτούνται σύμφωνα με τους υπολογισμούς για συμβατική θέρμανση. Ένα άρθρο από το 1947 [16] απαριθμεί τις ήδη διαθέσιμες μεθόδους σύζευξης εδάφους (Εικ. 2.3) οι οποίες περιλάμβαναν κάθετους σωλήνες U, ομοαξονικούς σωλήνες και βιδωτούς (ελικοειδείς) σωλήνες καθώς και οριζόντιους σωλήνες και



πηγάδια υπόγειων υδάτων. Το άρθρο αναφέρει ότι η Union Electric Company στο St. Louis είχε κατασκευάσει μια δοκιμαστική μονάδα με ελικοειδείς σωλήνες, εγκατεστημένους σε γεωτρήσεις 5-7 m βάθους.



Εικόνα 2.3 Διάφορες σύνδεσης με το έδαφος (1947)

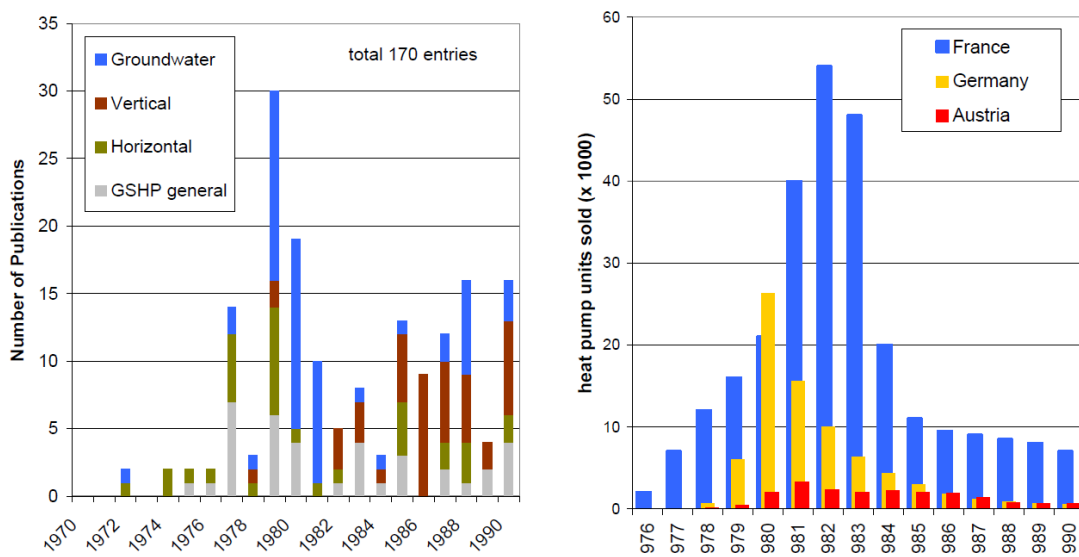
Η λειτουργία ξεκίνησε τον Οκτώβριο του 1948 και μέχρι το 1950 η θερμοκρασία στους σωλήνες στο έδαφος δεν μειώθηκε κάτω από τους  $-1^{\circ}\text{C}$ . Η ελάχιστη θερμοκρασία εξάτμισης ήταν  $-3^{\circ}\text{C}$  το 1948/49 και  $-6^{\circ}\text{C}$  το 1949/50. Υπήρξαν πολλά περιστατικά βλαβών με τις αντλίες θερμότητας και τους ανεμιστήρες, συμπεριλαμβανομένων συνολικά 12 διαρροών ψυκτικού μέσου. Ωστόσο, η σύζευξη εδάφους αποδείχθηκε αξιόπιστη ακόμη και σε χρόνο μέγιστης ζήτησης θερμότητας ή κρύου [17].

Στην Ευρώπη, αυτή η εξέλιξη στην άλλη πλευρά του Ατλαντικού αγνοήθηκε κυρίως κατά τη δύσκολη μεταπολεμική περίοδο, όπου τοποθετήθηκαν μόνο λίγες αντλίες θερμότητας. Μια αντλία θερμότητας υπογείων υδάτων λέγεται ότι χτίστηκε γύρω στο 1950 στο Thun της Ελβετίας [12]. Μία θερμαντική ισχύς 440 kW επιτεύχθηκε και η χαμηλή θερμοκρασία τροφοδοσίας στο σύστημα θέρμανσης των  $40^{\circ}\text{C}$ , ασυνήθιστη για εκείνη την εποχή, σύμφωνα με πληροφορίες, επέτρεψε μια εξαιρετική ετήσια COP 4,5. Τα χρόνια χαμηλών τιμών των καυσίμων στη δεκαετία του 1950 και του '60 οδήγησαν την ανάπτυξη στην Αμερική να σταματήσει, εμπόδιζε το ενδιαφέρον για τις αντλίες θερμότητας στην Ευρώπη και οδήγησε στη κατάργηση πολλών υφιστάμενων αντλιών θερμότητας εδάφους.

### 2.3.2 Ανάπτυξη κατά την πρώτη και δεύτερη κρίση τιμών πετρελαίου, 1973-1985

Τον Οκτώβριο του 1973 ο OPEC (Organization of the Petroleum Exporting Countries) αποφάσισε τη μείωση του εφοδιασμού με πετρέλαιο στις δυτικές χώρες ως τιμωρία στη Δύση για την υποστήριξη του Ισραήλ στον πόλεμο Yom-Kippur. Οι τιμές του πετρελαίου αυξήθηκαν και αναζητήθηκαν εναλλακτικές λύσεις. Είναι πολύ πιο εύκολο να αντικατασταθεί το πετρέλαιο σε σταθερές εφαρμογές όπως η θέρμανση παρά σε εφαρμογές όπως οι μεταφορές και έτσι οι αντλίες θερμότητας έγιναν δημοφιλείς ως επιλογή θέρμανσης. Χρειάστηκε αρκετός χρόνος μετά το 1973 για να αναπτυχθεί ο απαραίτητος εξοπλισμός και έτσι οι αντλίες θερμότητας ήταν διαθέσιμες αρκετά εγκαίρως για τη δεύτερη κρίση τιμών πετρελαίου το 1980/81, που προκλήθηκε από την επανάσταση στο Ιράν και τον επακόλουθο πόλεμο Ιράν-Ιράκ.

Η ανάπτυξη στην Ευρώπη είχε αρχίσει ήδη πριν από την πτώση της τιμής του πετρελαίου. Μια πρώτη αντλία θερμότητας εδάφους στη Γερμανία, χρησιμοποιώντας οριζόντιους βρόχους, άρχισε να λειτουργεί ήδη από το 1969 [18]. Τα φρεάτια υπόγειων υδάτων ως πηγή θερμότητας για αντλίες θερμότητας ακολούθησαν αργότερα [19]. Ο αριθμός των δημοσιεύσεων στους διάφορους τύπους αντλιών δείχνει σαφώς ότι οι εναλλάκτες θερμότητας με γεώτρηση (BHE) ακολούθησαν αρκετά χρόνια αργότερα (εικ. 2.4, αριστερά).



Εικόνα 2.4. Αριθμός ευρωπαϊκών δημοσιεύσεων σχετικά με τις GSHP με διαφορετική τεχνολογία ζεξής εδάφους κατά τα έτη 1970-1990 [20] (αριστερά) και την ανάπτυξη των πωλήσεων αντλιών θερμότητας στη Γαλλία, τη Γερμανία και την Αυστρία 1976-1990 (δεξιά);

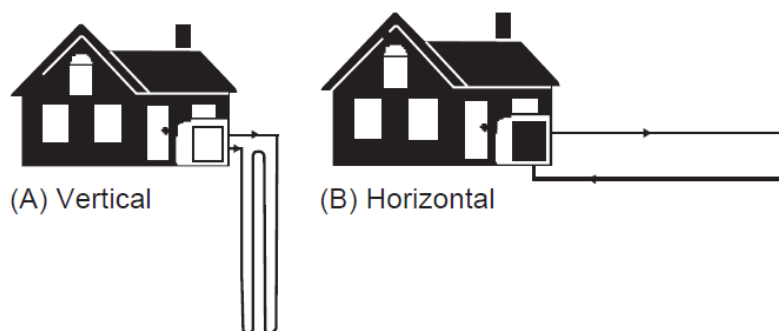
Έτσι, για τις δεύτερες κρίσεις τιμών του πετρελαίου, αντλίες θερμότητας ήταν διαθέσιμες από μεγάλα και μικρά εργοστάσια, κυρίως στην Αυστρία, τη Γαλλία, τη Γερμανία, τη Σουηδία, την

Ελβετία, αλλά και αλλού. Στη Γερμανία, οι περισσότεροι συνδέθηκαν με οριζόντιους βρόχους ή φρεάτια υπόγειων υδάτων, μερικοί χρησιμοποίησαν τον αέρα ως πηγή θερμότητας. Πολλές αντλίες θερμότητας τοποθετήθηκαν σε συνδυασμό με άλλα συστήματα ως προσθήκη σε υπάρχοντες λέβητες, προκαλώντας πληθώρα προβλημάτων στον έλεγχο, το υδραυλικό σύστημα και τα επίπεδα θερμοκρασίας. Η έλλειψη εμπειρίας, η ποιότητα, η γνώση των τεχνικών κλπ. κατέστρεψαν τη φήμη των αντλιών θερμότητας στη Γερμανία γύρω στο 1980 και οι πωλήσεις μειώθηκαν πριν από την τιμή του πετρελαίου. Μια παρόμοια εξέλιξη συνέβη στη Γαλλία, η κορυφή της οποίας ήταν λίγο αργότερα, και στην Αυστρία, όπου οι απόλυτοι αριθμοί ήταν χαμηλότεροι και η μείωση λιγότερο δραστική. Οι μικρότερες εταιρείες απλώς εξαφανίστηκαν και οι μεγάλοι κατασκευαστές λεβήτων, έχοντας ξεκινήσει να ερευνούν και τις αντλίες θερμότητας, έκλεισαν τα αντίστοιχα τμήματα τους. Μόνο μερικές εταιρείες με καλή γνώση και εμπειρία και επαρκή επιμονή συνέχισαν και αποτέλεσαν τον πυρήνα της θετικής εξέλιξης μετά το 1990.

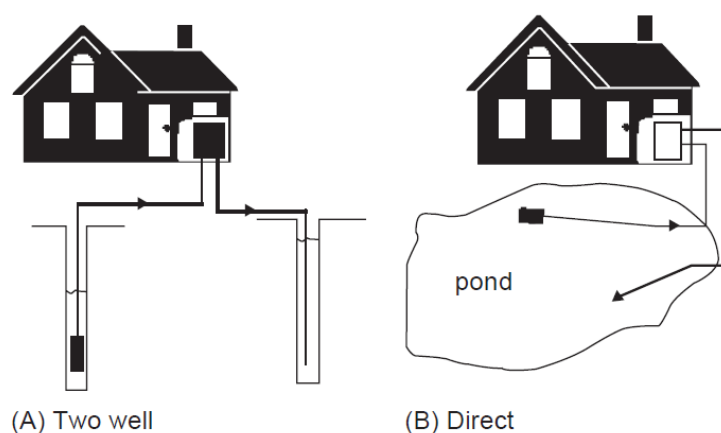
## 2.4 Αντλίες θερμότητας εδάφους

Οι αντλίες θερμότητας εδάφους (Ground-source heat pumps- GSHP ) δεν είναι μια νέα ιδέα όπως αναφέρθηκε στην ανωτέρω ενότητα. Υπάρχουν δύο κύριοι τύποι συστημάτων GSHP: κλειστού βρόχου με σύζευξη κυκλώματος- εδάφους (κάθετα ή οριζόντια) και ανοικτού βρόχου σε σύζευξη με κάποια πηγή νερού (υπόγεια ύδατα), όπως φαίνεται στις εικόνες 2.5 και 2.6, αντίστοιχα. Οι αντλίες θερμότητας που συνδέονται με το έδαφος (GCHP) είναι γνωστές με ποικίλα ονόματα. Ωστόσο, χρησιμοποιούνται συνήθως δύο όροι για την περιγραφή της τεχνολογίας γενικά: γεωθερμικές αντλίες θερμότητας και αντλίες θερμότητας εδάφους

Τα συστήματα κλειστού βρόχου χρησιμοποιούν ένα σπειροειδές πηνίο ως τον εναλλάκτη θερμότητας εδάφους (GHE) μέσω του οποίου κυκλοφορεί ένα ρευστό μεταφοράς θερμότητας, συνήθως ένα αντιψυκτικό διάλυμα. Το GHE, τοποθετημένο κάθετα σε τρύπες ή οριζοντίως σε χαρακώματα, ανταλλάσσει θερμότητα με το έδαφος (Εικ. 2.5). Σε συστήματα ανοικτού βρόχου, τα υπόγεια ύδατα αντλούνται στη μονάδα αντλίας θερμότητας, όπου η θερμότητα εξάγεται από (ή απορρίπτεται, ανάλογα με τον τρόπο λειτουργίας) το νερό. Στην συνέχεια το νερό απορρίπτεται με τον κατάλληλο τρόπο. Εάν είναι δυνατόν, η απελευθέρωση του νερού σε ρεύμα, ποτάμι, λίμνη, λίμνη, τάφρο ή αποχέτευση, γνωστή ως ανοικτή απόρριψη, είναι η ευκολότερη και λιγότερο δαπανηρή μέθοδος απόρριψης. Ένα δεύτερο μέσο εκκένωσης νερού χρησιμοποιεί ένα φρεάτιο επιστροφής που επιστρέφει το νερό στον υδροφόρο ορίζοντα (Εικ. 2.6).



Εικ. 2.5 Συστήματα κλειστού κύκλου.



Εικ. 2.6 Τύποι ανοικτών συστημάτων.

#### 2.4.1 Παγκόσμιες εγκαταστάσεις αντλιών θερμότητας σήμερα

Μεταξύ των παγκόσμιων εφαρμογών γεωθερμικής ενέργειας για άμεση αξιοποίηση, οι GSHPs είχαν το μεγαλύτερο ρυθμό ανάπτυξης από το 1995, σχεδόν 59%, δηλαδή 9,7% ετησίως. Το μεγαλύτερο μέρος αυτής της αύξησης σημειώθηκε στις Ηνωμένες Πολιτείες και την Ευρώπη, αν και το ενδιαφέρον αναπτύσσεται σε άλλες χώρες, όπως η Ιαπωνία και η Τουρκία. Η εγκατεστημένη ισχύς ανέρχεται σε 6875 (MWt) και η ετήσια κατανάλωση ενέργειας είναι 23.287 terajoules (TJ) / έτος ή 6453 (GWh) / έτος, στις αρχές του 2000 σε 27 χώρες. Εκτιμάται ότι ο πραγματικός αριθμός εγκατεστημένων μονάδων είναι περίπου 500.000 και ο ισοδύναμος αριθμός εγκαταστάσεων των 12 kW είναι λίγο πάνω από 570.000. Εκτιμάται ότι 450.000 μονάδες είναι εγκατεστημένες επί του παρόντος στις Ηνωμένες Πολιτείες. Με αυτό τον ρυθμό εγκατάστασης αντλιών θα προστεθούν επιπλέον 1,1 εκατομμύρια μονάδες ανεβάζοντας την τιμή σε περίπου 1,5 εκατομμύρια μονάδες έως το 2010.

Η μεγαλύτερη εγκατάσταση GSHP στον κόσμο βρίσκεται στο συμπλεγμα του ξενοδοχείου Galt House East Hotel και του Waterfront Office Buildings στο Louisville, Kentucky. Ένα σύστημα GSHP 4700 τόνων χρησιμοποιείται για την κάλυψη των αναγκών θέρμανσης και ψύξης του συγκροτήματος. Το ξενοδοχείο Galt House East, 70.000 m<sup>2</sup> (750.000 ft<sup>2</sup>) ολοκληρώθηκε το 1984 και χρησιμοποιεί ένα σύστημα GSHP 1700 τόνων. Το κόστος εγκατάστασης ήταν \$ 1500 ανά τόνο. Σε σύγκριση, ένα συμβατικό σύστημα θα κόστιζε αντίστοιχα μεταξύ \$ 2000 και \$ 3000 ανά τόνο. Το ανωτέρω σύστημα εξοικονομεί περίπου 25.000 δολάρια ανά μήνα σε μειωμένο ενεργειακό κόστος για το ξενοδοχείο. Τα κτίρια γραφείων Waterfront, χτισμένα το 1994, πρόσθεσαν περίπου 89.000 m<sup>2</sup> (960.000 ft<sup>2</sup>) χώρων γραφείων και σχεδόν 3000 τόνους χωρητικότητας GSHP στο έργο, καθιστώντας αυτό το μεγαλύτερο εμπορικό πρόγραμμα GSHP στον κόσμο. Αναφέρεται ότι το Galt House East λειτουργεί εδώ και 15 χρόνια χωρίς προβλήματα στο σύστημα και ότι το σύστημα GSHP έχει αποδώσει ακόμα καλύτερα από το αναμενόμενο.

Επίσης ένα άλλο από τα μεγαλύτερα εμπορικά συστήματα GSHP που λειτουργούν σήμερα είναι στο Stockton College της Pomona, στο Νιου Τζέρσεϋ, όπου 63 GSHP με συνολική χωρητικότητα 1655 τόνων (5825 kW) συνδέονται με ένα GHE, το οποίο αποτελείται από 400 φρεάτια, κάθε ένα από τα οποία έχουν βάθος 129 μέτρα (425 πόδια).

Πίνακας 2.1 Παγκόσμιες εγκαταστάσεις γεωθερμικών αντλιών θερμότητας το 2000.

| Χώρα               | Mw <sub>t</sub> <sup>a</sup> | TJ/έτος | GWh/έτος | Πραγματικός αριθμός | Πραγματικός αριθμός. (για αντλίες 12 kW) |
|--------------------|------------------------------|---------|----------|---------------------|--|
| Αυστραλία          | 24                           | 57.6    | 16.0     | 2000                | 2000                                     |
| Αυστρία            | 228                          | 1094    | 303.9    | 19000               | 19000                                    |
| Βουλγαρία          | 13.3                         | 162     | 45.0     | 16                  | 1108                                     |
| Καναδάς            | 360                          | 891     | 247.5    | 30000               | 30000                                    |
| Τσεχική Δημοκρατία | 8.0                          | 38,2    | 10.6     | 390                 | 663                                      |
| Δανία              | 3                            | 20.8    | 5.8      | 250                 | 250                                      |
| Φιλανδία           | 80.5                         | 484     | 134.5    | 10                  | 6708                                     |
| Γαλλία             | 48                           | 255     | 70.8     | 120                 | 4000                                     |
| Γερμανία           | 344                          | 1149    | 319.2    | 18000               | 28667                                    |
| Ελλάδα             | 0.4                          | 3.1     | 0.9      | 3                   | 333                                      |
| Ουγγαρία           | 3.8                          | 20.2    | 5,6      | 317                 | 317                                      |
| Ισλανδία           | 4                            | 20 5    | 5,6      | 33                  | 33                                       |
| Ιταλία             | 1.2                          | 6.4     | 1,8      | 100                 | 100                                      |
| Ιαπωνία            | 3.9                          | 64      | 17,8     | 323                 | 323                                      |

|                          |        |          |        |         |         |
|--------------------------|--------|----------|--------|---------|---------|
| Λιθουανία                | 21     | 598.8    | 166,3  | 13      | 1750    |
| Ολλανδία                 | 10.8   | 57.4     | 15,9   | 900     | 900     |
| Νορβηγία                 | 6      | 31.9     | 8,9    | 500     | 500     |
| Ρωσία                    | 1.2    | 11.5     | 3,2    | 100     | 100     |
| Πολωνία                  | 26.2   | 108.3    | 30,1   | 4000    | 2183    |
| Σερβία                   | 6      | 40       | 11,1   | 500     | 500     |
| Δημοκρατία της Σλοβακίας | 1.4    | 12.1     | 3,4    | 8       | 117     |
| Σλοβενία                 | 2.6    | 46.8     | 13     | 63      | 217     |
| Σουηδία                  | 377    | 4128     | 1146,8 | 55000   | 31417   |
| Ελβετία                  | 500    | 1980     | 550    | 21000   | 41667   |
| Τουρκία                  | 0.5    | 4.0      | 1,1    | 23      | 43      |
| UK                       | 0.6    | 2.7      | 0,8    | 49      | 53      |
| USA                      | 4800   | 12000    | 3333,6 | 350000  | 400000  |
| Σύνολο                   | 6875.4 | 23,286.9 | 6453.1 | 512,678 | 572,949 |

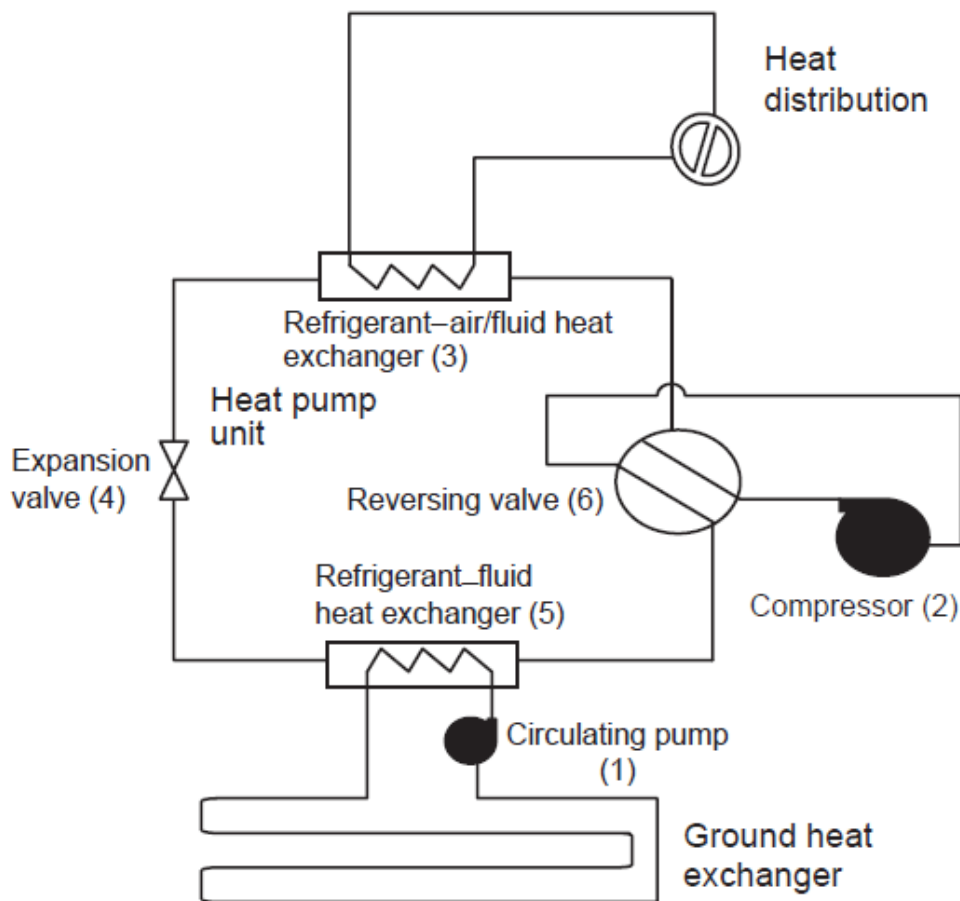
## 2.5 Κύρια μέρη μια αντλίας θερμότητας εδάφους

Οι GSHP χρησιμοποιούν τις σχετικά σταθερές θερμοκρασίες, συνήθως 71 έως 211 C (451 έως 701F), του εδάφους και του νερού για να παρέχουν αποτελεσματική θέρμανση και ψύξη όλο το χρόνο. Οι απόδοση που επιτυγχάνεται από αυτά τα συστήματα είναι εντυπωσιακή και επιτρέπει στους εμπορικούς χρήστες να εξοικονομούν έως και 50% σε σύγκριση με τα συμβατικά συστήματα θέρμανσης και ψύξης, ενώ επίσης μειώνουν και το κόστος συντήρησης. Οι GSHP χρησιμοποιούν τη σταθερή θερμοκρασία του εδάφους ως πηγή θερμότητας για να θερμάνουν τα κτίρια το χειμώνα και ως δεξαμενή απόθεσης της θερμότητας για την ψύξη τους το καλοκαίρι.

Ένα σύστημα GSHP για τη θέρμανση και την ψύξη των κατοικιών αποτελείται από τρία διαφορετικά υποσυστήματα (βλ Εικ. 2.7):

1. **Τον εναλλάκτη θερμότητας εδάφους (Ground Heat Exchanger –GHE).** Πολλοί τύποι σχεδίων GHE είναι δυνατοί, αλλά για τα συστήματα GSHP έχουν εφαρμοστεί μέχρι τώρα μόνο δύο βασικοί σχεδιασμοί. Πρόκειται για μονάδες GHE άμεσης εκτόνωσης, οι οποίες αποτελούνται από ένα θαμμένο δίκτυο σωληνώσεων από χαλκό μέσω του οποίου κυκλοφορεί ψυκτικό μέσο και μονάδες οι οποίες έχουν ένα δίκτυο μέσα στο οποίο κυκλοφορεί νερό ή ένα αντιψυκτικό διάλυμα νερού. Οι εναλλάκτες GHE είναι θαμμένοι στο έδαφος κοντά στο κτίριο για να μπορούν να συντηρούνται. Το ρευστό μεταφοράς θερμότητας κυκλοφορεί κατά μήκος του GHE μέσω αντλίας (στάδιο 1, στην εικόνα 2.7).

2. **Την μονάδα αντλίας θερμότητας.** Αυτή η συσκευή αποτελείται από πέντε κύρια εξαρτήματα (Εικ. 2.7): έναν συμπιεστή (στάδιο 2), έναν εναλλάκτη θερμότητας ψυκτικού-αέρα (ή νερού) (στάδιο 3), μια βαλβίδα εκτόνωσης (στάδιο 4) και έναν εναλλάκτη θερμότητας μεταξύ ψυκτικού μέσου και του υγρού διαλύματος του εναλλάκτη θερμότητας εδάφους (GHE) (στάδιο 5). Υπάρχει επίσης μια στραγγαλιστική βαλβίδα (στάδιο 6). Στη λειτουργία θέρμανσης, εξάγεται θερμότητα από το έδαφος μέσω του GHE. Αυτή η θερμότητα μεταφέρεται στο ψυκτικό μέσο το οποίο βρίσκεται στον εναλλάκτη θερμότητας, ακολούθως μεταφέρεται στην αντλία θερμότητας και τροφοδοτείται στον οικισμό από τον εναλλάκτη θερμότητας αέρα, ο οποίος λειτουργεί ως συμπυκνωτής. Στη λειτουργία ψύξης, η διαδικασία αντιστρέφεται ώστε να εξαχθεί θερμότητα από το σπίτι και να απορριφθεί στο έδαφος. Ο πιο ευρέως χρησιμοποιούμενος τύπος μονάδας είναι μια αντλία θερμότητας νερού-αέρα, η οποία κυκλοφορεί ένα διάλυμα νερού (ή αντιψυκτικού υγρού) μέσω ενός πηνίου και ενός GHE. Επίσης χρησιμοποιούνται και αντλίες θερμότητας, νερού-νερού, με την αντικατάσταση του συστήματος διακίνησης αέρα με ένα υδραυλικό βρόχο.
  
3. **Το σύστημα διανομής θερμότητας.** Υπάρχουν δύο βασικοί τρόποι διανομής της ενέργειας που εξάγεται από τη γη και το νερό. Τα συστήματα εξαναγκασμένης κίνησης αέρα και τα υδραυλικά συστήματα. Ο απλούστερος τρόπος για να ψυχθεί ένα κτίριο είναι να κυκλοφορεί ο αέρας μέσα από τα πηνία ψύξης χρησιμοποιώντας ανεμιστήρες. Ωστόσο αυτό το είδος του συστήματος δεν είναι κατάλληλο για θέρμανση, εκτός εάν η γη ή η πηγή νερού είναι συνήθως ζεστή. Εκτός από τον κλιματισμό χώρου, τα GSHP μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την παροχή ζεστού νερού οικιακής χρήσης όταν λειτουργεί το σύστημα.



Εικ. 2.7 Σκαρίφημα ενός συστήματος αντλίας θερμότητας εδάφους-πηγής, που δείχνει τα στάδια 1 έως 6

## 2.6. Τύποι σχεδιασμού εναλλακτών θερμότητας εδάφους

Ο τύπος GHE που χρησιμοποιείται επηρεάζει άμεσα την απόδοση του συστήματος αντλίας θερμότητας (συνεπώς, την κατανάλωση ενέργειας της αντλίας θερμότητας), τις βοηθητικές απαιτήσεις ενέργειας άντλησης και το κόστος της εγκατάστασης. Η επιλογή του κατάλληλου τύπου GHE για μια τοποθεσία είναι συνήθως μια συνάρτηση της συγκεκριμένης γεωγραφίας, της διαθέσιμης έκτασης γης και του οικονομικού κόστους του κύκλου ζωής. Κατά κύριο λόγο, χρησιμοποιούνται μόνο δύο τύποι σχεδίων GHE, κάθετα και οριζόντια.

### 2.6.1 Κάθετοι εναλλάκτες θερμότητας εδάφους

Ο κάθετος εναλλάκτης θερμότητας εδάφους (VGHE), που απεικονίζεται στην εικόνα 2.6 Α, γενικά χρησιμοποιείται όταν η επιφάνεια της γης είναι περιορισμένη. Ο VGHE αποτελείται κυρίως από δύο σωλήνες πολυαιθυλενίου (PE) υψηλής πυκνότητας, μικρής διαμέτρου που έχουν τοποθετηθεί σε κατακόρυφη γεώτρηση, η οποία στη συνέχεια γεμίζεται με ένα στερεό μέσο.. Οι



κάθετοι σωλήνες κυμαίνονται από 0,75 έως 1,5 ίντσες σε ονομαστική διάμετρο και τα βάθη των οπών κυμαίνονται από 15,2 έως 183 μέτρα (50 έως 600 πόδια), ανάλογα με τις τοπικές συνθήκες γεωτρήσεων και τον διαθέσιμο εξοπλισμό. Απαιτούνται συνήθως πολλαπλά φρέατα, με ελάχιστα διαστήματα όχι μικρότερα από 4,6 μέτρων στα βόρεια κλίματα και τουλάχιστον 6,1 μέτρων στα νότια κλίματα για να επιτευχθούν οι συνολικές απαιτήσεις μεταφοράς θερμότητας. Μια ελάχιστη απόσταση διαχωρισμού βάσης 6,1 μέτρων (20 πόδια) συνιστάται όταν οι βρόχοι τοποθετούνται σε πλέγμα. Η απόσταση αυτή μπορεί να μειωθεί όταν οι οπές τοποθετούνται σε μία μόνο σειρά, όταν το ετήσιο φορτίο θέρμανσης είναι πολύ μεγαλύτερο από το ετήσιο φορτίο ψύξης ή όταν η κατακόρυφη κίνηση νερού μετριάξει την επίδραση της συσσώρευσης θερμότητας στο πεδίο βρόχου.

### **2.6.2 Οριζόντιοι εναλλάκτες θερμότητας εδάφους**

Οι οριζόντιοι εναλλάκτες θερμότητας εδάφους, που απεικονίζονται στο 2.6, χρησιμοποιούνται συχνότερα σε μικρές εγκαταστάσεις όπου δεν υπάρχει επαρκής χώρος. Οι σωληνώσεις θάβονται σε χαρακώματα, συνήθως σε βάθος 1,2-3,0 m (4-10 πόδια). Ανάλογα με τον συγκεκριμένο σχεδιασμό, μπορούν να εγκατασταθούν έξι σωλήνες σε κάθε τάφρο, με περίπου ένα πόδι απόσταση ανάμεσα τους να χωρίζει τους σωλήνες, και οι τάφροι είναι συνήθως 3,7-4,6 m (12-15 πόδια) η μια από τη άλλη.

Ένας σπειροειδής βρόχος που περιλαμβάνει επικάλυψη σπειρών σωλήνα, μπορεί να χρησιμοποιηθεί για να μεγιστοποιήσει τον αριθμό των μέτρων σωλήνα ανά μέτρο τάφρου. Μια άλλη παραλλαγή του συστήματος σπειροειδούς βρόχου περιλαμβάνει την τοποθέτηση των βρόχων όρθια σε στενές κατακόρυφες τάφρους. Η διαμόρφωση σπειροειδούς βρόχου απαιτεί γενικά περισσότερους σωληνίσκους, τυπικά 43,3-86,6 m / kW ανά σύστημα ψύξης τόνου (500-1000 ft), αλλά μικρότερη συνολική εκσκαφή σε σύγκριση με τα πολλαπλά συστήματα οριζόντιας επιφάνειας. Για την οριζόντια διάταξη σπειροειδούς βρόχου, οι τάφροι είναι γενικά 0,9-1,8 m (3-6 πόδια) πλάτος, οι πολλαπλές τάφροι είναι συνήθως σε απόσταση περίπου 3,7 μέτρων (12 πόδια). Για την κατακόρυφη διάταξη σπειροειδούς βρόχου, οι τάφροι είναι γενικά πλάτους 15,2 cm (6 ίντσες) και οι βρόχοι σωλήνων τοποθετούνται κατακόρυφα στα στενά τοιχώματα. Στις περιπτώσεις στις οποίες η εκσκαφή είναι ένα μεγάλο ποσοστό του συνολικού κόστους εγκατάστασης, τα συστήματα σπειροειδούς βρόχου αποτελούν μέσο μείωσης του κόστους εγκατάστασης. Το βασικό ζήτημα που κάνει τα GSHP μοναδικά είναι ο σχεδιασμός του συστήματος GHE. Τα περισσότερα λειτουργικά προβλήματα με το GSHP προέρχονται από την απόδοση του συστήματος GHE.

## 2.7 Ψυκτικά μέσα για αντλίες θερμότητας

Το R134a χρησιμοποιείται ως ψυκτικό μέσο για μεσαίου μεγέθους ή μεγάλα συστήματα αντλιών θερμότητας. Σε σύγκριση με τα ψυκτικά R407c και R410a η αποτελεσματικότητά του είναι πολύ υψηλότερη. Ωστόσο, σε σύγκριση με το ψυκτικό NH<sub>3</sub> η αποτελεσματικότητά του είναι χαμηλότερη. Η πίεση στο R134 είναι αρκετά χαμηλή. Λόγω αυτού, ο όγκος που χρειάζεται να επεξεργασθεί από τον συμπιεστή είναι αρκετά υψηλός και συνεπώς απαιτούνται υψηλότερες επενδύσεις για την εγκατάσταση.

Τα R407c και R410a χρησιμοποιούνται συχνά σε συστήματα μικρής έως μεσαίας κλίμακας αντλιών θερμότητας. Αυτά τα ψυκτικά χρησιμοποιούνται συχνά σε εγκαταστάσεις που έχουν τη διπλή λειτουργία (και του κλιματισμού και της θέρμανσης). Το R410a είναι υπερκρίσιμο σε θερμοκρασία μεγαλύτερη των 71 ° C. Πάνω από αυτή τη θερμοκρασία δεν μπορεί πλέον να διαχωριστεί η αέρια και η υγρή φάση. Το R410a μπορεί να εφαρμοστεί σε συστήματα αντλιών θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας. Σε σύγκριση με το R134a ο όγκος που μπορεί να επεξεργαστεί από τον συμπιεστή είναι μικρότερος, γεγονός που συνεπάγεται χαμηλότερο κόστος επένδυσης. Από την άλλη πλευρά, η αποτελεσματικότητά του σε σύγκριση με το R134a είναι χαμηλότερη επίσης.

Τα R600 (βουτάνιο) και R600a (ισοβουτάνιο) χρησιμοποιούνται για εγκαταστάσεις ψύξης. Αυτά τα ψυκτικά μέσα είναι επίσης κατάλληλα για χρήση σε αντλία θερμότητας, ειδικά σε θερμοκρασίες υψηλότερες από 80 ° C. Πολλά ψυκτικά μέσα δίνουν υψηλές πιέσεις σε αυτά τα επίπεδα θερμοκρασίας. Για τα R600 και R600a η αύξηση της πίεσης με τη θερμοκρασία είναι πολύ χαμηλότερη. Λόγω κινδύνου πυρκαγιάς και έκρηξης, οι εγκαταστάσεις με R600 και R600a πρέπει να πληρούν τις απαιτήσεις ασφαλείας του NPR-7600.

Το R717 (Αμμωνία) είναι το καταλληλότερο ψυκτικό για χρήση σε αντλία θερμότητας σε βιομηχανικά περιβάλλοντα. Η αμμωνία έχει υψηλή απόδοση και μπορεί να εφαρμοστεί κάτω από θερμοκρασίες 80 ° C και επίσης είναι ένα φυσικό ψυκτικό που δεν συμβάλλει στο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Η αμμωνία χρησιμοποιείται συχνά ως ψυκτικό μέσο σε συστήματα ψύξης. Η εμπειρία και η γνώση που έχει δημιουργηθεί λόγω αυτού, μπορούν να χρησιμοποιηθούν κατά την εγκατάσταση αντλιών θερμότητας με την αμμωνία ως ψυκτικό μέσο. Είναι εύφλεκτο και τοξικό, αλλά λόγω της έντονης οσμής του, οι διαρροές μπορούν να ανιχνευθούν γρήγορα. Μια εγκατάσταση αμμωνίας πρέπει να πληροί τις απαιτήσεις του PGS-13.

Το R744 (CO<sub>2</sub>) είναι ένα άλλο φυσικό ψυκτικό. Χρησιμοποιείται σε εγκαταστάσεις ψύξης, συχνά σε συνδυασμό με συμπιεστές αμμωνίας, προκειμένου να μειωθεί η ποσότητα αμμωνίας στο σύστημα. Για εφαρμογές κατάψυξης σε χαμηλές θερμοκρασίες μπορεί να κατασκευαστεί σύστημα συμπιεστών CO<sub>2</sub> σε συνδυασμό με αμμωνία. Για το διοξείδιο του άνθρακα η υπερκρίσιμη θερμοκρασία είναι 30 ° C. Πάνω από αυτή τη θερμοκρασία η συμπύκνωση δεν λαμβάνει χώρα σε σταθερή θερμοκρασία, αλλά συμβαίνει σε μια περιοχή θερμοκρασίας (ολίσθηση θερμοκρασίας). Συνεπώς, η αντλία θερμότητας μπορεί να εφαρμοστεί μόνο σε περιπτώσεις όπου ένας πιθανός χρήστης επιτρέπει τη θέρμανση σε μη σταθερή θερμοκρασία. Ορισμένες αντλίες θερμότητας λειτουργούν πάνω από την υπερκρίσιμη θερμοκρασία.

Το R718 (Νερό) μπορεί επίσης να χρησιμοποιηθεί ως ψυκτικό μέσο. Το νερό έχει τα πλεονεκτήματα ότι το βρίσκουμε εύκολα και δεν βλάπτει το περιβάλλον. Μπορεί να εφαρμοστεί μόνο σε υψηλές θερμοκρασίες (> 100 ° C). Σε αυτές τις θερμοκρασίες οι πιέσεις σε άλλα ψυκτικά μπορεί να γίνουν πολύ υψηλές. Ένα μειονέκτημα της χρήσης του νερού είναι η χαμηλή πυκνότητά του στην αέρια κατάσταση. Μια σχετικά υψηλή χωρητικότητα του συμπιεστή είναι απαραίτητη λόγω αυτού.

Πίνακας 2.2 Χαρακτηριστικά ψυκτικών μέσων

| Refrigerant             | Pressure at 15 °C [bar a] | Pressure at 70 °C [bar a]     | Pressure ratio [bar a / bar a] | Heat of evaporation at 70 °C [kJ/kg] | Density at 15 °C [kg/m <sup>3</sup> ] |
|-------------------------|---------------------------|-------------------------------|--------------------------------|--------------------------------------|---------------------------------------|
| R134a                   | 4,9                       | 21,2                          | 4,3                            | 124                                  | 23,8                                  |
| R407c                   | 7,5                       | 35,0                          | 4,7                            | 107                                  | 31,9                                  |
| R600 (n-butaan)         | 1,8                       | 8,1                           | 4,5                            | 307                                  | 4,5                                   |
| R600a (isobutaan)       | 2,6                       | 10,9                          | 4,2                            | 269                                  | 6,8                                   |
| R717 (NH <sub>3</sub> ) | 7,3                       | 33,1                          | 4,5                            | 939                                  | 5,7                                   |
| R410A*                  | 12,5                      | 47,7                          | 3,8                            | 45                                   | 48,0                                  |
| R744 (CO <sub>2</sub> ) | 50,9                      | Critical temperature is 31 °C |                                |                                      | 160,7                                 |

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3<sup>ο</sup>

### 3.1 Μαθηματικό μοντέλο

Σε αυτή την ενότητα, αναπτύχθηκε ένα μοντέλο αριθμητικής προσομοίωσης για την ανάλυση της ενέργειας και της εξέργειας των γεωθερμικών αντλιών θερμότητας άμεσης διαστολής (DX-GHP) σε οικιακές εφαρμογές ζεστού νερού και θέρμανσης. Το διοξείδιο του άνθρακα (CO<sub>2</sub>) στον υπερκρίσιμο κύκλο έχει χρησιμοποιηθεί ως ψυκτικό και τα αποτελέσματα της πτώσης της πίεσης ψυκτικού στους εναλλάκτες θερμότητας έχουν ληφθεί υπόψη. Η παρούσα αριθμητική έρευνα δίνει την ανάλυση ενέργειας και εξέργειας υπό διαφορετικές λειτουργικές συνθήκες σε δύο ξεχωριστές περιπτώσεις. Στην πρώτη περίπτωση, το μήκος βρόχου του εναλλάκτη θερμότητας εδάφους θεωρείται σταθερό και στη δεύτερη περίπτωση, το φορτίο θέρμανσης θεωρείται σταθερό. Με σκοπό την αξιολόγηση της απόδοσης του συστήματος, πραγματοποιήθηκε μια λεπτομερής παραμετρική διερεύνηση της επίδρασης διαφορετικών παραμέτρων, συμπεριλαμβανομένης της διαφοράς μεταξύ της θερμοκρασίας του εδάφους και της θερμοκρασίας εξόδου του εξατμιστή, της ταχύτητας του συμπιεστή, της θερμοκρασίας και του ρυθμού ροής μάζας είσοδος νερού στο ψυγείο αερίου, το μήκος του ψυγείου αερίου, ο αριθμός των βρόχων εναλλάκτη θερμότητας εδάφους και η θερμοκρασία του εδάφους. Τα αποτελέσματα αυτής της μελέτης περιλαμβάνουν ικανότητα θέρμανσης, συντελεστή απόδοσης (COP), αποτελεσματικότητα της εξέργειας, μήκος βρόχου εναλλάκτη θερμότητας εδάφους που μπορεί να χρησιμοποιηθεί για το σχεδιασμό και τη βελτιστοποίηση ενός DX-GHP.

#### 3.1.1 Γενικές εξισώσεις

Οι γενικές εξισώσεις ισορροπίας της μάζας, της ενέργειας και της εξέργειας για το DX-CGHP γράφονται ως εξής, αντίστοιχα [33]

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e$$

όπου  $\dot{m}_i$  είναι ο ρυθμός ροής μάζας και οι δείκτες  $i$  και  $e$  αντιστοιχούν σε ροές εισόδου και εξόδου αντίστοιχα.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_e \dot{m}_e h_e - \sum_i \dot{m}_i h_i$$

Τα Q και W αντιπροσωπεύουν το ρυθμό μεταφοράς θερμότητας και το ρυθμό μεταφοράς έργου, αντίστοιχα, και το h υποδηλώνει τη συγκεκριμένη ενθαλπία.

$$\sum m_i \psi_i + \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k = \sum m_e \psi_e + \dot{W} + \dot{E}x_{dest}$$

Το  $Q_k$  είναι ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας σε όλο το όριο στη θερμοκρασία,  $T_k$  στη θέση k. w και το  $\dot{E}x_{dest}$  αναφέρεται σε ποσότητες του ειδικού ποσοστού ροής και του ποσοστού καταστροφής εξέργειας. Η συγκεκριμένη ροή εξέργειας υπολογίζεται από την σχέση:

$$\psi_i = (h_i - h_0) - T_0 (s_i - s_0)$$

Εδώ s είναι ειδική εντροπία και ο μηδενικός δείκτης δείχνει τις ιδιότητες στην περιορισμένη νεκρή κατάσταση των  $P_0$  και  $T_0$ .

Ο ρυθμός εισαγωγής έργου εισόδου στον συμπιεστή είναι

$$\dot{W}_{comp} = \frac{m_{ref} (h_{2,isen} - h_1)}{n_{tot}}$$

Ο ρυθμός ροής μάζας υπολογίζεται από:

$$\dot{m}_{ref} = V_s \cdot n_{vol} \cdot N \cdot \rho_1$$

Η συνολική, μηχανική και ογκομετρική απόδοση του συμπιεστή εκτιμάται ως συναρτήσεις του λόγου συμπίεσης με συσχετίσεις από την μελέτη [22]:

$$n_{tot} = -0.26 + 0.7952 \left(\frac{P_2}{P_1}\right) - 0.2803 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2 + 0.0414 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^3 - 0.0022 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^4$$

$$n_{mech} = 0.9083 - 0.0884 \left(\frac{P_2}{P_1}\right) + 0.0051 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2$$

$$n_{vol} = 0.9207 - 0.0756 \left(\frac{P_2}{P_1}\right) + 0.0018 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2$$

$$n_{tot} = n_{mech} \cdot n_{isen}$$

Ο ρυθμός καταστροφής της εξέργειας στον συμπιεστή λαμβάνεται από

$$\dot{E}x_{dest,comp} = m_{ref} (\psi_1 - \psi_2) + \dot{W}_{comp}$$

### 3.1.2 Ψύκτης αερίων (gas cooler)

Σε κάθε στοιχείο του ψύκτη αερίου, το ενεργειακό ισοζύγιο καθορίζεται ως εξής:

$$\dot{Q}^i = \dot{m}_w c_{p,w} (T_W^i - T_W^{i+1}) = \dot{m}_{ref} c_{p,ref} (T_{ref}^i - T_{ref}^{i+1})$$

Επιπλέον, ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας σε στοιχείο ψύκτη αερίου μπορεί να υπολογιστεί με την έκφραση  $\epsilon$  - NTU:

$$\dot{Q}^i = \epsilon C_{\min} (T_{ref}^i - T_W^{i+1})$$

Ο ρυθμός καταστροφής εξέργειας του ψυγείου αερίου εκτιμάται επίσης από

$$\dot{E}x_{dest,gc} = \dot{m}_{ref} (\psi_2 - \psi_3) + \dot{m}_W (\psi_5 - \psi_6)$$

### 3.1.3 Βαλβίδα διαστολής:

Η διαδικασία εκτόνωσης θεωρείται ισενθαλπική

$$h_3 = h_4$$

Ο ρυθμός καταστροφής της εξέργειας της διαδικασίας εκτόνωσης λαμβάνεται από

$$\dot{E}x_{dest,exp} = \dot{m}_{ref} (\psi_3 - \psi_4)$$

### 3.1.4 Εξατμιστής (evaporator):

Σύμφωνα με την αναφορά [21], η ροή θερμότητας του εναλλάκτη θερμότητας εδάφους έχει θεωρηθεί ως 2-D ακτινωτή αγωγή θερμότητας με ομοιόμορφη ροή θερμότητας στην επιφάνεια και σταθερή θερμοκρασία σε ακτίνα 1 μέτρου. Σε κάθε στοιχείο του εξατμιστή, ο ρυθμός αλλαγής ενέργειας καθορίζεται από την τεχνική της μέσης θερμοκρασιακής διαφοράς. Αυτή η εξίσωση δίνεται από:

$$\dot{Q}^i = \dot{m}_{ref} (h_{ref}^{i+1} - h_{ref}^i) = UA \frac{(T_{Soil} - T_{ref}^i) - (T_{Soil} - T_{ref}^{i+1})}{\ln \left( \frac{T_{Soil} - T_{ref}^i}{T_{Soil} - T_{ref}^{i+1}} \right)}$$

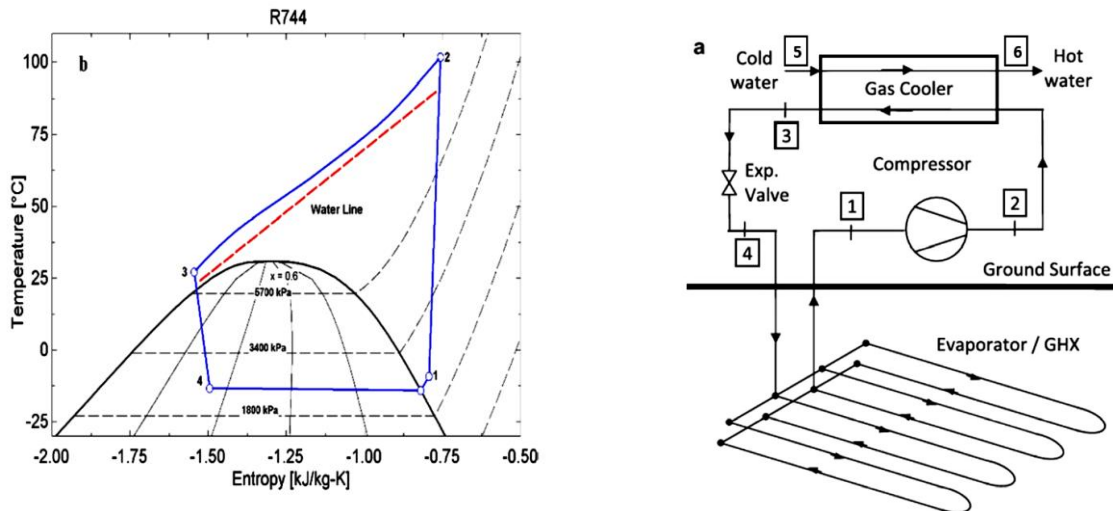
Ο ρυθμός καταστροφής της εξέργειας του εξατμιστή προβλέπεται από την ακόλουθη σχέση

$$\dot{E}x_{dest, evap} = \dot{m}_{ref} (\psi_4 - \psi_1) + \dot{Q}_{evap} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{Soil}} \right)$$

Η ανάλυση της ενέργειας και της εξέργειας του συστήματος αξιολογείται χρησιμοποιώντας τις θερμοδυναμικές εξισώσεις που διέπουν τον κύκλο και η απόδοση του συστήματος αξιολογείται με βάση τον COP και την αποτελεσματικότητα της εξέργειας. Σύμφωνα με τις ακόλουθες εξισώσεις, το COP του DXCGHP είναι ο λόγος της θερμαντικής ικανότητας προς το έργο εισόδου, και η ενεργειακή απόδοση του DX-CGHP είναι ο λόγος της συνολικής εξεργειακής παραγωγής προς την έξοδο εξέργειας.

$$COP_{DX-CGHP} = \frac{\dot{Q}_{gc}}{\dot{W}_{comp}} = 1 + \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}}$$

$$E_{DX-CGHP} = \frac{\dot{m}_w (\psi_6 - \psi_5)}{\dot{W}_{comp} + \dot{Q}_{evap} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{Soil}} \right)} = 1 - \frac{\dot{E}x_{dest, tot}}{\dot{W}_{comp} + \dot{Q}_{evap} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{Soil}} \right)}$$



Εικ.3.1 . Σκαρίφημα (α) και διάγραμμα κύκλου (β) μιας γεωθερμικής αντλίας θερμότητας CO2 με άμεση εκτόνωση.

Οι εξισώσεις μεταφοράς θερμότητας για την τυρβώδη ροή ρευστού σε σωλίνες χρησιμοποιούνται συνήθως στους υπολογισμούς σχεδιασμού και απόδοσης των εναλλάκτη θερμότητας [23-26]. Η τιμή του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας επηρεάζει σημαντικά την τιμή της θερμικής

καταπόνησης [27]. Η κάτωθι εμπειρική συσχέτιση του Dittus-Boelter [28-30] έχει αποκτήσει ευρεία αποδοχή για την πρόβλεψη του αριθμού Nusselt σε τυρβώδεις ροές στους σωλήνες λείας επιφάνειας

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$$

$$0.6 \leq Pr \leq 160, \quad Re \geq 10^4 \quad L/D \geq 60$$

Όπου  $Nu = hd_w / k$ ,  $Re = u_m d_w / \nu$ ,  $Pr = c_p \mu / k$ ,  $d_w = 2r_w$

Και :

$d_w$  εσωτερική διάμετρος του σωλήνα,

L – μήκος σωλήνα

h – συντελεστής μεταφοράς θερμότητας,

k – θερμική αγωγιμότητα,

$u_m$  – μέση ταχύτητα του υγρού,

$c_p$  - ειδική θερμότητα σε σταθερή πίεση,

$\nu = \mu / \rho$  - κινηματικό ιξώδες,

$\mu$ - δυναμικό ιξώδες,

$\rho$  - πυκνότητα υγρού

Ο εκθέτης του αριθμού Prandtl είναι  $n = 0,4$  για θέρμανση του υγρού και  $n = 0,3$  εάν το υγρό ψύχεται. Η παρόμοια σχέση του Colburn βασίζεται στην αναλογία Chilton-Colburn για μεταφορά θερμότητας και ορμής [31]

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3}$$

$$0.6 \leq Pr \leq 160, \quad Re \geq 10^4 \quad L/D \geq 60$$

Οι συσχετίσεις (1) και (2) ισχύουν για μικρές διαφορές θερμοκρασίας  $|T_w - T_m|$  κατά τις οποίες οι ιδιότητες μπορούν να αξιολογηθούν στη μέση θερμοκρασία όγκου  $\bar{T}_m$ . Όταν οι διαφορές των φυσικών ιδιοτήτων είναι σημαντικές, η σχέση Sieder και Tate [32] μπορεί να χρησιμοποιηθεί

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^{0.14}$$



$$0.7 \leq Pr \leq 160,700 \quad Re \geq 10^4 \quad L/D \geq 60$$

όπου όλες οι ιδιότητες αξιολογούνται στην τοπική θερμοκρασία  $T_m$  εκτός από το ιξώδες  $\mu_w$  που εκτιμάται στη θερμοκρασία επιφανείας  $T_w$ .

Ωστόσο, οι συσχετίσεις τύπου εκθέτη όπως οι σχέσεις Dittus-Boelter, Colburn και Colburn δεν παρέχουν καλές προσεγγίσεις σε μεγαλύτερες περιοχές πειραματικών δεδομένων λόγω της απλής μορφής τους. Η συσχέτιση όπως αυτή του Dittus-Boelter δεν είναι σε θέση να προσεγγίσει τα πειραματικά αποτελέσματα σε ένα ευρύ φάσμα του αριθμού Prandtl. Η μέγιστη απόκλιση μεταξύ πειραματικών δεδομένων και προβλέψεων είναι περίπου 20% [33-35]. Όταν το εργαζόμενο μέσο είναι το νερό, η σχέση Dittus-Boelter (1) υπερεκτιμά τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας για μικρότερους αριθμούς Reynolds όταν  $Re < 10.000$  και τον υποτιμά για υψηλότερους αριθμούς Reynolds [36]. Τα τελευταία σαράντα χρόνια, οι εξισώσεις (1-3) αντικαταστάθηκαν συχνά από τη συσχέτιση Gnielinski [37-38].

$$Nu = \frac{\frac{\xi}{8} (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{\xi}{8} (Pr^{2/3} - 1)}} \left[ 1 + \left( \frac{d_w}{L} \right)^{2/3} \right] \left( \frac{Pr_m}{Pr_w} \right)^{0.11}$$

$$4 \cdot 10^3 \leq Re \leq 10^6, \quad 0.5 \leq Pr \leq 200$$

όπου το σύμβολο  $\xi$  δηλώνει τον συντελεστή τριβής για λείους σωλήνες που υπολογίζεται από τη σχέση Filonienko [39]

$$\xi = (1.82 \log Re - 1.64)^{-2}$$

Τα σύμβολα  $Pr_m$  και  $Pr_w$  ορίζουν τον αριθμό Prandtl στη θερμοκρασία του μέσου και του τοιχώματος, αντίστοιχα.

Αρκετοί ερευνητές προσπάθησαν να συσχετίσουν τη μεταφορά θερμότητας του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα κατά τη θέρμανση εντός σωλήνα. Σχετικά λιγότερες προσπάθειες έγιναν για να συσχετιστεί η μεταφορά θερμότητας για ψύξη υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα σε σωλήνα. Συγκεκριμένα, οι Krasnoshechekov et al. [41], Baskov et al. [42], και οι Petron και Popov [43] προσπάθησαν να συσχετίσουν τη μεταφορά θερμότητας του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα κατά τη διάρκεια της ψύξης σε σωλήνα. Οι συσχετίσεις ήταν πολύπλοκες και δεν ήταν πολύ ακριβείς, ειδικά στην ψευδοκρίσιμη περιοχή. Ο Lee και ο Howell [40] δήλωσαν ότι δεν ήταν δυνατόν να αναπτυχθεί ένας γενικευμένος συσχετισμός για τον συντελεστή μεταφοράς

θερμότητας στην ψευδοκρίσιμη περιοχή και ότι απαιτείται λεπτομερής αριθμητική ανάλυση για την πρόβλεψη της μεταφοράς θερμότητας σε αυτήν την περιοχή.

Με βάση τις αριθμητικές προβλέψεις του προβλήματος του εναλλάκτη θερμότητας που ορίζεται στο Σχ. 1, επιχειρήθηκε να αναπτυχθεί ένας νέος συσχετισμός για τον αριθμό Nusselt σε όρους άλλων αδιάστατων παραμέτρων. Για το σκοπό αυτό, οι αριθμητικά προβλεπόμενοι αριθμοί Nusselt συσχετίστηκαν. Το τελικό αποτέλεσμα ήταν μια νέα συσχέτιση που βασίζεται στον «μέσο αριθμό Nusselt» και ορίζεται όπως φαίνεται στην κάτωθι εξίσωση:

$$Nu = \left( \frac{Nu_{\text{wall}} + Nu_{\text{bulk}}}{2} \right) \frac{k_{\text{wall}}}{k_{\text{bulk}}}$$

όπου το  $Nu_{\text{wall}}$  και το  $Nu_{\text{bulk}}$  είναι αριθμοί Nusselt που αξιολογούνται με βάση τις θερμοφυσικές ιδιότητες του τοιχώματος και του όγκου ελέγχου, αντίστοιχα. Σε κάθε περίπτωση, ο συσχετισμός Gnielinski [44], χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό του αντίστοιχου αριθμού Nusselt.

$$Nu = \frac{\xi/8(\text{Re} - 1000)\text{Pr}}{12.7\sqrt{\xi/8}(\text{Pr}^{2/3} - 1) + 1.07}$$

Η χρήση ανωτέρω εξίσωσης απαιτεί γνώση του αριθμού Reynolds. Αρκετές μεταβλητές ληφθήκαν υπόψη για να αναπτυχθεί η συσχέτιση που φαίνεται στην προηγούμενη εξίσωση. Διαπιστώθηκε ότι η καλύτερη εφαρμογή επιτεύχθηκε χρησιμοποιώντας την ταχύτητα εισόδου για τον υπολογισμό του αριθμού Reynolds στο τοίχωμα (ανεξάρτητα από τη θέση, δηλαδή σε όλο το μήκος του τμήματος δοκιμής) και χρησιμοποιώντας την τοπική μέση ταχύτητα για τον υπολογισμό του αριθμού Reynolds του όγκου. Για να επιτευχθεί η τοπική μέση ταχύτητα, το μήκος του τμήματος δοκιμής διαιρέθηκε σε πεπερασμένα μήκη (πεπερασμένα τμήματα) και η μέση ταχύτητα αξιολογήθηκε σε κάθε πεπερασμένο τμήμα χρησιμοποιώντας την επόμενη εξίσωση:

$$U_{\text{avg}} = \frac{\dot{m}}{A\rho_{\text{bulk}}}$$

Επιπλέον, θα πρέπει να γνωρίζουμε τον συντελεστή τριβής,  $\xi$ . Τα κατάλληλα αποτελέσματα ελήφθησαν χρησιμοποιώντας τη συσχέτιση του Filonenko, όπως φαίνεται στην επόμενη εξίσωση όπου ο συντελεστής τριβής είναι μόνο συνάρτηση του αριθμού Reynolds και ο οποίος χρησιμοποιήθηκε επίσης στη συσχέτιση που πρότειναν οι Krasnochekov et al. [41].

$$\xi = (0.79\ln(\text{Re}) - 1.64)^{-2}$$

Μόλις υπολογιστεί ο μέσος αριθμός Nusselt, ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας μπορεί να υπολογιστεί όπως φαίνεται κάτωθι:

$$h = \frac{Nu}{D} k_{\text{bulk}}$$

Η ακριβής πρόβλεψη της πτώσης πίεσης σε διφασικό μίγμα σε εξατμιστές άμεσης διαστολής και σε συμπυκνωτές σωλήνα και κελύφους, είναι υψίστης σημασίας για το σχεδιασμό και τη βελτιστοποίηση ψύξης, κλιματισμού και των συστημάτων αντλιών θερμότητας. Λαμβάνοντας ως παράδειγμα τους εξατμιστές άμεσης διαστολής, η βέλτιστη χρήση της πτώσης πίεσης δύο φάσεων για να επιτευχθεί η μέγιστη απόδοση μεταφοράς θερμότητας είναι ένας από τους πρωταρχικούς σχεδιαστικούς στόχους. Σε αυτούς τους εξατμιστές, συνήθως μια διφασική πτώση πίεσης που ισοδυναμεί με απώλεια 1,4 ° C (2,5 ° F) στη θερμοκρασία κορεσμού από την είσοδο στην έξοδο ορίζεται ως το όριο σχεδιασμού. Ωστόσο, οι πτώσεις πίεσης που προβλέπονται διαφέρουν έως και 100%. Έτσι, εάν ένας εξατμιστής έχει σχεδιαστεί εσφαλμένα με πτώση πίεσης δύο φάσεων μόνο το ήμισυ της πραγματικής τιμής, τότε η απόδοση του συστήματος θα πέσει λόγω της μεγαλύτερης από την αναμενόμενη πτώση της θερμοκρασίας κορεσμού και της πίεσης μέσω του εξατμιστή. Από την άλλη πλευρά, εάν η προβλεπόμενη πτώση πίεσης είναι πολύ μεγάλη (διπλάσια πχ), τότε θα μπορούσαν να είχαν χρησιμοποιηθεί λιγότεροι σωλήνες μεγαλύτερου μήκους για να ληφθεί μια πιο συμπαγής μονάδα. Ως εκ τούτου, η ακριβής πρόβλεψη της διφασικής πτώσης πίεσης είναι βασική πτυχή της βελτιστοποίησης αυτών των συστημάτων.

### 3.2 Ομοιογενές μοντέλο ροής

Ένα ομοιογενές υγρό είναι μια βολική ιδέα για την μοντελοποίηση των δύο σταδίων πτώσης πίεσης. Είναι ένα ψευδο-ρευστό που υπακούει στις συμβατικές εξισώσεις σχεδιασμού για μονοφασικά υγρά και χαρακτηρίζεται από κατάλληλες μέσες τιμές των φάσεων υγρού και ατμού. Η ομοιογενής σχεδιαστική προσέγγιση παρουσιάζεται παρακάτω.

Η ολική πτώση πίεσης ενός υγρού οφείλεται στη διακύμανση της κινητικής και της δυναμικής ενέργειας του και λόγω της τριβής στα τοιχώματα του καναλιού ροής. Έτσι, η συνολική πτώση πίεσης  $[\Delta p_{\text{total}}]$  είναι το άθροισμα της στατικής πτώσης πίεσης (ύψος κεφαλής)  $\Delta p_{\text{static}}$ , της πτώσης πίεσης λόγω ορμής (επιτάχυνση)  $\Delta p_{\text{mom}}$  και της πτώσης πίεσης λόγω τριβής  $\Delta p_{\text{frict}}$ :

$$\Delta p_{\text{total}} = \Delta p_{\text{static}} + \Delta p_{\text{mom}} + \Delta p_{\text{frict}}$$

Η στατική πτώση πίεσης για ένα ομοιογενές ρευστό δύο φάσεων είναι:

$$\Delta p_{\text{static}} = \rho_H g H \sin \theta$$

όπου  $H$  είναι το κατακόρυφο ύψος,  $\theta$  είναι η γωνία σε σχέση με το οριζόντιο επίπεδο και η ομοιογενής πυκνότητα  $\rho_H$  είναι:

$$\rho_H = \rho_L (1 - \varepsilon_H) + \rho_G \varepsilon_H$$

Όπου  $\rho_L$  και  $\rho_G$  είναι η πυκνότητα υγρού και αερίου (ή ατμών), αντίστοιχα. Το ομογενές κλάσμα  $\varepsilon_H$  προσδιορίζεται από την ποιότητα  $x$  ως

$$\varepsilon_H = \frac{1}{1 + \left( \frac{u_G (1-x) \rho_G}{u_L x \rho_L} \right)}$$

όπου  $u_G / u_L$  είναι ο λόγος ταχύτητας ή ο λόγος ολίσθησης ( $S$ ) και ισούται με 1,0 για μια ομοιογενή ροή. Η κλίση πίεσης ορμής ανά μονάδα μήκους του σωλήνα είναι:

$$\left( \frac{dp}{dz} \right)_{\text{mom}} = \frac{d(\dot{m}_{\text{total}} / \rho_H)}{dz}$$

Ο πιο προβληματικός όρος είναι η πτώση πίεσης λόγω τριβής, η οποία μπορεί να εκφραστεί ως συνάρτηση του διαφασικού συντελεστή τριβής  $f_{\text{tp}}$ , και για μια σταθερή ροή σε ένα κανάλι με σταθερή περιοχή διατομής είναι:

$$\Delta p_{\text{frict}} = \frac{2f_{\text{tp}} L \dot{m}_{\text{total}}^2}{d_i \rho_{\text{tp}}}$$

Ο συντελεστής τριβής μπορεί να εκφραστεί σε όρους του αριθμού Reynolds με την εξίσωση Blasius:

$$f_{\text{tp}} = \frac{0.079}{\text{Re}^{0.25}}$$

Όπου ο αριθμός Reynolds είναι:

$$Re = \frac{\dot{m}_{total} d_i}{\mu_{tp}}$$

Το ιξώδες για τον υπολογισμό του αριθμού Reynolds μπορεί να επιλεγεί ως το ιξώδες της υγρής φάσης ή ως μέσος όρος ποιότητας ιξώδους  $\mu_{tp}$ :

$$\mu_{tp} = x \mu_G + (1 - x) \mu_L$$

### 3.3 Θερμική μελέτη εναλλακτών θερμότητας- Μέθοδος NTU

Εδώ μελετούμε τη συμπεριφορά ενός υπάρχοντος εναλλάκτη για διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας, ή τη χρήση του για σκοπούς διαφορετικούς από εκείνους για τους οποίους είχε αρχικά μελετηθεί.

Δίνεται η θερμοκρασία εισόδου του θερμού  $T_{hi}$  και κρύου  $T_{ci}$  ρευστού καθώς και το μέγεθος  $A$  της επιφάνειας συναλλαγής. Επίσης, δίνονται οι παροχές μάζας των δύο ρευστών και οι ειδικές θερμοχωρητικότητες αυτών ή αλλιώς απ' ευθείας τα γινόμενα  $C_h$  και  $C_c$ . Η ειδική θερμική διαπερατότητα  $U$  είναι συνήθως δεδομένη ή αλλιώς υπολογίζεται. Ζητούνται οι θερμοκρασίες των ρευστών στην έξοδο  $T_{ho}$  και  $T_{co}$ .

Αρχικά εφαρμόζεται και σε αυτή την μέθοδο η γενική εξίσωση:

$$Q = C_h(T_{hi} - T_{ho}) = C_c(T_{co} - T_{ci})$$

η οποία εξισώνεται με την παράσταση  $\varepsilon C \Delta T$

Όπου  $\varepsilon$  είναι η αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη και  $\Delta T = T_{hi} - T_{ci}$  είναι η μεγαλύτερη θερμοκρασιακή διαφορά στον εναλλάκτη.

Λαμβάνοντας ως συντελεστή  $C$  τον μικρότερο εκ των  $C_h$  και  $C_c$  και ορίζοντας αυτόν ως  $C_{min}$  προκύπτει ότι σε κάθε εναλλάκτη θερμότητας ισχύει:

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{hi} - T_{ho})}{C_{min}(T_{hi} - T_{ci})} = \frac{C_c(T_{co} - T_{ci})}{C_{min}(T_{hi} - T_{ci})}$$

Ο άλλος συντελεστής εκ των  $C_h$  και  $C_c$  ορίζεται ως  $C_{max}$ .

Για τον υπολογισμό του μεγέθους  $\epsilon$  λαμβάνουμε υπ' όψιν τον τύπο του εναλλάκτη θερμότητας. Στους εναλλάκτες ομορροής ισχύει:

$$\epsilon = \frac{1 - \exp\left[-\left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \frac{UA}{C_{\min}}\right]}{1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}}$$

Στους εναλλάκτες αντιρροής ισχύει ότι

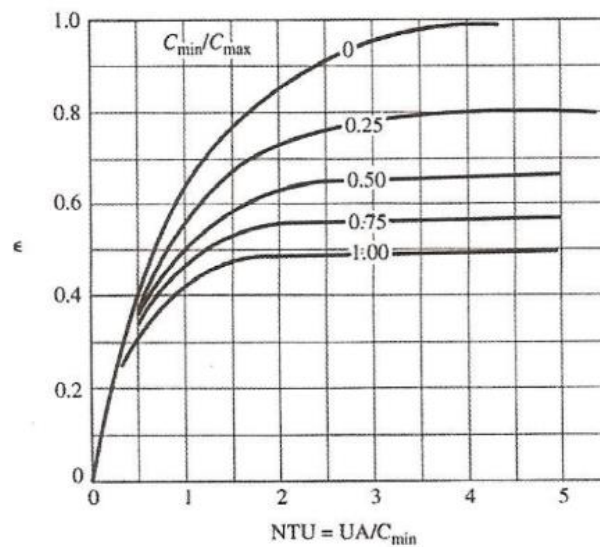
$$\epsilon = \frac{1 - \exp\left[-\left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \frac{UA}{C_{\min}}\right]}{1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}}$$

Όπου ο λόγος  $\frac{UA}{C_{\min}}$  είναι ο αριθμός μονάδων μεταφοράς, συμβολίζεται με NTU και πρόκειται

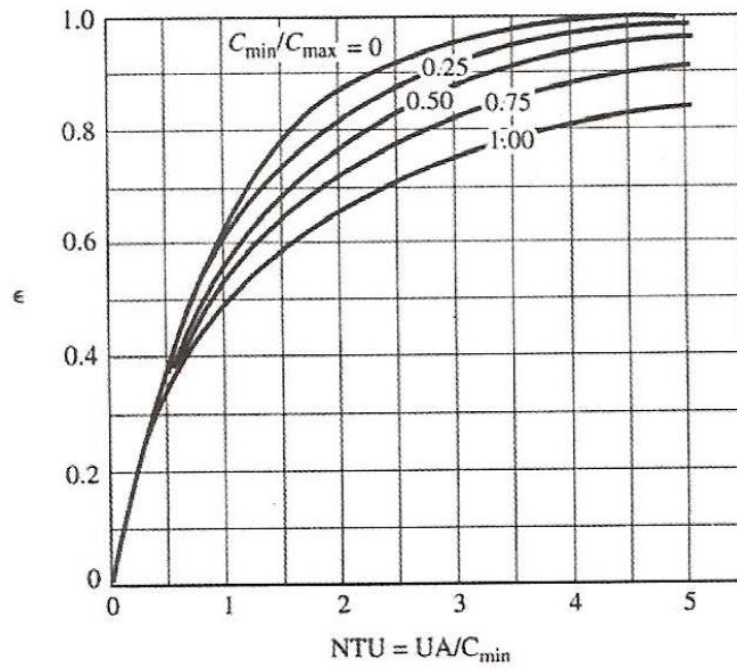
για τον αριθμό Stanton στον οποίον εμφανίζεται η ειδική θερμική διαπερατότητα.

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}}$$

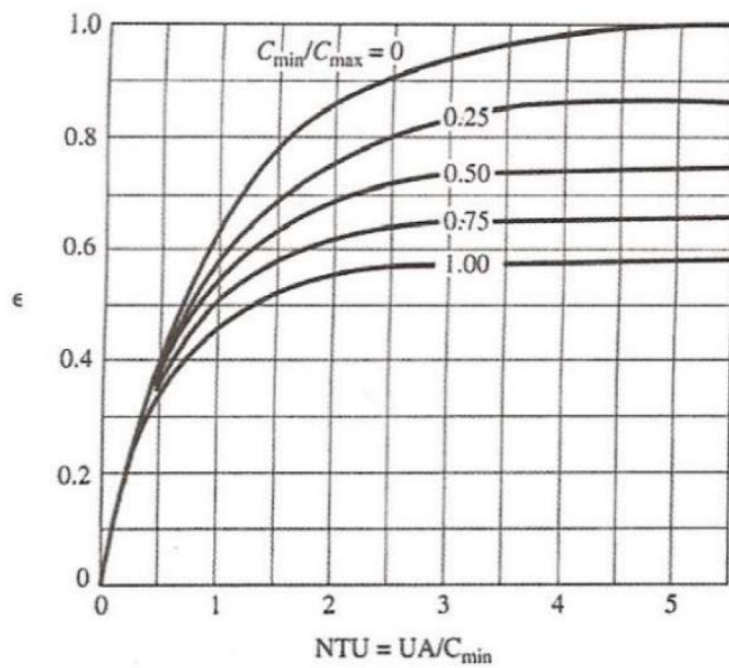
Στη συνέχεια παρατίθεται γραφική απεικόνιση της αποτελεσματικότητας  $\epsilon$  τεσσάρων τύπων εναλλακτών θερμότητας.



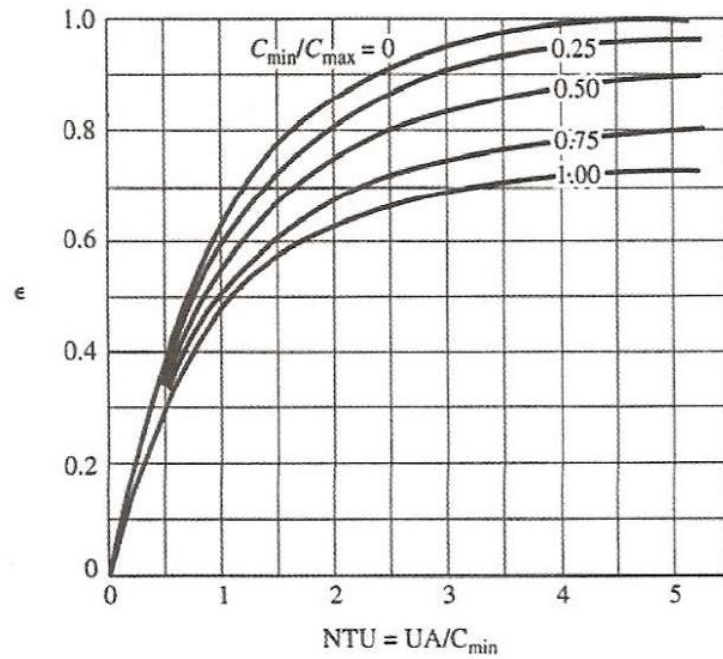
Εικ.3.2 Αποτελεσματικότητα εναλλάκτη ομορροής



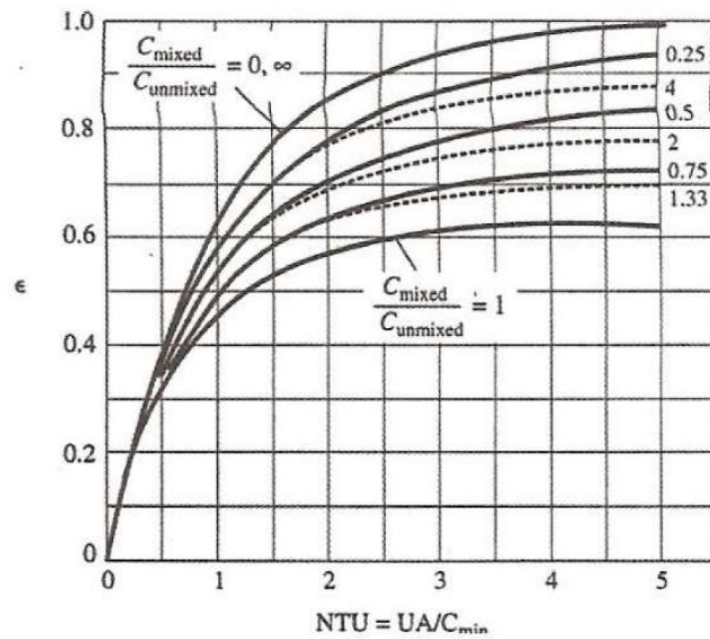
Εικ.3.3 Αποτελεσματικότητα εναλλάκτη αντιρροής



Εικ.3.4 Αποτελεσματικότητα εναλλάκτη κελύφους με μια διαδρομή στο κέλυφος και δύο, τέσσερις, κ.λ.π. διαδρομές στους σωλήνες

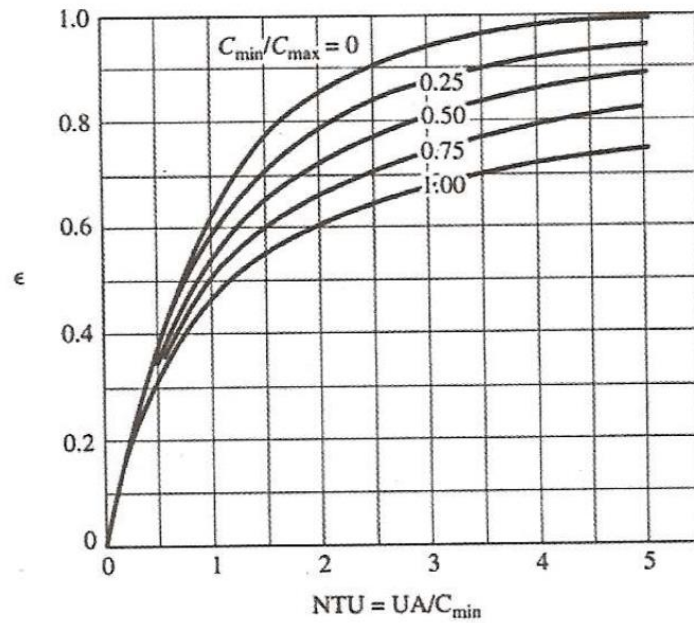


Εικ.3.5 Αποτελεσματικότητα εναλλάκτη κελύφους με δύο διαδρομές στο κέλυφος και τέσσερις, οκτώ, κ.λ.π. διαδρομές στους σωλήνες.

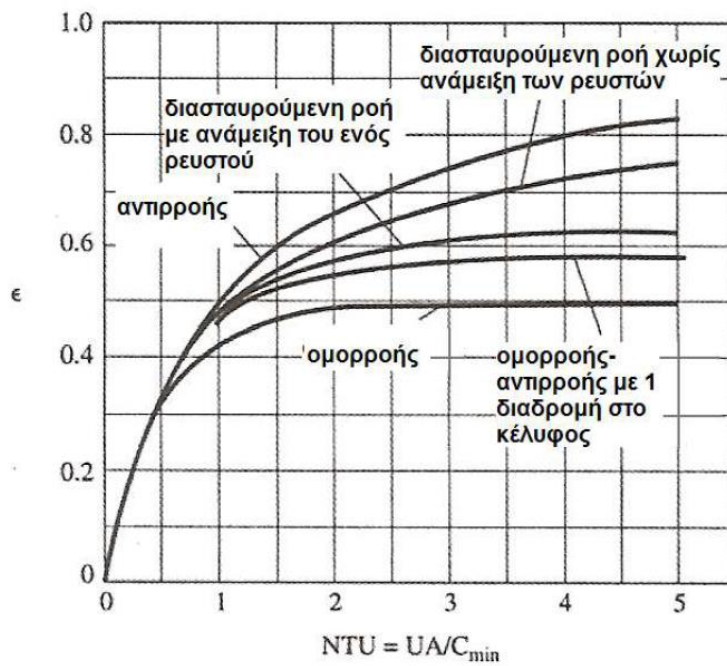


Εικ.3.6 Αποτελεσματικότητα εναλλάκτη διασταυρούμενης ροής, μιας διαδρομής, με ανάμειξη μόνον του ενός ρευστού.





Εικ.3.7 Αποτελεσματικότητα εναλλάκτη διασταυρούμενης ροής, χωρίς ανάμειξη των ρευστών



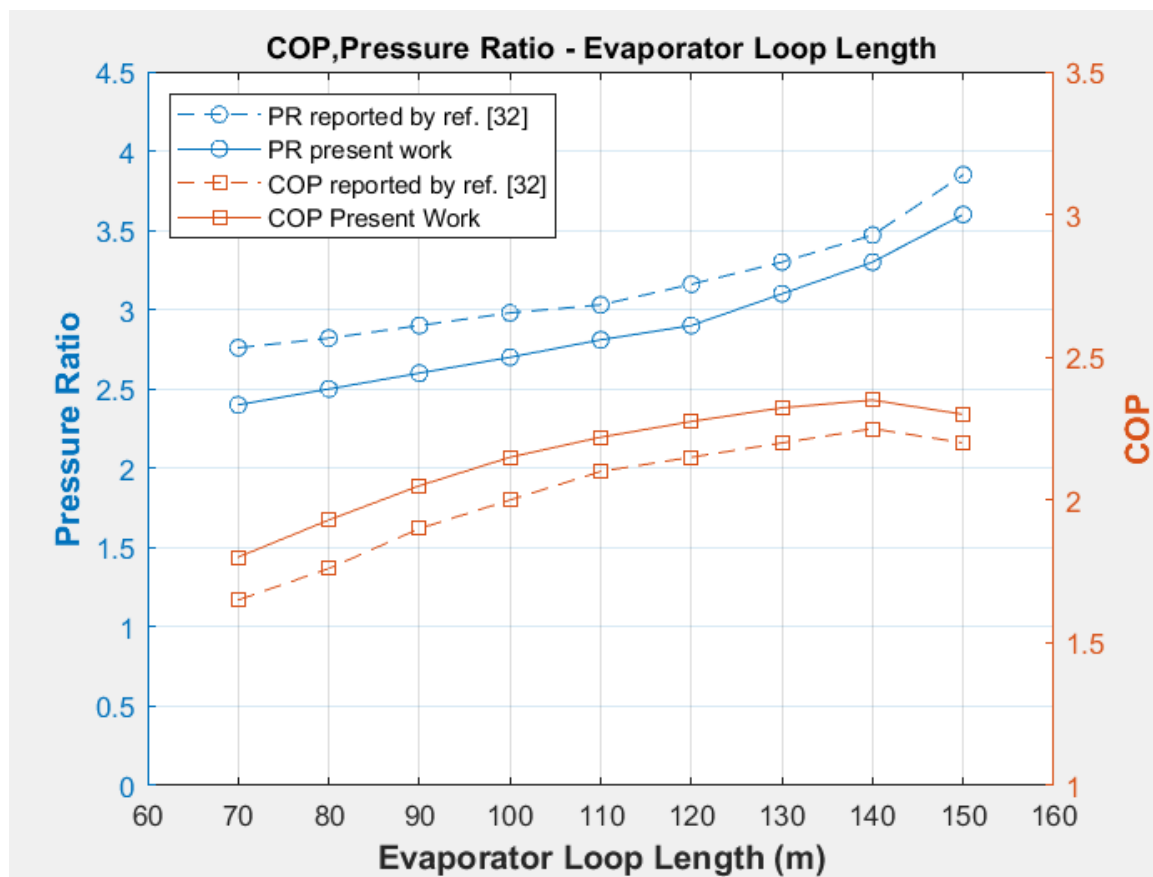
Εικ.3.8 Αποτελεσματικότητα εναλλακτών θερμότητας.

Αξίζει να σημειώσουμε ότι η NTU μέθοδος είναι περισσότερο γενική από την LMTD και για αυτό βρίσκει ευρύτερη εφαρμογή.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4<sup>ο</sup>

### 4.1 Αποτελέσματα - Συμπεράσματα

Σύμφωνα με την βιβλιογραφία δεν έχουν αναφερθεί πειραματικά δεδομένα σχετικά με συστήματα DX-CGHP, όμως η μοντελοποίηση έχει επικυρωθεί από τα αποτελέσματα που παρουσιάστηκαν στην έρευνα Austin και Sumathy [21]. Παρουσίασαν ένα αριθμητικό μοντέλο για την ενεργειακή ανάλυση ενός οριζόντιου DX-CGHP. Χρησιμοποίησαν μια προσέγγιση θερμικής αντίστασης για αγωγιμότητα στο έδαφος. Υπάρχει μια αξιόπιστη συμφωνία μεταξύ των αποτελεσμάτων της παρούσας προσομοίωσης και εκείνης που παρουσιάζεται στην αναφορά. [21] όπως φαίνεται στο Σχ. 4.1. Με βάση το Σχ. 4.1 η μέγιστη COP επιτυγχάνεται στο ELL των 140 μέτρων. Επίσης, η αναλογία πίεσης φαίνεται να αυξάνεται αυξάνοντας το ELL.



Εικ. 4.1. Η σύγκριση μεταξύ υπολογισθέντος και αναφερόμενου από την πηγή. [21] της αναλογίας COP και πίεσης.

## 4.2 Η επίδραση της διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ της θερμοκρασίας εξόδου του εδάφους και του εξατμιστή

Για ένα σταθερό μήκος βρόχου εξατμιστή, η επίδραση της διακύμανσης της θερμοκρασίας μεταξύ του εδάφους και της θερμοκρασίας εξόδου εξατμιστή ( $\Delta T_{SE}$ ) στον COP και στον ρυθμό καταστροφής εξέργειας του συστήματος του φαίνονται στο Σχ. 4.2 (α) και (β).

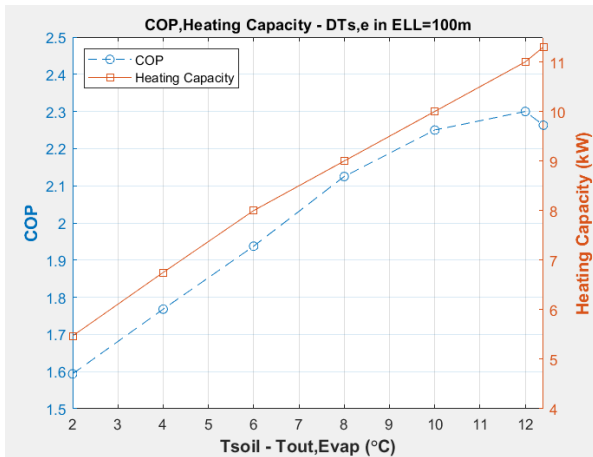
Όπως φαίνεται στο Σχ. 4.2 (α), ο COP του συστήματος αυξάνεται γραμμικά με την αύξηση του  $\Delta T_{SE}$ . Στην πραγματικότητα, η διαφορά μεταξύ της θερμοκρασίας του εδάφους και της μέσης θερμοκρασίας του εξατμιστή αυξάνεται, γεγονός που έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση της απορρόφησης θερμικής ενέργειας από το έδαφος (TEAG). Επιπλέον, με την αύξηση του  $\Delta T_{SE}$ , το ψυκτικό εισέρχεται στον συμπιεστή με χαμηλότερη θερμοκρασία και πίεση, οδηγώντας σε αύξηση του λόγου πίεσης του συμπιεστή (CPR) και μείωση του ρυθμού ροής μάζας ψυκτικού. Η αύξηση του CPR κυριαρχεί στη μείωση του ρυθμού ροής μάζας ψυκτικού και αυτό οδηγεί σε αύξηση του έργου του συμπιεστή. Ως αποτέλεσμα της αύξησης της TEAG και του έργου του συμπιεστή, αυξάνεται και ο COP.

Όπως είναι σαφές από το Σχ. 4.2 (α) και (β), ο COP του συστήματος αυξάνεται με την αύξηση του  $\Delta T_{SE}$ , αρχικά. Στη συνέχεια, αρχίζουν να μειώνονται σε ένα συγκεκριμένο  $\Delta T_{SE}$ . Αυτό προκύπτει χρησιμοποιώντας και την εξίσωση υπολογισμού του COP, όπου η αύξηση του COP εξαρτάται από την αύξηση της TEAG και του έργου του συμπιεστή. Σε μια συγκεκριμένη τιμή της  $\Delta T_{SE}$  (σχεδόν 11 οC), η αύξηση του έργου του συμπιεστή κυριαρχεί στην αύξηση της TEAG, οδηγώντας σε μείωση του COP του συστήματος (Εικ 4.2 (α)). Ομοίως, με βάση την επόμενη εξίσωση, η ενεργειακή απόδοση του συστήματος εξαρτάται από την εξάρτηση εισόδου του συστήματος (το έργο του συμπιεστή και ο ρυθμός απορρόφησης θερμικής ενέργειας από το έδαφος) και τον ρυθμό καταστροφής της εξέργειας ολόκληρου του συστήματος. Επομένως, η αποτελεσματικότητα της εξέργειας αυξάνεται έως ότου η εξάρτηση εισόδου του συστήματος κυριαρχεί στον ρυθμό καταστροφής της εξέργειας ( $\Delta T_{SE}$  των 12 οC, Σχ. 4.2 (β)). Μετά από αυτό το σημείο, η αποτελεσματικότητα της εξέργειας μειώνεται λόγω της υψηλότερης αύξησης του ρυθμού καταστροφής της εξέργειας του συστήματος σε σύγκριση με την ενεργειακή είσοδο του, όπως φαίνεται στο Σχ. 4.2 (β).

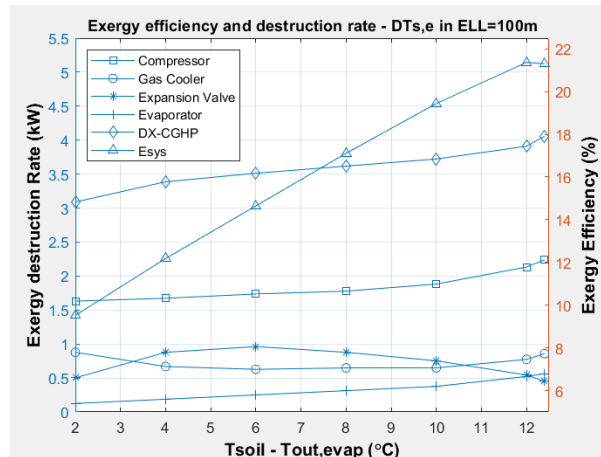
Το Σχ. 4.2 (γ) και (δ) δείχνει την μεταβολή του COP, του ELL, της αποτελεσματικότητας της εξέργειας και του ρυθμού καταστροφής της εξέργειας του συστήματος έναντι του  $\Delta T_{SE}$  για ένα συγκεκριμένο σταθερό φορτίο θέρμανσης. Με βάση το Σχ. 4.2 (γ), η μείωση του ρυθμού ροής μάζας κυριαρχεί στην αύξηση του CPR για  $\Delta T_{SE}$  ίσο και μικρότερο από 14 οC. Επομένως, με τη μείωση του ρυθμού ροής μάζας από  $\Delta T_{SE}$  του 2 οC έως 14 οC, ο μέγιστος COP εμφανίζεται στη

διαφορά θερμοκρασίας των 14 οC. Ωστόσο, για  $\Delta T_{SE}$  μεγαλύτερη από 14 οC, η αύξηση του COP κυριαρχεί στη μείωση του ρυθμού ροής μάζας, κάτι που είχε ως αποτέλεσμα τη μείωση της COP.

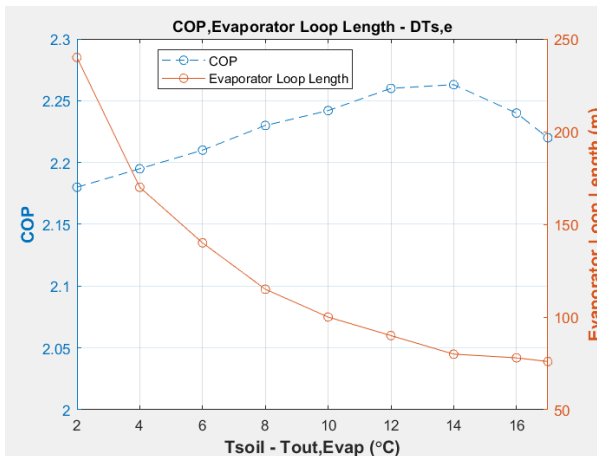
Επίσης, όπως φαίνεται στο Σχ. 4.2 (γ), η αύξηση του  $\Delta T_{SE}$  θα είχε ως αποτέλεσμα τη μείωση της απαιτούμενης περιοχής μεταφοράς θερμότητας και κατά συνέπεια το ELL. Επίσης, το Σχήμα 4.2 (γ) δείχνει ότι η αύξηση του  $\Delta T_{SE}$  από 2 οC σε 14 οC είχε ως αποτέλεσμα αύξηση της COP κατά 4% και μείωση του ELL κατά 66,5%.



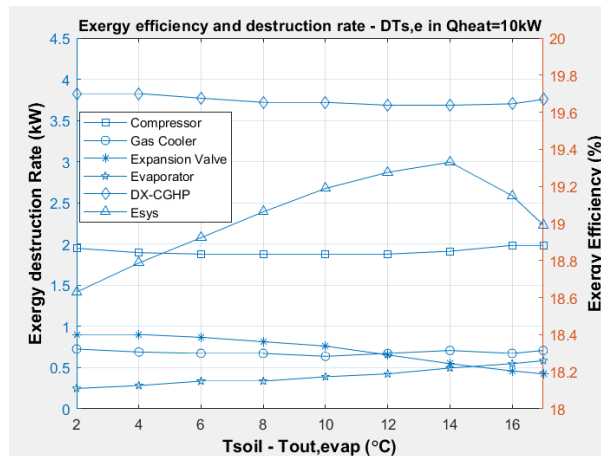
(α)



(β)



(γ)



(δ)

Εικ. 4.2. Μεταβολή (α) COP (β) του ποσοστού καταστροφής της εξέργειας του συστήματος σε σχέση με  $\Delta T_{SE}$  σε ELL = 100 m. (c) Μεταβολή των ELL, COP και (δ) του ρυθμού καταστροφής της εξέργειας του συστήματος σε σταθερό  $Q_{\theta\epsilon\rho\mu\alpha\nu\sigma\eta\varsigma} = 10 \text{ kW}$

Είναι προφανές από το Σχήμα 4.2 (δ) ότι η αποτελεσματικότητα της εξέργειας του συστήματος και ο COP έχουν την ίδια τάση και η μέγιστη αποτελεσματικότητα εξέργειας συμβαίνει στο  $\Delta T_{SE}$  των 14 οC. Λαμβάνοντας υπόψη μια συνεχή έξοδο εξέργειας για το σύστημα, η ενεργειακή

απόδοση του συστήματος θα αυξανόταν με τη μείωση του έργου του συμπιεστή. Το Σχ. 4.2 (δ) δείχνει επίσης τον ρυθμό καταστροφής της εξέργειας ολόκληρου του συστήματος και των συστατικών του. Μπορεί να εξαχθεί το συμπέρασμα ότι ο κύριος ρυθμός καταστροφής της εξέργειας σχετίζεται με τον συμπιεστή και για τα άλλα εξαρτήματα η διακύμανση του ρυθμού καταστροφής της εξέργειας είναι χαμηλή.

### 4.3 Η επίδραση της ταχύτητας του συμπιεστή

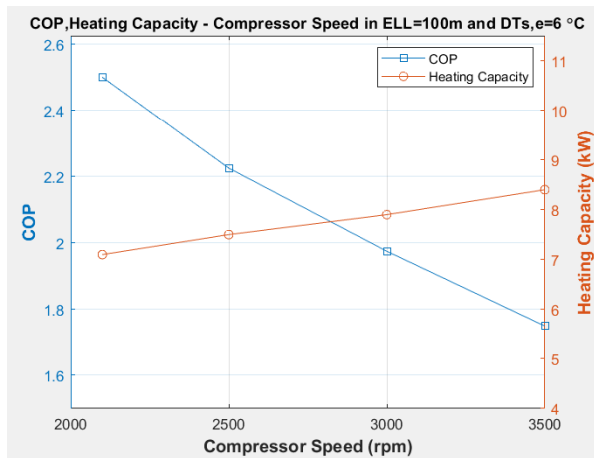
Τα Σχ. 4.3 (α) και (β) απεικονίζουν το αποτέλεσμα της διακύμανσης της ταχύτητας του συμπιεστή στον COP, στον ρυθμό καταστροφής εξέργειας του συστήματος για ένα σταθερό ELL. Η αύξηση της ταχύτητας του συμπιεστή ακολουθείται από την αύξηση του ρυθμού ροής μάζας ψυκτικού. Η ελαφρά διακύμανση του CPR οδηγεί στην αύξηση του έργου του συμπιεστή και σε μια μικρή αύξηση του COP του συστήματος. Η μικρή αύξηση της ικανότητας θέρμανσης του συστήματος παράλληλα με την αύξηση του ρυθμού ροής μάζας ψυκτικού είχε ως αποτέλεσμα την αύξηση της ειδικής ενθαλπίας εξόδου από το ψυγείο αερίου και την ενθαλπία εισόδου του εξατμιστή.

Η μείωση της διαφοράς της ειδικής ενθαλπίας μεταξύ της εισόδου και της εξόδου του εξατμιστή προκαλεί μείωση του TEAG. Τέλος, η αύξηση του έργου του συμπιεστή και η μείωση του TEAG οδηγούν στη μείωση του COP του συστήματος.

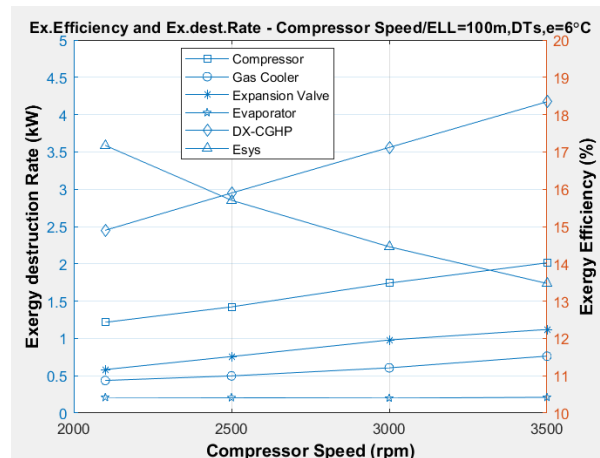
Επιπλέον, παρατηρείται στο Εικ. 4.3 (b) ότι η εξεργειακή απόδοση του συστήματος μειώνεται αυξάνοντας την ταχύτητα του συμπιεστή. Για ένα συγκεκριμένο φορτίο θέρμανσης, η επίδραση της διακύμανσης της ταχύτητας του συμπιεστή στο COP, το ELL, την ενεργειακή απόδοση και τον ρυθμό καταστροφής της εξέργειας του συστήματος και των εξαρτημάτων του απεικονίζονται στο Εικ. 4.3 (γ) και (δ) .

Για την περίπτωση του σταθερού θερμικού φορτίου, με την αύξηση της ταχύτητας του συμπιεστή, ο ρυθμός ροής μάζας ψυκτικού και το έργο του συμπιεστή αυξάνονται με συνέπεια τη μείωση του COP. Σε αυτήν την περίπτωση, η ποσότητα απορρόφησης θερμικής ενέργειας ψυκτικού από το έδαφος αρχίζει να μειώνεται λόγω της αύξησης του έργου του συμπιεστή. Δεδομένου ότι η διαφορά μεταξύ της θερμοκρασίας του εδάφους και της μέσης θερμοκρασίας ψυκτικού στον εξατμιστή παραμένει σχετικά σταθερή και ο ρυθμός ροής μάζας αυξάνεται, η απαιτούμενη περιοχή μεταφοράς θερμότητας για την απόκτηση θερμικής ενέργειας από το έδαφος μειώνεται. Το Εικ. 4.3 (δ) δείχνει τη διακύμανση του ρυθμού καταστροφής της εξέργειας έναντι της ταχύτητας του συμπιεστή για σταθερό φορτίο σταθερής θέρμανσης 10 kW. Με βάση το Σχήμα 4 (δ), ο ρυθμός εισαγωγής εξέργειας αυξάνεται αυξάνοντας την ταχύτητα του συμπιεστή, οπότε,

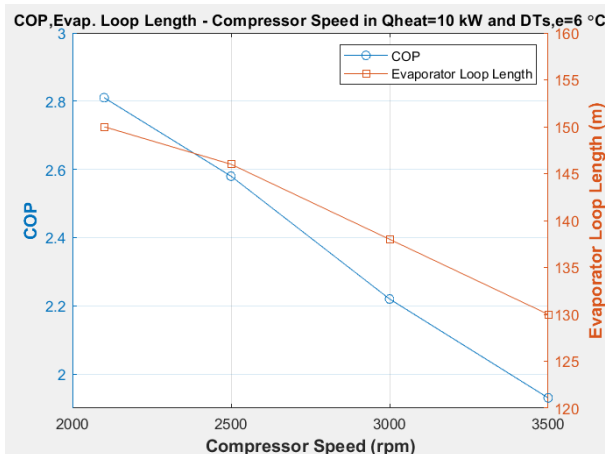
λαμβάνοντας υπόψη μια συνεχή έξοδο εξέργειας για το σύστημα, η ενεργειακή απόδοση του συστήματος θα μειωθεί αυξάνοντας την ταχύτητα του συμπιεστή.



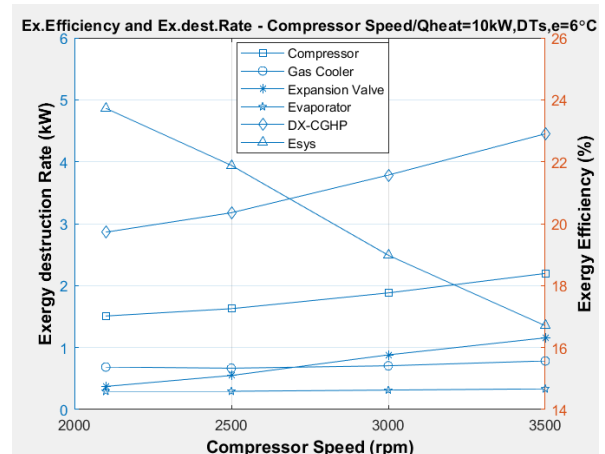
(α)



(β)



(γ)



(δ)

Εικ. 4.3 Μεταβολή (α) COP , (β) του ποσοστού καταστροφής της εξέργειας του συστήματος σε σχέση με την ταχύτητα του συμπιεστή για ELL = 100 m και  $\Delta T_{SE} = 6$  οC . Αντίστοιχες μεταβολές για  $Q_{Heating} = 10$  kW (γ) και (δ)

#### 4.4 Η επίδραση της θερμοκρασίας του νερού εισαγωγής στον ψύκτη αερίου

Τα Σχ. 4.4 (α) και (β) εμφανίζουν τις μεταβολές της ικανότητας θέρμανσης, του COP, της αποτελεσματικότητας της εξέργειας, του ρυθμού καταστροφής της εξέργειας του συστήματος σε σχέση με τη θερμοκρασία εισόδου νερού ψύξης αερίου για σταθερό μήκος ELL. Η αύξηση της θερμοκρασίας του νερού εισαγωγής στο ψυγείο αερίου προκαλεί την αύξηση της θερμοκρασίας

νερού εξόδου ψυκτικού αερίου και του COP, και συνεπώς έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση του έργου του συμπιεστή και της ικανότητας θέρμανσης του συστήματος.

Η ελαφρά αύξηση της ικανότητας θέρμανσης του συστήματος παράλληλα με τη μείωση του ρυθμού ροής μάζας ψυκτικού θα είχε ως αποτέλεσμα τη μείωση της ειδικής ενθαλπίας εξόδου από το ψυγείο αερίου και την ενθαλπία εισόδου του εξατμιστή. Λαμβάνοντας υπόψη την αύξηση της ειδικής διαφοράς ενθαλπίας μεταξύ της εισόδου και της εξόδου του εξατμιστή και της μείωσης του ρυθμού ροής μάζας ψυκτικού, η απορροφούμενη θερμική ενέργεια από το έδαφος εμφανίζει μικρές διακυμάνσεις. Τέλος, η αύξηση του έργου του συμπιεστή και οι μικρές διακυμάνσεις στο TEAG οδηγούν στη μείωση του COP του συστήματος

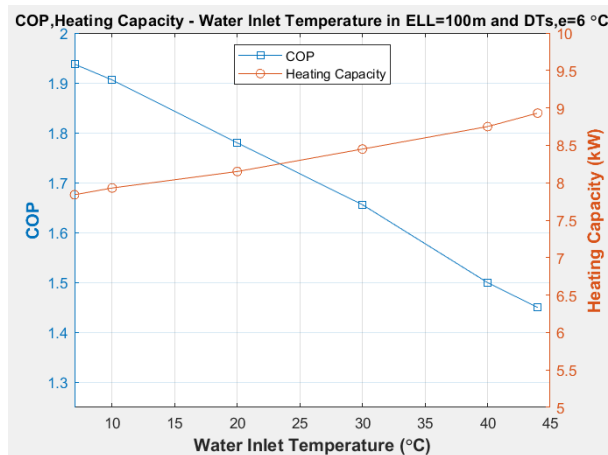
Αν και ο ρυθμός καταστροφής της εξέργειας ολόκληρου του συστήματος αυξάνεται στο Σχ. 4.4 (β), η αποτελεσματικότητα της εξέργειας του συστήματος αυξάνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας του νερού εισαγωγής στον ψύκτη αερίων. Η αύξηση της θερμοκρασίας νερού εξόδου εναλλάκτη αερίου οδηγεί στην αύξηση της εξέργειας εξόδου του συστήματος. Η αύξηση του έργου του συμπιεστή και οι αμελητέες διακυμάνσεις του TEAG προκαλούν αύξηση της συνολικής εξεργειακής εισόδου στο σύστημα.

Η αύξηση της εξόδου εξέργειας κυριαρχεί στην αύξηση της εξέργειας εισόδου και αυτό οδηγεί σε αύξηση της ενεργειακής απόδοσης του συστήματος. Πρέπει να σημειωθεί ότι σε αυτήν την κατάσταση, η συμπεριφορά της εξεργειακής αποτελεσματικότητας του συστήματος είναι το αντίθετο από αυτό του COP του συστήματος.

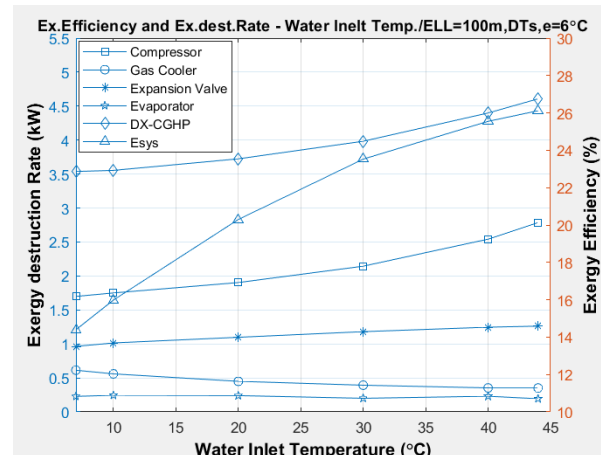
Για την περίπτωση σταθερού φορτίο θέρμανσης, οι μεταβολές του COP, του ELL, της αποτελεσματικότητας της εξέργειας και του ρυθμού καταστροφής της εξέργειας του συστήματος και των εξαρτημάτων του έναντι της θερμοκρασίας εισόδου νερού ψύξης αερίου φαίνονται στο Σχ. 4.4 (γ) και (δ). Λαμβάνοντας υπόψη ένα σταθερό φορτίο θέρμανσης, η αύξηση της θερμοκρασίας νερού εισαγωγής του εναλλάκτη αερίου προκαλεί την αύξηση του έργου του συμπιεστή, η οποία συνεπώς έχει ως αποτέλεσμα τη μείωση της COP. Σε αυτήν την κατάσταση, το ποσό του TEAG αρχίζει να μειώνεται λόγω της αύξησης του έργου του συμπιεστή. Δεδομένου ότι η διαφορά μεταξύ της θερμοκρασίας του εδάφους και της μέσης θερμοκρασίας του ψυκτικού στον εξατμιστή παραμένει σχετικά σταθερή, τελικά απαιτείται χαμηλότερο μήκος ELL για την απορρόφηση της θερμικής ενέργειας από το έδαφος.

Παρατηρείται στο Σχ. 4.4 (δ) ότι ο ρυθμός καταστροφής της εξέργειας του συστήματος αυξάνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας του νερού εισαγωγής του εναλλάκτη αερίου. ενώ, η εξεργειακή αποτελεσματικότητα του του συστήματος αυξάνεται αρχικά και μετά μειώνεται. Μπορεί να αποδειχθεί με χρήση της αντίστοιχης εξίσωσης, όπου η αύξηση της αποτελεσματικότητας της

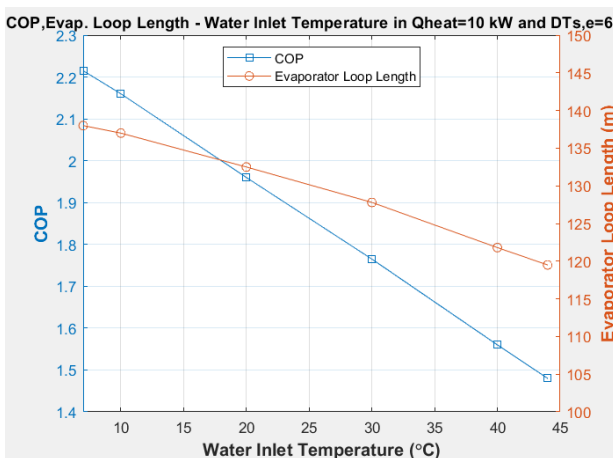
εξέργειας εξαρτάται από την αύξηση της εξέργειας εισόδου και της εξέργειας εξόδου του συστήματος. Επομένως, η ενεργειακή απόδοση αυξάνεται έως ότου σε μια συγκεκριμένη θερμοκρασία νερού εισόδου εναλλάκτη αερίου (σχεδόν 40 C), η αύξηση της εξέργειας εισόδου κυριαρχεί στην αύξηση της εξέργειας εξόδου, οδηγώντας στη μείωση της εξεργειακής αποτελεσματικότητας του συστήματος (Εικ. 4.4 (δ)).



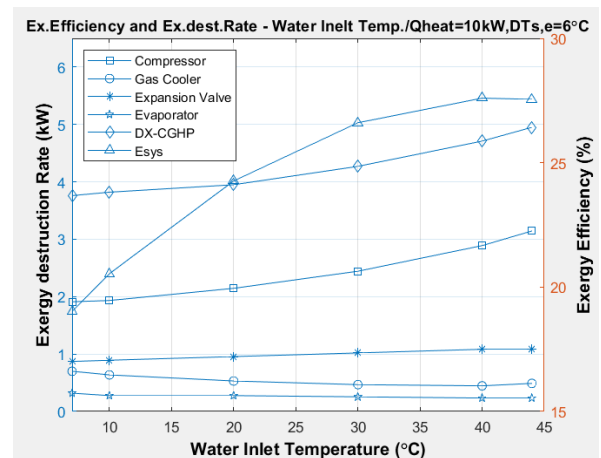
(α)



(β)



(γ)



(δ)

Εικ. 4.4. Μεταβολή (α) COP , (β) του ποσοστού καταστροφής της εξέργειας του συστήματος σε σχέση με την θερμοκρασία εισαγωγής νερού στον εναλλάκτη για ELL = 100 m και  $\Delta T_{SE} = 6$  οC. Αντίστοιχες μεταβολές για σταθερό  $Q_{Heating} = 10$  kW (γ) και (δ).

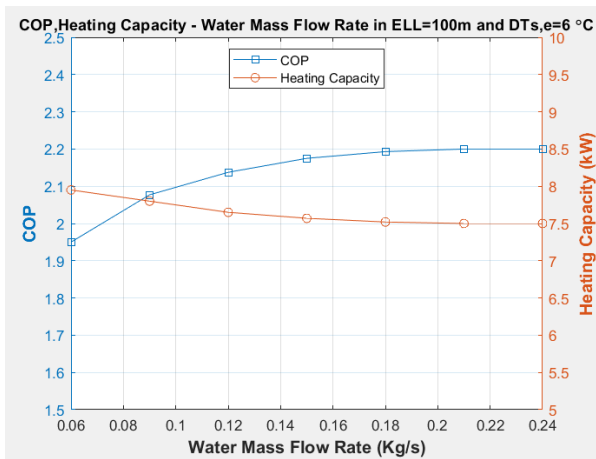


## 4.5 Η επίδραση του ρυθμού ροής μάζας του νερού εισαγωγής στον εναλλάκτη αερίου

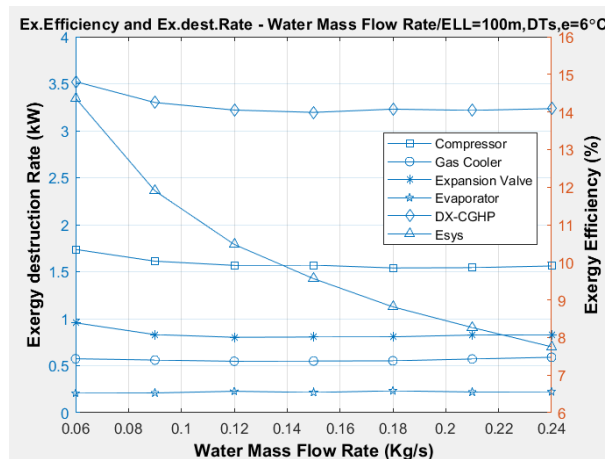
Τα αποτελέσματα που αφορούν τον COP, την ικανότητα θέρμανσης, την ενεργειακή απόδοση, τον ρυθμό καταστροφής της εξέργειας του συστήματος σε σχέση με τις μεταβολές του ρυθμού ροής μάζας νερού ψύξης αερίου για ένα σταθερό μήκος ELL φαίνονται στο Σχ. 4.5 (α) και (β). Η αύξηση του ρυθμού ροής μάζας νερού εισαγωγής εναλλάκτη αερίου προκαλεί τη μείωση της θερμοκρασίας νερού εξόδου του εναλλάκτη αερίου και συνεπώς έχει ως αποτέλεσμα τη μείωση του CPR και της ικανότητας έργου και θέρμανσης του συστήματος του συμπιεστή. Η μικρή μεταβολή της ικανότητας θέρμανσης του συστήματος παράλληλα με την αύξηση του ρυθμού ροής μάζας ψυκτικού ακολουθείται από την αύξηση της ειδικής ενθαλπίας εξόδου ψυκτικού αερίου και της ενθαλπίας εισόδου του εξατμιστή. Η μείωση της ειδικής διαφοράς ενθαλπίας μεταξύ της εισόδου και της εξόδου του εξατμιστή και η αύξηση του ρυθμού ροής μάζας ψυκτικού προκαλούν μια μικρή αλλαγή στην ποσότητα της απορροφούμενης θερμικής ενέργειας από το έδαφος. Τέλος, η μείωση του έργου του συμπιεστή και οι μικρές διακυμάνσεις στο TEAG οδηγούν στην αύξηση του COP του συστήματος.

Όπως φαίνεται στο Σχ. 4.5 (β), ο ρυθμός καταστροφής της εξέργειας του συστήματος έχει μια πολύ μικρή αλλαγή και παραμένει περίπου σταθερός. Με τη μείωση του έργου του συμπιεστή και τη μικρή αλλαγή στον ρυθμό απορρόφησης της θερμικής ενέργειας του εδάφους, μειώνεται η ενεργειακή είσοδος του συστήματος. Κατά συνέπεια η μείωση της εξέργειας εισόδου του συστήματος και οι μικρές διακυμάνσεις του ρυθμού καταστροφής της εξέργειας του συστήματος προκαλούν τη μείωση της αποτελεσματικότητας του συστήματος.

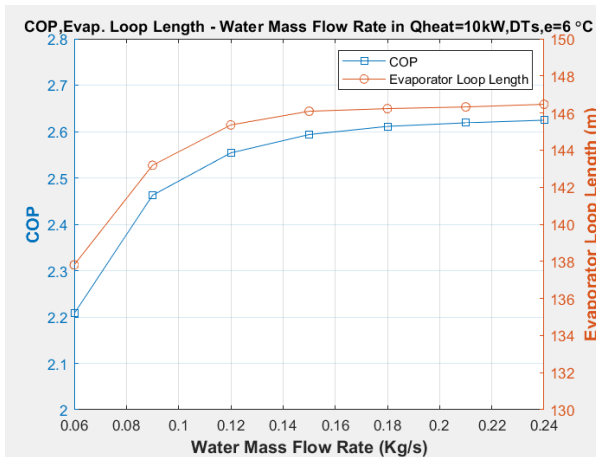
Στο Σχ. 4.5 (γ) και (δ), η επίδραση του ρυθμού ροής μάζας νερού εισόδου εναλλάκτη αερίου στον COP, στο ELL, στην ενεργειακή απόδοση και στον ρυθμό καταστροφής εξέργειας του συστήματος εμφανίζεται για συγκεκριμένο φορτίο θέρμανσης. Όπως ειπώθηκε, η αύξηση του ρυθμού ροής μάζας νερού εισαγωγής εναλλάκτη αερίου οδηγεί σε μείωση του έργου του συμπιεστή. Με βάση ένα σταθερό φορτίο θέρμανσης, η μείωση του έργου προκαλεί αύξηση του TEAG και του COP. Επίσης είναι σαφές στο Σχ. 4.5 (γ), η αύξηση του TEAG παράλληλα με την ελαφρά μεταβολή στον ρυθμό ροής μάζας ψυκτικού και τη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ του εδάφους και του ψυκτικού στον εξατμιστή είχε ως αποτέλεσμα την αύξηση του μήκους ELL.



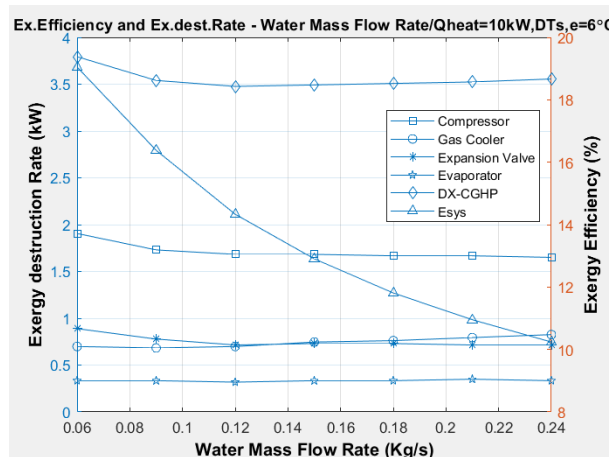
(α)



(β)



(γ)



(δ)

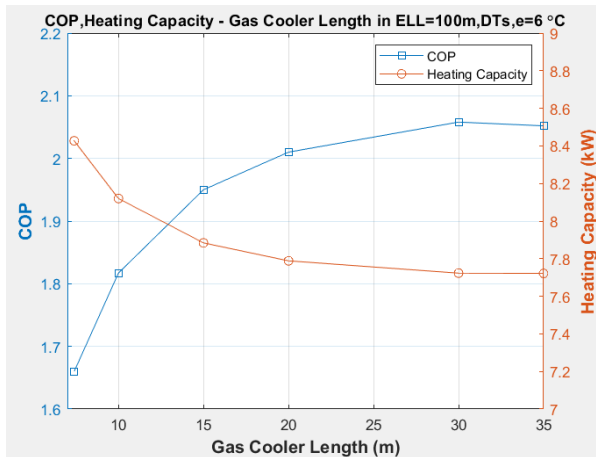
Εικ. 4.5. Μεταβολή του (α) COP και (β) του ρυθμού καταστροφής εξέργειας του συστήματος και των εξαρτημάτων σε σχέση με τον ρυθμό ροής μάζας νερού ψύξης αερίου σε ELL = 100 m και  $\Delta T_{SE} = 6$  οC. Μεταβολή του ELL, COP(γ) και του ρυθμού καταστροφής της εξέργειας του συστήματος (δ) σε σχέση με τον ρυθμό ροής μάζας νερού εισόδου ψυγείου αερίου σε σταθερό  $Q_{\theta\epsilon\rho\mu\alpha\nu\sigma\eta} = 10$  kW. και  $\Delta T_{SE} = 6$  οC.

## 4.6 Η επίδραση του μήκους του εναλλάκτη αερίου

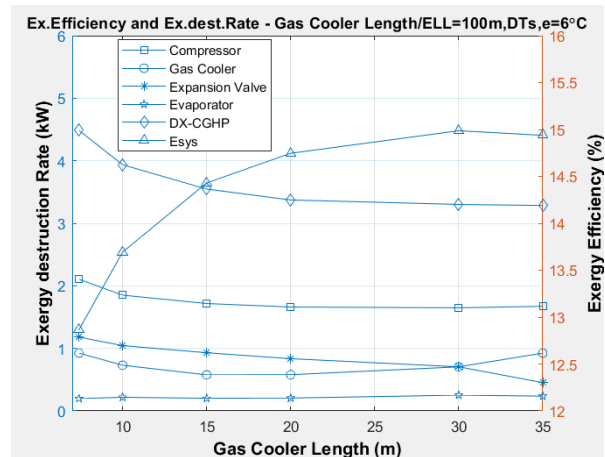
Για ένα σταθερό ELL, η επίδραση του μήκους του εναλλάκτη αερίου στην ικανότητα θέρμανσης, το COP, την αποτελεσματικότητα της εξέργειας, τον ρυθμό καταστροφής της εξέργειας του συστήματος και των εξαρτημάτων του παρουσιάζονται στο Σχ. 4.6 (α) και (β). Η αύξηση του μήκους προκαλεί τη μείωση της θερμοκρασίας νερού εξόδου του και συνεπώς έχει ως αποτέλεσμα τη μείωση της λειτουργίας CPR και του έργου συμπίεστη και της ικανότητας θέρμανσης του συστήματος. Σύμφωνα με το Σχ. 4.6 (α) και (β), είναι σαφές ότι η ποσότητα τόσο του COP όσο και της ενεργειακής απόδοσης του συστήματος αυξάνεται με την αύξηση του μήκους του

εναλλάκτη αερίου αρχικά. Στη συνέχεια, αρχίζουν να μειώνονται σε ένα συγκεκριμένο μήκος ψυγείου αερίου.

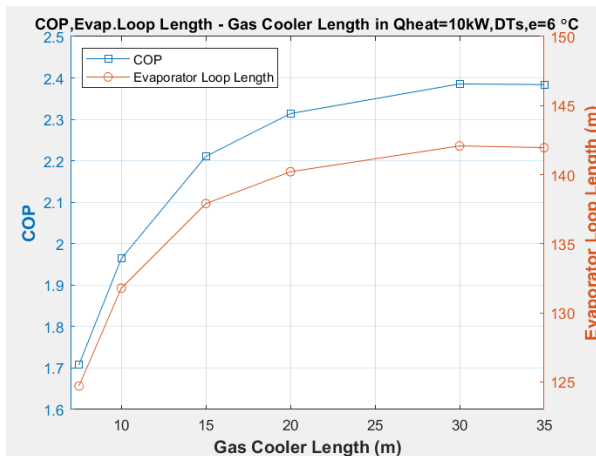
Με βάση την εξίσωση που περιγράφει τον COP η αύξηση του σχετίζεται με τη μείωση του έργου του συμπιεστή και της ικανότητας θέρμανσης. Σε συγκεκριμένο μήκος ψυγείου αερίου (σχεδόν 30 m), η μείωση της ικανότητας θέρμανσης κυριαρχεί στη μείωση του έργου του συμπιεστή, οδηγώντας σε μείωση του COP του συστήματος (Εικ. 4.6 (α)).



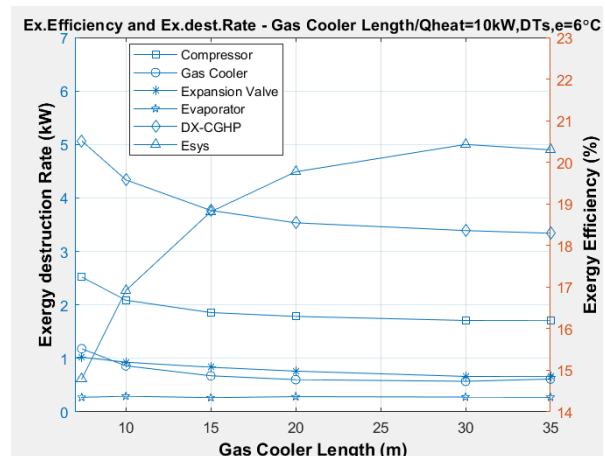
(α)



(β)



(γ)



(δ)

Εικ. 4.6. Μεταβολή (α) COP και (β) ρυθμού καταστροφής εξέργειας του συστήματος σε σχέση το μήκος του ψυγείου αερίου σε ELL 100 m και  $\Delta T_{SE} = 6$  oC. Μεταβολή του (γ) ELL, COP και (δ) του ποσοστού καταστροφής της εξέργειας του συστήματος και των εξαρτημάτων του έναντι του μήκους του ψυγείου αερίου σε  $Q_{\theta\epsilon\rho\mu\alpha\nu\sigma\eta} = 10$  kW και  $\Delta T_{SE} = 6$  oC.

Για ένα συγκεκριμένο φορτίο θέρμανσης, οι μεταβολές του COP, του ELL, της αποτελεσματικότητας της εξέργειας και του ρυθμού καταστροφής της εξέργειας του συστήματος και των εξαρτημάτων του σε σχέση με το μήκος του ψυγείου αερίου φαίνονται στα Σχ. 4.6 (γ) και

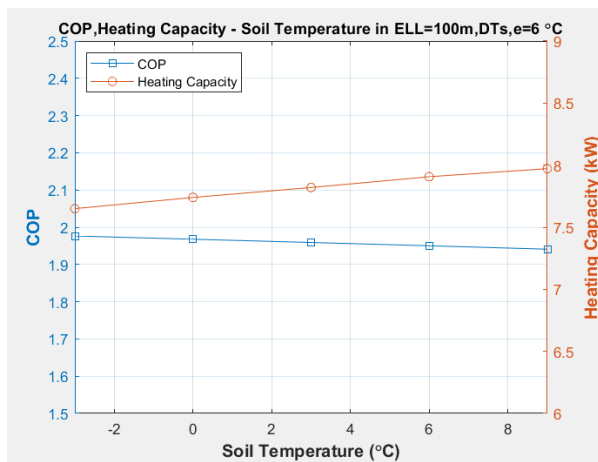
(δ). Παρόμοια με τη διερεύνηση για σταθερό ELL, τόσο η τιμή του COP όσο και η ενεργειακή απόδοση του συστήματος περιέχουν μια μέγιστη τιμή σε συγκεκριμένο μήκος ψυγείου αερίου (σχεδόν 30 m). Η αύξηση του μήκους του ψυγείου αερίου οδηγεί σε μείωση του έργου του συμπιεστή. Με βάση ένα σταθερό φορτίο θέρμανσης, η μείωση του έργου του συμπιεστή προκαλεί αύξηση του TEAG. Η αύξηση του TEAG παράλληλα με την ελαφρά μεταβολή στη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ του εδάφους και του ψυκτικού στον εξατμιστή θα είχε ως αποτέλεσμα την αύξηση του ELL (Εικ. 4.6 (δ)).

#### **4.7 Η επίδραση της θερμοκρασίας του εδάφους**

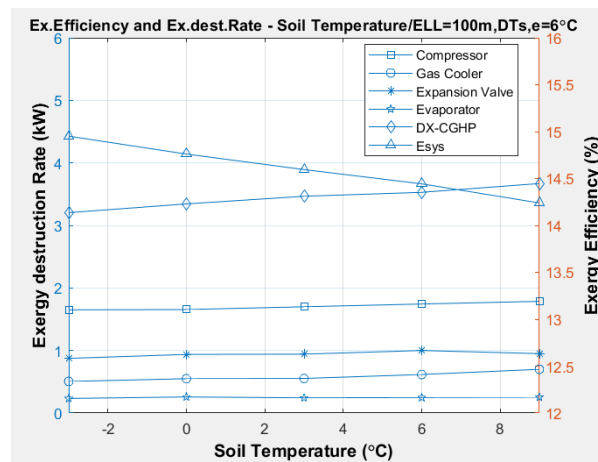
Στο Σχ. 4.7 (α) και (β), απεικονίζονται η επίδραση της αλλαγής της θερμοκρασίας του εδάφους σε περίοδο 3 oC έως 9 oC στον COP, στην ενεργειακή απόδοση, στον ρυθμό καταστροφής της εξέργειας του συστήματος για σταθερό ELL. Δεδομένου ότι η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ του εδάφους και της εξόδου του εξατμιστή διατηρήθηκε στη σταθερή τιμή των 6 oC, με τη μείωση της θερμοκρασίας του εδάφους, ο CPR αυξάνεται και ο ρυθμός ροής μάζας ψυκτικού μειώνεται. Λόγω της κυριαρχίας της μείωσης του ρυθμού ροής μάζας ψυκτικού στην αύξηση CPR, το έργο του συμπιεστή μειώνεται ελαφρώς. Με βάση το Σχ. 4.7 (α), με τη μείωση της θερμοκρασίας του εδάφους, η ικανότητα θέρμανσης του συστήματος μειώνεται επίσης ελαφρώς. Η ελαφρά μείωση της ικανότητας θέρμανσης του συστήματος παράλληλα με τη μικρή αλλαγή του έργου του συμπιεστή θα προκαλούσε την σχετικά σταθερή τιμή του TEAG. Τέλος, ο συνδυασμός της μικρής μείωσης του έργου του συμπιεστή και της αμελητέας αλλαγής στο TEAG προκαλούν μια μικρή αύξηση του COP. Επιπλέον, παρατηρείται στο Σχήμα 4.7 (β) ότι η ενεργειακή απόδοση του συστήματος αυξάνεται με τη μείωση της θερμοκρασίας του εδάφους λόγω αμελητέας διακύμανσης του ποσοστού καταστροφής της εξέργειας και της μείωσης της εξόδου στην είσοδο στο σύστημα.

Στο Σχ. 4.7 (γ) και (δ), η επίδραση της θερμοκρασίας του εδάφους στον COP, το ELL, την ενεργειακή απόδοση, το ποσοστό καταστροφής της εξέργειας του αναφερόμενου συστήματος και τα συστατικά του παρουσιάζονται για σταθερό φορτίο θέρμανσης. Όπως έχει ήδη αναφερθεί, η μείωση της θερμοκρασίας του εδάφους προκαλεί ελαφρά μείωση του έργου του συμπιεστή. Κατά συνέπεια, επειδή το φορτίο θέρμανσης είναι σταθερό, τα TEAG και COP αλλάζουν ελαφρώς. Επιπλέον, το απαιτούμενο ELL αυξάνεται ελαφρώς λόγω της αύξησης του TEAG. Στο Σχ. 4.7 (δ), με τη μείωση της θερμοκρασίας του εδάφους, ο ρυθμός καταστροφής της εξέργειας του συστήματος μειώνεται και η αποτελεσματικότητα της εξέργειας του συστήματος αυξάνεται. Με βάση την αντίστοιχη εξίσωση, λαμβάνοντας υπόψη τη συνεχή έξοδο εξέργειας για το σύστημα

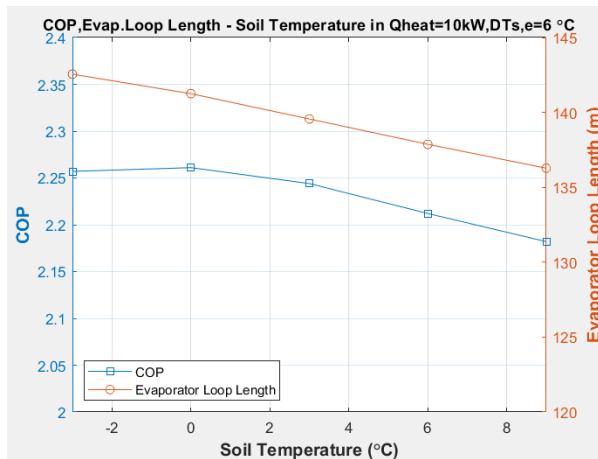
και τη μείωση της εξέργειας εισόδου στο σύστημα, η εξεργειακή αποτελεσματικότητα του συστήματος θα αυξανόταν με τη μείωση της θερμοκρασίας του εδάφους.



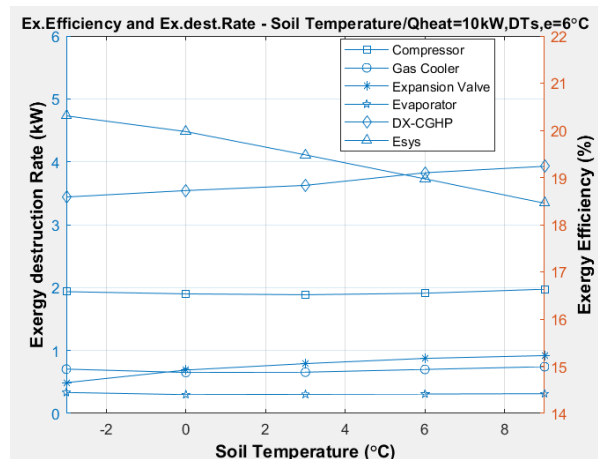
(α)



(β)



(γ)



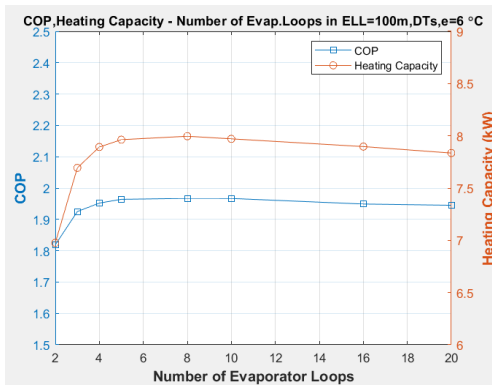
(δ)

Εικ. 4.7. Μεταβολή (α) COP και (β) ρυθμού καταστροφής εξέργειας του συστήματος και των συστατικών του έναντι της θερμοκρασίας του εδάφους σε  $ELL = 100 \text{ m}$  και  $\Delta T_{SE} = 6 \text{ oC}$ . Παραλλαγές της (γ)  $ELL$ , COP και (δ) της ενεργειακής απόδοσης, του ρυθμού καταστροφής της εξέργειας του συστήματος και των συστατικών του έναντι της θερμοκρασίας του εδάφους σε σταθερή  $Q_{\text{θέρμανση}} = 10 \text{ kW}$  και  $\Delta T_{SE} = 6 \text{ oC}$ .

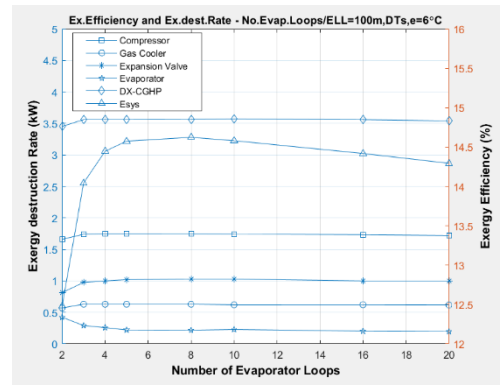
#### 4.8 Επίδραση του αριθμού των βρόχων του εξατμιστή

Λαμβάνοντας υπόψη το συνολικό μήκος του εξατμιστή (400 m), η επίδραση της ποσότητας των βρόχων του εξατμιστή στη ικανότητα θέρμανσης, τον COP, την ενεργειακή απόδοση, τον ρυθμό καταστροφής της εξέργειας του συστήματος εμφανίζεται στο Σχ. 4.8 (α) και (β). Όπως παρατηρείται, η ικανότητα θέρμανσης, ο COP και η εξεργειακή απόδοση του συστήματος

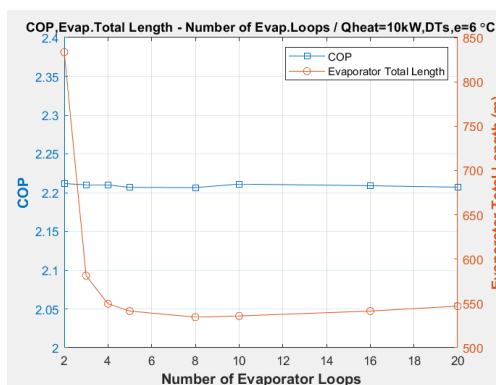
αυξάνονται αρχικά. Στη συνέχεια, αρχίζουν να μειώνονται σε έναν συγκεκριμένο αριθμό βρόχου εξατμιστή (για 8 βρόχους εξατμιστή).



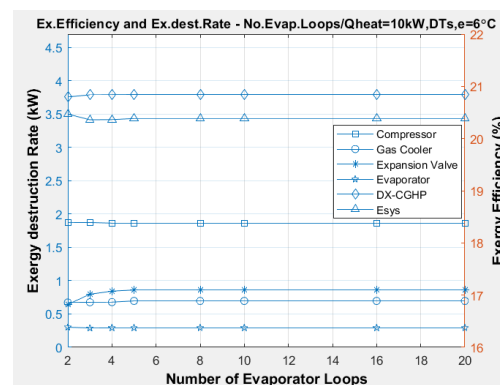
(α)



(β)



(γ)



(γ)

Εικ. 4.8 Μεταβολές (α) COP και (β) ρυθμού καταστροφής εξέργειας του συστήματος και των εξαρτημάτων του έναντι του αριθμού βρόγχων σε ELL = 100 m και  $\Delta T_{SE} = 6$  oC. Παραλλαγές του (γ) συνολικού μήκους εξατμιστή, COP και (δ) της ενεργειακής απόδοσης, του ρυθμού καταστροφής της εξέργειας του συστήματος και των εξαρτημάτων του έναντι του αριθμού βρόχου σε σταθερό  $Q_{\text{Θέρμανση}} = 10$  kW. και  $\Delta T_{SE} = 6$  oC.

Επομένως, υπάρχει μια βέλτιστη τιμή του αριθμού του βρόχου εξατμιστή στον οποίο η ικανότητα θέρμανσης, η COP και η ενεργειακή απόδοση φτάνουν στη μέγιστη τιμή τους. Ο λόγος αυτής της συμπεριφοράς μπορεί να σχετίζεται με τις αλλαγές του CPR με την αύξηση του αριθμού των βρόχων εξατμιστή. Αυτή η συμπεριφορά υπάρχει στη ικανότητα θέρμανσης, στο έργο του συμπιεστή, ακόμη και στο TEAG. Ο συνδυασμός αυτών των παραγόντων οδηγεί στο σχηματισμό της μέγιστης τιμής για τον COP και στην αποτελεσματικότητα της εξέργειας. Επιπλέον, παρατηρείται στο Σχ. 4.8 (β) ότι οι μεταβολές του ρυθμού καταστροφής της εξέργειας του συστήματος και των συστατικών του είναι αμελητέες. Για ένα συγκεκριμένο φορτίο θέρμανσης, η επίδραση του αριθμού των βρόχων του εξατμιστή στο συνολικό μήκος του εξατμιστή, στον COP, στην ενεργειακή απόδοση, στον ρυθμό καταστροφής της εξέργειας του συστήματος και των εξαρτημάτων του φαίνονται στο Σχ. 4.8 (γ) και (δ) Όπως παρατηρείται, υπάρχουν αμελητέες

αλλαγές. Παρατηρώντας το Σχ. 4.8 (γ), είναι σαφές ότι η βάση του συνολικού μήκους του εξατμιστή μειώνεται με την αύξηση του αριθμού των βρόχων εξατμιστή στην αρχή. Στη συνέχεια, αρχίζει να αυξάνεται σε έναν συγκεκριμένο αριθμό βρόχου εξατμιστή (8 βρόγχους).

## ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Sanford, B. *McCulloch's Wonder, the story of the Kettle Valley Railway*. Vancouver: Whitecap Books; 1998.
2. Buffon, G.L. *Histoire naturelle, générale et particulière*. Paris: De l'imprimerie royale; 1778
3. Von Humboldt, A. *Ueber die unterirdischen Gasarten und die Mittel ihren Nachtheil zu vermeiden*. Braunschweig: Vieweg; 1799
4. Thomson, W. On the reduction of observations of underground temperature. *Trans. Royal Soc. Edinburgh*, 1860;XXII/II:405-427
5. Everett, J.D. On a method of reducing observations of underground temperatures. *Trans. Royal Soc. Edinburgh*, 1860;XXII/II.429-439
6. Kircher, A. *Mundus Subterraneus*. Amsterdam; J. Jansson & E. Weyerstraten; 1665
7. Cordier, L. Essai sur la Température de l'Intérieure de la Terre. *Mémoires de l'Académie Royale des Sciences Paris*,1827;7;473-559
8. Bischof, G. *Die Wärmelehre des Innern unsers Erdkörpers*. Leipzig: Verl. Joh. A. Barth; 1837
9. Lebour, G.A. On the present State of our Knowledge of Underground Temperature, with special Reference to the Nature of the Experiments still required in order to improve this Knowledge. *Trans. North of England Inst. Min. and Mechan. Eng. Newcastle-upon-Tyne*, 1882;XXXI;59-73 and 204-205
10. Thomson W. On the economy of the heating or cooling of buildings by means of currents of air. *Proc. Philos. Soc. Glasgow*, 1853;1853/III:269–272
11. Rittinger, P. *Theoretisch-praktische Abhandlung über ein für alle Gattungen von Flüssigkeiten anwendbares neues Abdampfverfahren mittelst einer und derselben Wärmemenge, welche zu diesem Behufe durch Wasserkraft in ununterbrochenen Kreislauf versetzt wird*. Vienna: Verlag Fr. Manz; 1855
12. Zogg, M. *Geschichte der Wärmepumpe, Schweizer Beiträge und internationale Meilensteine*. Bern: Bundesamt für Energie; 2008
13. Wirth, E. Aus der Entwicklungsgeschichte der Wärmepumpe. *Schweizerische Bauzeitung*, 1955;73/42:647-651
14. Egli, M. Erfahrungen aus dem Betrieb der Wärmepumpen-Heizung im Rathaus von Zürich. *Schweizerische Bauzeitung*, 1944;123/8:87-91
15. Crandall, A.C. House Heating with Earth Heat Pump. *Electrical World*, 1946;126/19:94-95
16. Kemler, E.N. Methods of Earth Heat Recovery for the Heat Pump. *Heating and Ventilating*, 1947;9/1947:69-72
17. Kidder, A., Neher, J. Residential heat pump experiments in Philadelphia - Earth as a Heat Source. *AIEE Trans*, 1952;71/II:342-350
18. Waterkotte, K.,. Erdreich-Wasser-Wärmepumpe für ein Einfamilienhaus. *ETA elektrowärme int*, 1972;30/A:39-43
19. Drafz, H.-J. Wasser-Wasser-Wärmepumpe in einem Einfamilienhaus. *ETA elektrowärme int*, 1972;30/A:25
20. Sanner, B., 2016. "Shallow geothermal energy –history, development, current status, and future prospects." Proc. EGC 2016, Strasbourg, paper KT2
21. B.T. Austin, K. Sumathy, Parametric study on the performance of a direct expansion geothermal heat pump using carbon dioxide, *Appl. Therm. Eng.* 31 (2011) 3774–3782.



22. T.M. Ortiz, D. Li, E.A. Groll, Evaluation of the performance potential of CO<sub>2</sub> as a refrigerant in air-to-air air conditioners and heat pumps: System modeling and analysis, ARTI, Final Report, 2003.
23. S. Kakac, H. Liu, A. Pramuanjaroenkij, *Heat exchangers. Selection, rating, and thermal design. 3rd edition*, CRC Press -Taylor & Francis Group, Boca Raton (2012)
24. S. G. Penoncello, *Thermal energy systems*. CRC Press-Taylor and Francis Group, Boca Raton (2015).
25. D. Taler, *Mathematical modeling and control of plate fin and tube heat. Energy Conversion and Management* 96 (2015), 452-462.
26. M. Trojan, D. Taler, *Thermal simulation of superheaters taking into account the processes occurring on the side of the steam and flue gas. Fuel* 150 (2015), 75-87.
27. D. Taler, K. Kaczmarek, *Mathematical modelling of the transient response of pipeline. Journal of Thermal Science* 25 (2016), 1-9.
28. F. W. Dittus, L. M. K. Boelter, *Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. The University of California Publications on Engineering* 2 (1930) 443-461, Reprinted in Int. Commun. Heat Mass 12 (1985) 3-22.
29. R. H. S., Winterton, *Where did the Dittus and Boelter equation come from?. Int. J. Heat Mass Tran.* 41 (1998), 809-810.
30. W. H. McAdams, *Heat Transmission, 3rd edn.*, McGraw-Hill, (New York 1954).
31. 13. A. P. Colburn, *A method of correlating forced convectin heat transfer data and a comparison with fluid friction, Trans. AIChE* 29(1933) 174-210.
32. E. N. Sieder, E. C. Tate, *Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes. Ind. Eng. Chem.* 28(1936) 1429-1436.
33. R. L. Webb, *A critical evaluation of analytical solutions and Reynolds analogy equations for turbulent heat and mass transfer in smooth tubes. Warme Stoffubertrag.* 4 (1971), 197-204.
34. R. W. Allen, E. R. G. Eckert, *Friction and heattransfer measurements to turbulent pipe flow of water (Pr = 7 and 8) at uniform wall heat flux. J. Heat Trans-T. ASME* 86(1964), 301-310.
35. F. Kreith, R. M. Manglik, M. S. Bohn, *Principles of heat transfer. 7th edition*, Cengage Learning, (Stamford 2011).
36. D. R. Mirth, S. Ramadhyani, D. C. Hittle, *Thermal performance of chilled-water cooling coils operating at low water velocities. ASHRAE Transactions, Part 1*, 99(1993), 43-53.
37. V. Gnielinski, *Neue Gleichungen fur den Warme und den Stoffubergang in turbulent durchstromten Rohren und Kanalen. Forsch. Ingenieurwes.(Engineering Research)* 41 (1975),8-16.
38. V. Gnielinski, *New equations for heat and mass transfer in the turbulent pipe and channel flow. Int. Chem. Eng.* 16 (1976), 359-368.
39. G. K., Filonienko, *Friction factor for turbulent pipe flow, Teploenergetika I* (1954), no. 4, 40-44 (in Russian).
40. Lee SH, Howell JR. Turbulent developing convective heat transfer in a tube for fluids near the critical point. *International Journal Heat Mass Transfer* 1997;41(10): 1205–18.
41. Krasnoshechekov EA, Kuraeva IV, Protopopov VS. Local heat transfer of carbon dioxide at supercritical pressure under cooling conditions. *Teplofizika Vysokikh Temperatur* 1970;7(5):922–30.

42. Baskov VL, Kuraeva IV, Protopopov VS. Heat transfer with the turbulent flow of a liquid at Supercritical Pressure in tubes under cooling conditions. *Teplofizika Vysokikh Temperatur* 1997;15(1):96–102.
43. Petrov NE, Popov VN. Heat transfer and resistance of carbon dioxide being cooled in the supercritical region. *Thermal Engineering* 1985;32(3):131–4.
44. Gnielinski V. New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *Int Chemical Engineering* 1976;16:359–68.

# ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α

Κώδικας προγράμματος:

```
function X = cycle(lc,N, dT_eva,Tsoil,Twin, mwat,lev,Nev)

% cycle analysis calculations
% xrisisopoiontas epanaliptiko algorithmo
% ypologizontai analoga me ta dedomena
% 1. oi idiotites twn simeiwvn
% 2. ta Q, W , COP
% 3. i katastrofi exergias kai o antistoixos bathmos apodosis

%N=3000/60;
%Tsoil=6.0;
%Twin=7;
%dT_eva=6;
%lc=15;
%mwat=0.06;
%lev=120;
%Nev=20;

Fluid='R744';

errT=0.1;
errQ=1.0;

% xarakteristika gas cooler

T(5)=Twin;
kc=400;
Ri=0.005;
Ro=0.007;
Rout=0.016;
Nc=31;
cpwat=4187.0;
Vs=19.72*10^(-6);

%

dx=lc/Nc ;
Ao=2*pi()*Ro*dx ;
Ai=2*pi()*Ri*dx ;
Aout=2*pi()*Rout*dx ;

% 1 exodos evaporator
% Tout= Tsoil+dT kai T1= Tsat + dTsh

dT_sh=5;
Teout= Tsoil-dT_eva;
peva= CoolProp.PropsSI('P','T',Teout,'Q',1,Fluid);
T(1)= Teout+dT_sh;
P(1)= peva;
h(1)= CoolProp.PropsSI('H','T',T(1),'P',p(1),Fluid);
s(1)= CoolProp.PropsSI('S','T',T(1),'P',p(1),Fluid);
D(1)= CoolProp.PropsSI('D','T',T(1),'P',p(1),Fluid);

% Arxiki upothesi gia piesi ston compressor p2!
```

```

p2guess=2.0 ;
dpguess=0.1;
kp2=0;

% 2 exodos compressor

dQe_rel = 1000.0;

while dQe_rel > errQ

kp2=kp2+1;
p(2)=p2guess-kp2*dpguess;
pc=p(2)/p(1);
htot=-0.26+0.7952*pc-0.2803*pc^2+0.0414*pc^3-0.0022*pc^4;

% mCO2 apo dedomena compressor !
hvol= 0.9297-0.0756*pc+0.0018*pc^2;
mref=Vs*hvol*N*D(1);

% isentropikos bathmos apodosis
hm=0.9083-0.0884*pc+0.0051*pc^2;
his=htot/hm;

%
h2is=CoolProp.PropsSI('H','P',p(2),'S',s(1),Fluid);
h(2)=h(1)+(h2is-h(1))/his;
T(2)=CoolProp.PropsSI('T','P',p(2),'H',h(2),Fluid);
s(2)=CoolProp.PropsSI('S','P',p(2),'H',h(2),Fluid);

% GAS COOLER
% xwrizv se Nc tmimata kai prosdiorizw me dokimes tin
% katastasi stin exodo tw n dyo reumatwn

Tref(1)=T(2);

kT=0;
ddT=0.1;
Tw(Nc+1)=1000;

while dT5_er > errT
    kT=kT+1;
    Tw(1)= Tref(1)-kT*ddT;
    for i=i:Nc

% gia to CO2 (eswtweriki roi)

Aco2=pi()*Ri^2;
Di=2*Ri;
uw=mref/(rhow*Aco2);
Rew=uw*Di/niw;
ksi=(0.79*ln(Rew)-1.64)^(-2);
Nuhw=(ksi/8)*(Rew-1000)*Prw/(12.7*(ksi/8)^0.5*(Prw^(2/3)-1)+1.07);
hwall= Nuhw*kw/Di;

ub=mref/(rhob*Aco2);
Reb=ub*Di/nib;
ksi=(0.79*ln(Reb)-1.64)^(-2);
Nuhb=(ksi/8)*(Reb-1000)*Prb/(12.7*(ksi/8)^0.5*(Prb^(2/3)-1)+1.07);
hbulk= Nuhb*kb/Di;

hco2=0.5*(hwall+hbulk);

```

```

% gia to nero (exwtriki roi)

Awat=pi()*(Rout^2-Ro^2);
Pwat=2*pi()*(Rout+Ro);
Dh_w=4*Awat/Pwat;

uw=mw/(rho*w*Awat);
Rew=uw*Dh_w/niw;
ksi=(0.79*ln(Rew)-1.64)^(-2);
Nuw=(ksi/8)*(Rew-1000)*Prw/(12.7*(ksi/8)^0.5*(Prw^(2/3)-1)+1.07);
hwat= Nuw*kw/Dh_w;

U= (Ao/(Ai*hco2)+Ro*ln(Ro/Ri)/k1+1.0/hwat)^(-1) ;

% sysntelstis diaperatotitas Gas Cooler

Ch=mref*cph;
Cc=mwat*cpwat;
Cmin=min(Ch,Cc);
Cmax=max(Ch,Cc);
NTU= U*Ao/Cmin;

epsilon=(1.0-exp(-(1-Cmin/Cmax)*NTU))/(1-(Cmin/Cmax)*exp(-(1-Cmin/Cmax)*NTU));
a1=epsilon*Cmin/(mw*cpw);
Tw(i+1)=(Tw(i)-a1*Tref(i))/(1-a1);
Qc(i)=epsilon*Cmin*(Tref(i)-Tw(i+1));
Tref(i+1)=Tref(i)-Qc(i)/(mref*cpref);

lamda= 0.0035+0.246*Reb^(-0.42);
dpref=2*rho*ub^2*(a1*dx/Di);

pref(i+1)=pref(i)-dpref;

end

dT5_er=abs(Tw(Nc+1)-T(5))/T(5);

end

% exodos condencer

T(3)=Tref(Nc+1);
p(3)=pref(Nc+1);

% 5---> 6 ( psicktiko nero pou xrisimopoeitai ston condencer)

T(6)=Tw(1);
T(5)=Tw(Nc+1);

p(5)= 100000;
p(6)=p(5);

h(5)= CoolProp.PropsSI('H','T',T(5),'P',p(5),'WATER');
s(5)= CoolProp.PropsSI('S','T',T(5),'P',p(5),'WATER');

h(6)= CoolProp.PropsSI('H','T',T(6),'P',p(6),'WATER');
s(6)= CoolProp.PropsSI('S','T',T(6),'P',p(6),'WATER');

% 4 exodos staggalistikis balbidas
% sxesi Jung dpeva Jung

```

```

ol=calc_Jung(p(3),T(3));
dpeva = 2.0*ff0*mref^2*lev*ol/(d*rhol);
h(4)= h(3);
p(4)=p(1)+dpeva;
T(4)= CoolProp.PropsSI('T','P',p(4),'H',h(4),Fluid);
s(4)= CoolProp.PropsSI('S','P',p(4),'H',h(4),Fluid);

% 4--1 evaporator
% elegxos ypothesis gia p2
% ypologizw to Qeva xrisimopointas isologismo sto CO2
% kai to sygkrinw me auto poy prokypetei apo sxeseis metadosis theromotitas
% anamesa se auto kai to edafow!

Qeva1=mref*(h(1)-h(4));

%
pein=p(4);
dA=A/Nev;
dpe=dpeva/Nev;
Qsat=0.0;

for i=1:Ne
    pe(i)=pein-dpe*(i-1);
    Te(i)=CoolProp.PropsSI('T','P',pei,'q',0,Fluid);
    dqsat=Usat*dA*(Tsoil- Te(i));
    Qsat=Qsat+dqsat;
end

dtlm= ((Tsoil-Teout)-(Tsoil-T(1)))/ln((Tsoil-Teout)/(Tsoil-T(1)));

dosh=11.5/1000;
lsh=levap/5;
A_sh=pi()*dosh*lsh;
AAsh=pi()*dish^2/4;

ush=mref/(rosh*AAsh);
Resh=ush*Dish/nish;
h_sh= 0.023*Resh^0.8*Prsh^0.4*k_sh/Dish;

Ush=(Dosh/(Dish*h_sh)+0.5*Dosh*ln(Dosh/Dish)/keva)^(-1);
Qsh=Ush*A_sh*dtlm;
Qeva2=Qsat+Qsh;

dQe_rel=abs((Qeva1-Qeva2)/Qeva1);

end

% ypologismos eidikis exergias se kathe simeio me basi telika megethi

T0=0;
p0=101000;
h0 = CoolProp.PropsSI('H','T',T0,'P',p0,Fluid);
s0 = CoolProp.PropsSI('S','T',T0,'P',p0,Fluid);

h0w = CoolProp.PropsSI('H','T',T0,'P',p0,'WATER');
s0w = CoolProp.PropsSI('S','T',T0,'P',p0,'WATER');

for i=1:6
    psi(i)=(h(i)-h0)-T0*(s(i)-s0);

    if i>4

```

```

        psi(i)=(h(i)-h0w)-T0*(s(i)-s0w);
    end
end

%
pc=p(2)/p(1) ;

% COP

Qevap=mref*(h(1)-h(4));

Wcomp=mref*(h(2)- h(1));

COP= 1.0+ Qevap/Wcomp ;

% exergia

Exdest_ev = mref*(psi(4)-psi(1))+Qevap*(1-To/Tsoil) ;

Exdest_comp= mref*(psi(1)-psi(2))+ Wcomp;

Exdest_gc = mref*(psi(2)-psi(3))+mwat*(psi(5)-psi(6));

Exdest_exp = mref*(psi(3)-psi(4));

Exdest_tot= Exdest_ev + Exdest_comp + Exdest_gc+ Exdest_exp;

exergy= 1- Exdest_tot/(Wcomp+Qevap*(1-To/Tsoil));

% results

X(1)= Qevap;
X(2)= Wcomp;
X(3)= COP;
X(4)=Exdest_ev ;
X(5)=Exdest_comp;
X(6)=Exdest_gc ;
X(7)=Exdest_exp ;
X(8)=Exdest_tot;
X(9)=exergy;
x(10)=pc;

end

clear
clc

%N=3000/60;
%Tsoil=6.0;
%Twin=7;
%dT_eva=6;
%lc=15;
%mwat=0.06;
%lev=120;
%Nev=20;

```

```

%plots.m

x0= [70;80;90;100;110;120;130;140;150];
COPreport= [1.65;1.76;1.9;2.;2.1;2.15;2.2;2.25;2.2] ;
PRreport= [2.76;2.82;2.9;2.98;3.03;3.16;3.3;3.47;3.85] ;

for i=1:9;
[X]=cycle(lc,N,dT_eva,Tsoil,Twin, mwat,x0(i),Nev);
COPpresentwork(i)=X(3) ;
PRpresentwork(i)=X(10);
end

file=2;
figure(file)
hold on
box on
xlim([60 160])
xlabel('Evaporator Loop Length (m)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12)
yyaxis left
ylim([0 4.5])
ylabel('Pressure Ratio', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12)
grid on
plot(x0(:), PRreport(:), '--o')
plot(x0(:), PRpresentwork(:), '-o')

yyaxis right
ylim([1 3.5])
ylabel('COP', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12)
grid on
plot(x0(:), COPreport(:), '--s')
plot(x0(:), COPpresentwork(:), '-s')
legend('location', 'northwest')
legend('PR reported by ref. [32]', 'PR present work', 'COP reported by ref.
[32]', 'COP Present Work')

title({'COP, Pressure Ratio - Evaporator Loop Length'} )

x1= [2;4;6;8;10;12;12.4];
for i=1:9;
[X]=cycle(lc,N,x1(i),Tsoil,Twin, mwat,lev,Nev);
COP(i)=X(3) ;
HC1(i)=X(1)+X(2);
end

file=3;
figure(file)
hold on
box on
xlim([2 12.4])
xlabel('Tsoil - Tout, Evap (\circC)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12)
yyaxis left
ylim([1.5 2.5])
ylabel('COP', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12)
grid on
plot(x1(:), COP1(:), '--o')
yyaxis right
ylim([4 11.5])
ylabel('Heating Capacity (kW)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12)
grid on
plot(x1(:), HC1(:), '-s')

```



```

legend('location','northwest')
legend('COP','Heating Capacity')
title({'COP,Heating Capacity - DTs,e in ELL=100m'} )

x2= [2;4;6;8;10;12;14;16;17;];
for i=1:9;
[X]=cycle(lc,N,x2(i),Tsoil,Twin, mwat,lev,Nev);
COP2(i)=X(3) ;
end

file=4;
figure(file)
hold on
box on
xlim([2 17])
xlabel('Tsoil - Tout,Evap (\circC)','fontweight','bold','fontsize',12)
yyaxis left
ylim([2 2.3])
ylabel('COP','fontweight','bold','fontsize',12)
grid on
plot(x2(:),COP2(:),'--o')
yyaxis right
ylim([50 250])
ylabel('Evaporator Loop Length (m)','fontweight','bold','fontsize',12)
grid on
plot(x2(:),ELL2(:),'-o')
legend('location','north')
legend('COP','Evaporator Loop Length')
title({'COP,Evaporator Loop Length - DTs,e'} )

x3= [2100;2500;3000;3500;];
for i=1:4;
[X]=cycle(lc,x3,dt_eva,Tsoil,Twin, mwat,lev,Nev);
COP3(i)=X(3) ;
HC3(i)=X(1)+X(2);
end

file=5;
figure(file)
hold on
box on
xlim([2000 3500])
xlabel('Compressor Speed (rpm)','fontweight','bold','fontsize',12)
yyaxis left
ylim([1.5 2.625])
ylabel('COP','fontweight','bold','fontsize',12)
grid on
plot(x3(:),COP3(:),'-s')
yyaxis right
ylim([4 11.5])
ylabel('Heating Capacity (kW)','fontweight','bold','fontsize',12)
grid on
plot(x3(:),HC3(:),'-o')
legend('location','northeast')
legend('COP','Heating Capacity')
title({'COP,Heating Capacity - Compressor Speed in ELL=100m and DTs,e=6
\circC'} )

x4= [2100;2500;3000;3500;];
for i=1:4;
[X]=cycle(lc,x4,dt_eva,Tsoil,Twin, mwat,lev,Nev);
COP4(i)=X(3) ;
ELL4(i)=X(4);

```

```

end

file=6;
figure(file)
hold on
box on
xlim([2000 3500])
xlabel('Compressor Speed (rpm)','fontweight','bold','fontsize',12)
yyaxis left
ylim([1.9 3])
ylabel('COP','fontweight','bold','fontsize',12)
grid on
plot(x4(:),COP4(:),'-o')
yyaxis right
ylim([120 160])
ylabel('Evaporator Loop Length (m)','fontweight','bold','fontsize',12)
grid on
plot(x4(:),ELL4(:),'-s')
legend('location','northeast')
legend('COP','Evaporator Loop Length')
title({'COP,Evap. Loop Length - Compressor Speed in Qheat=10 kW and DTs,e=6 \circC'} )

x5= [7;10;20;30;40;44;];
file=7;
figure(file)
hold on
box on
xlim([7 45])
xlabel('Water Inlet Temperature (\circC)','fontweight','bold','fontsize',12)
yyaxis left
ylim([1.25 2])
ylabel('COP','fontweight','bold','fontsize',12)
grid on
plot(x5(:),COP5(:),'-s')
yyaxis right
ylim([5 10])
ylabel('Heating Capacity (kW)','fontweight','bold','fontsize',12)
grid on
plot(x5(:),HC5(:),'-o')
legend('location','north')
legend('COP','Heating Capacity')
title({'COP,Heating Capacity - Water Inlet Temperature in ELL=100m and DTs,e=6 \circC'} )

x6= [7;10;20;30;40;44;];
file=8;
figure(file)
hold on
box on
xlim([7 45])
xlabel('Water Inlet Temperature (\circC)','fontweight','bold','fontsize',12)
yyaxis left
ylim([1.4 2.3])
ylabel('COP','fontweight','bold','fontsize',12)
grid on
plot(x6(:),COP6(:),'-s')
yyaxis right
ylim([100 150])
ylabel('Evaporator Loop Length (m)','fontweight','bold','fontsize',12)
grid on
plot(x6(:),ELL6(:),'-o')
legend('location','north')

```

```

legend('COP', 'Evaporator Loop Length')
title({'COP,Evap. Loop Length - Water Inlet Temperature in Qheat=10 kW and
DTs,e=6 \circC'} )

x7= [0.06;0.09;0.12;0.15;0.18;0.21;0.24;];
file=9;
figure(file)
hold on
box on
xlim([0.06 0.24])
xlabel('Water Mass Flow Rate (Kg/s)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12)
yyaxis left
ylim([1.5 2.5])
ylabel('COP', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12)
grid on
plot(x7(:), COP7(:), '-s')
yyaxis right
ylim([5 10])
ylabel('Heating Capacity (kW)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12)
grid on
plot(x7(:), HQ7(:), '-o')
legend('location', 'north')
legend('COP', 'Heating Capacity')
title({'COP,Heating Capacity - Water Mass Flow Rate in ELL=100m and DTs,e=6
\circC'} )

file=10;
figure(file)
hold on
box on
xlim([0.06 0.24])
xlabel('Water Mass Flow Rate (Kg/s)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12)
yyaxis left
ylim([2 2.8])
ylabel('COP', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12)
grid on
plot(x8(:), COP8(:), '-s')
yyaxis right
ylim([130 150])
ylabel('Evaporator Loop Length (m)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12)
grid on
plot(x8(:), ELL8(:), '-o')
legend('location', 'northeast')
legend('COP', 'Evaporator Loop Length')
title({'COP,Evap. Loop Length - Water Mass Flow Rate in Qheat=10kW,DTs,e=6
\circC'} )

x9= [7.4;10;15;20;30;35;];
for i=1:9;
[X]=cycle(x9(:), N, dT_eva, Tsoil, Twin, mwat, x0(i), Nev);
COP9(i)=X(3) ;
HQ9(I)=X(1)+X(2);
end

file=11;
figure(file)
hold on
box on
xlim([7 35])
xlabel('Gas Cooler Length (m)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12)
yyaxis left
ylim([1.6 2.2])
ylabel('COP', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12)

```

```

grid on
plot(x9(:),COP9(:),'-s')
yyaxis right
ylim([7 9])
ylabel('Heating Capacity (kW)','fontweight','bold','fontsize',12)
grid on
plot(x9(:),HQ9(:),'-o')
legend('location','northeast')
legend('COP','Heating Capacity')
title({'COP,Heating Capacity - Gas Cooler Length in ELL=100m,DTs,e=6 \circC'}
)

```

```

file=12;
figure(file)
hold on
box on
xlim([7 35])
xlabel('Gas Cooler Length (m)','fontweight','bold','fontsize',12)
yyaxis left
ylim([1.6 2.5])
ylabel('COP','fontweight','bold','fontsize',12)
grid on
plot(x10(:),COP10(:),'-s')
yyaxis right
ylim([123 150])
ylabel('Evaporator Loop Length (m)','fontweight','bold','fontsize',12)
grid on
plot(x10(:),ELL10(:),'-o')
legend('location','northwest')
legend('COP','Evaporator Loop Length')
title({'COP,Evap.Loop Length - Gas Cooler Length in Qheat=10kW,DTs,e=6 \circC'} )

```

```

file=13;
figure(file)
hold on
box on
xlim([-3 9])
xlabel('Soil Temperature (\circC)','fontweight','bold','fontsize',12)
yyaxis left
ylim([1.5 2.5])
ylabel('COP','fontweight','bold','fontsize',12)
grid on
plot(x11(:),COP11(:),'-s')
yyaxis right
ylim([6 9])
ylabel('Heating Capacity (kW)','fontweight','bold','fontsize',12)
grid on
plot(x11(:),HQ11(:),'-o')
legend('location','northwest')
legend('COP','Heating Capacity')
title({'COP,Heating Capacity - Soil Temperature in ELL=100m,DTs,e=6 \circC'}
)

```

```

file=14;
figure(file)
hold on
box on
xlim([-3 9])
xlabel('Soil Temperature (\circC)','fontweight','bold','fontsize',12)
yyaxis left

```

```

ylim([2 2.4])
ylabel('COP','fontweight','bold','fontsize',12)
grid on
plot(x12(:),COP12(:),'-s')
yyaxis right
ylim([120 145])
ylabel('Evaporator Loop Length (m)','fontweight','bold','fontsize',12)
grid on
plot(x12(:),ELL12(:),'-o')
legend('location','southwest')
legend('COP','Evaporator Loop Length')
title({'COP,Evap.Loop Length - Soil Temperature in Qheat=10kW,DTs,e=6
\circC'} )

file=15;
figure(file)
hold on
box on
xlim([2 20])
xlabel('Number of Evaporator Loops','fontweight','bold','fontsize',12)
yyaxis left
ylim([1.5 2.5])
ylabel('COP','fontweight','bold','fontsize',12)
grid on
plot(x13(:),COP13(:),'-s')
yyaxis right
ylim([6 9])
ylabel('Heating Capacity (kW)','fontweight','bold','fontsize',12)
grid on
plot(x13(:),HQ13(:),'-o')
legend('location','northeast')
legend('COP','Heating Capacity')
title({'COP,Heating Capacity - Number of Evap.Loops in ELL=100m,DTs,e=6
\circC'} )

file=16;
figure(file)
hold on
box on
xlim([2 20])
xlabel('Number of Evaporator Loops','fontweight','bold','fontsize',12)
yyaxis left
ylim([2 2.4])
ylabel('COP','fontweight','bold','fontsize',12)
grid on
plot(x14(:),COP14(:),'-s')
yyaxis right
ylim([500 850])
ylabel('Evaporator Total Length (m)','fontweight','bold','fontsize',12)
grid on
plot(x14(:),ETL14(:),'-o')
legend('location','northeast')
legend('COP','Evaporator Total Length')
title({'COP,Evap.Total Length - Number of Evap.Loops / Qheat=10kW,DTs,e=6
\circC'} )

x17= [2100;2500;3000;3500;];

for i=1:8;
[X]=cycle(1c,x17(i),dT_eva,mwat,Twin, mwat,lev,Nev);
ERCmp15(i)=X(4);

```

```

ERGC15(i)=X(5);
EREV15(i)=X(6);
EREvap15(i)=X(7);
ERDX15(i)=X(9);
ERSys15(i)=X(8);
end

file=17;
figure(file)
hold on
box on
xlim([2 12.5])
xlabel('Tsoil - Tout,evap
(\circC)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
yyaxis left
ylim([0 5.5])
ylabel('Exergy destruction Rate
(kW)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
grid on
plot(x15(:), ERCmp15(:), '-s')
plot(x15(:), ERGC15(:), '-o')
plot(x15(:), EREV15(:), '-*')
plot(x15(:), EREvap15(:), '-+')
plot(x15(:), ERDX15(:), '-d')
plot(x15(:), ERSys15(:), '-^')

yyaxis right
ylim([5 22.5])
ylabel('Exergy Efficiency (%)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
grid on

legend('location', 'northwest')
legend('Compressor', 'Gas Cooler', 'Expansion Valve', 'Evaporator', 'DX-
CGHP', 'Esys')
title({'Exergy efficiency and destruction rate - DTs,e in ELL=100m' } )

file=18;
figure(file)
hold on
box on
xlim([2 17])
xlabel('Tsoil - Tout,evap
(\circC)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
yyaxis left
ylim([0 4.5])
ylabel('Exergy destruction Rate
(kW)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
grid on
plot(x16(:), ERCmp16(:), '-s')
plot(x16(:), ERGC16(:), '-o')
plot(x16(:), EREV16(:), '-*')
plot(x16(:), EREvap16(:), '-p')
plot(x16(:), ERDX16(:), '-d')
plot(x16(:), ERSys16(:), '-^')
yyaxis right
ylim([18 20])
ylabel('Exergy Efficiency (%)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
grid on
legend('location', 'northwest')
legend('Compressor', 'Gas Cooler', 'Expansion Valve', 'Evaporator', 'DX-
CGHP', 'Esys')
title({'Exergy efficiency and destruction rate - DTs,e in Qheat=10kW' } )

```

```

file=19;
figure(file)
hold on
box on
xlim([2000 3500])
xlabel('Compressor Speed
(rpm)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
yyaxis left
ylim([0 5])
ylabel('Exergy destruction Rate
(kW)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
grid on
plot(x17(:), ERCmp17(:), '-s')
plot(x17(:), ERGC17(:), '-o')
plot(x17(:), EREV17(:), '-*')
plot(x17(:), EREvap17(:), '-p')
plot(x17(:), ERDX17(:), '-d')
plot(x17(:), ERsys17(:), '-^')
yyaxis right
ylim([10 20])
ylabel('Exergy Efficiency (%)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
grid on
legend('location', 'northwest')
legend('Compressor', 'Gas Cooler', 'Expansion Valve', 'Evaporator', 'DX-
CGHP', 'Esys')
title({'Ex.Efficiency and Ex.dest.Rate - Compressor
Speed/ELL=100m,DTs,e=6\circC'} )

```

```

file=20;
figure(file)
hold on
box on
xlim([2000 3500])
xlabel('Compressor Speed
(rpm)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
yyaxis left
ylim([0 6])
ylabel('Exergy destruction Rate
(kW)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
grid on
plot(x18(:), ERCmp18(:), '-s')
plot(x18(:), ERGC18(:), '-o')
plot(x18(:), EREV18(:), '-*')
plot(x18(:), EREvap18(:), '-p')
plot(x18(:), ERDX18(:), '-d')
plot(x18(:), ERsys18(:), '-^')
yyaxis right
ylim([14 26])
ylabel('Exergy Efficiency (%)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
grid on
legend('location', 'northwest')
legend('Compressor', 'Gas Cooler', 'Expansion Valve', 'Evaporator', 'DX-
CGHP', 'Esys')
title({'Ex.Efficiency and Ex.dest.Rate - Compressor
Speed/Qheat=10kW,DTs,e=6\circC'} )

```

```
x19= [7;10;20;30;40;44];
```

```

for i=1:8;
[X]=cycle(lc,N,dT_eva,mwat,x19(i), mwat,lev,Nev);

```

```

ERCmp19(i)=X(4);
ERGC19(i)=X(5);
EREV19(i)=X(6);
EREvap19(i)=X(7);
ERDX19(i)=X(9);
ERsys19(i)=X(8);
end

file=21;
figure(file)
hold on
box on
xlim([7 45])
xlabel('Water Inlet Temperature
(\circC)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
yyaxis left
ylim([0 5.5])
ylabel('Exergy destruction Rate
(kW)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
grid on
plot(x19(:), ERCmp19(:), '-s')
plot(x19(:), ERGC19(:), '-o')
plot(x19(:), EREV19(:), '-*')
plot(x19(:), EREvap19(:), '-p')
plot(x19(:), ERDX19(:), '-d')
plot(x19(:), ERsys19(:), '-^')
yyaxis right
ylim([10 30])
ylabel('Exergy Efficiency (%)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
grid on
legend('location', 'northwest')
legend('Compressor', 'Gas Cooler', 'Expansion Valve', 'Evaporator', 'DX-
CGHP', 'Esys')
title({'Ex.Efficiency and Ex.dest.Rate - Water Inelt
Temp./ELL=100m,DTs,e=6\circC'} )

file=22;
figure(file)
hold on
box on
xlim([7 45])
xlabel('Water Inlet Temperature
(\circC)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
yyaxis left
ylim([0 6.5])
ylabel('Exergy destruction Rate
(kW)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
grid on
plot(x20(:), ERCmp20(:), '-s')
plot(x20(:), ERGC20(:), '-o')
plot(x20(:), EREV20(:), '-*')
plot(x20(:), EREvap20(:), '-p')
plot(x20(:), ERDX20(:), '-d')
plot(x20(:), ERsys20(:), '-^')
yyaxis right
ylim([15 30])
ylabel('Exergy Efficiency (%)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
grid on
legend('location', 'northwest')
legend('Compressor', 'Gas Cooler', 'Expansion Valve', 'Evaporator', 'DX-
CGHP', 'Esys')
title({'Ex.Efficiency and Ex.dest.Rate - Water Inelt
Temp./Qheat=10kW,DTs,e=6\circC'} )

```



```

file=23;
figure(file)
hold on
box on
xlim([0.06 0.24])
xlabel('Water Mass Flow Rate
(Kg/s)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
yyaxis left
ylim([0 4])
ylabel('Exergy destruction Rate
(kW)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
grid on
plot(x21(:), ERCmp21(:), '-s')
plot(x21(:), ERGC21(:), '-o')
plot(x21(:), EREV21(:), '-*')
plot(x21(:), EREvap21(:), '-p')
plot(x21(:), ERDX21(:), '-d')
plot(x21(:), ERsys21(:), '-^')
yyaxis right
ylim([6 16])
ylabel('Exergy Efficiency (%)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
grid on
legend('location', 'northwest')
legend('Compressor', 'Gas Cooler', 'Expansion Valve', 'Evaporator', 'DX-
CGHP', 'Esys')
title({'Ex.Efficiency and Ex.dest.Rate - Water Mass Flow
Rate/ELL=100m,DTs,e=6\circC'} )

x22= [0.06;0.09;0.12;0.15;0.18;0.21;0.24;];
for i=1:8;
[X]=cycle(lc,N,dT_eva,Tsoil,Twin, x22(i),lev,Nev);
ERCmp22(i)=X(4);
ERGC22(i)=X(5);
EREV22(i)=X(6);
EREvap22(i)=X(7);
ERDX22(i)=X(9);
ERsys22(i)=X(8);
end

file=24;
figure(file)
hold on
box on
xlim([0.06 0.24])
xlabel('Water Mass Flow Rate
(Kg/s)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
yyaxis left
ylim([0 4])
ylabel('Exergy destruction Rate
(kW)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
grid on
plot(x22(:), ERCmp22(:), '-s')
plot(x22(:), ERGC22(:), '-o')
plot(x22(:), EREV22(:), '-*')
plot(x22(:), EREvap22(:), '-p')
plot(x22(:), ERDX22(:), '-d')
plot(x22(:), ERsys22(:), '-^')
yyaxis right
ylim([8 20])
ylabel('Exergy Efficiency (%)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
grid on
legend('location', 'northwest')

```

```

legend('Compressor', 'Gas Cooler', 'Expansion Valve', 'Evaporator', 'DX-
CGHP', 'Esys')
title({'Ex.Efficiency and Ex.dest.Rate - Water Mass Flow
Rate/Qheat=10kW,DTs,e=6\circC'} )

file=25;
figure(file)
hold on
box on
xlim([7 35])
xlabel('Gas Cooler Length (m)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
yyaxis left
ylim([0 6])
ylabel('Exergy destruction Rate
(kW)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
grid on
plot(x23(:), ERCmp23(:), '-s')
plot(x23(:), ERGC23(:), '-o')
plot(x23(:), EREV23(:), '-*')
plot(x23(:), EREvap23(:), '-p')
plot(x23(:), ERDX23(:), '-d')
plot(x23(:), ERsys23(:), '-^')
yyaxis right
ylim([12 16])
ylabel('Exergy Efficiency (%)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
grid on
legend('location', 'northwest')
legend('Compressor', 'Gas Cooler', 'Expansion Valve', 'Evaporator', 'DX-
CGHP', 'Esys')
title({'Ex.Efficiency and Ex.dest.Rate - Gas Cooler
Length/ELL=100m,DTs,e=6\circC'} )

file=26;
figure(file)
hold on
box on
xlim([7 35])
xlabel('Gas Cooler Length (m)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
yyaxis left
ylim([0 7])
ylabel('Exergy destruction Rate
(kW)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
grid on
plot(x24(:), ERCmp24(:), '-s')
plot(x24(:), ERGC24(:), '-o')
plot(x24(:), EREV24(:), '-*')
plot(x24(:), EREvap24(:), '-p')
plot(x24(:), ERDX24(:), '-d')
plot(x24(:), ERsys24(:), '-^')
yyaxis right
ylim([14 23])
ylabel('Exergy Efficiency (%)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
grid on
legend('location', 'northwest')
legend('Compressor', 'Gas Cooler', 'Expansion Valve', 'Evaporator', 'DX-
CGHP', 'Esys')
title({'Ex.Efficiency and Ex.dest.Rate - Gas Cooler
Length/Qheat=10kW,DTs,e=6\circC'} )

file=27;
figure(file)
hold on
box on

```

```

xlim([-3 9])
xlabel('Soil Temperature
(\circC)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
yyaxis left
ylim([0 6])
ylabel('Exergy destruction Rate
(kW)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
grid on
plot(x25(:), ERCmp25(:), '-s')
plot(x25(:), ERGC25(:), '-o')
plot(x25(:), EREV25(:), '-*')
plot(x25(:), EREvap25(:), '-p')
plot(x25(:), ERDX25(:), '-d')
plot(x25(:), ERsys25(:), '-^')
yyaxis right
ylim([12 16])
ylabel('Exergy Efficiency (%)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
grid on
legend('location', 'northwest')
legend('Compressor', 'Gas Cooler', 'Expansion Valve', 'Evaporator', 'DX-
CGHP', 'Esys')
title({'Ex.Efficiency and Ex.dest.Rate - Soil
Temperature/ELL=100m,DTs,e=6\circC'} )

```

```
x26= [-3;0;3;6;9];
```

```

for i=1:8;
[X]=cycle(lc,N,dT_eva,x26(i),Twin, mwat,lev,Nev);
ERCmp26(i)=X(4);
ERGC26(i)=X(5);
EREV26(i)=X(6);
EREvap26(i)=X(7);
ERDX26(i)=X(9);
ERsys26(i)=X(8);
end

file=28;
figure(file)
hold on
box on
xlim([-3 9])
xlabel('Soil Temperature
(\circC)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
yyaxis left
ylim([0 6])
ylabel('Exergy destruction Rate
(kW)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
grid on
plot(x26(:), ERCmp26(:), '-s')
plot(x26(:), ERGC26(:), '-o')
plot(x26(:), EREV26(:), '-*')
plot(x26(:), EREvap26(:), '-p')
plot(x26(:), ERDX26(:), '-d')
plot(x26(:), ERsys26(:), '-^')
yyaxis right
ylim([14 22])
ylabel('Exergy Efficiency (%)', 'fontweight', 'bold', 'fontsize', 12, 'Color', 'k')
grid on
legend('location', 'northwest')
legend('Compressor', 'Gas Cooler', 'Expansion Valve', 'Evaporator', 'DX-
CGHP', 'Esys')

```

```

title({'Ex.Efficiency and Ex.dest.Rate - Soil
Temperature/Qheat=10kW,DTs,e=6\circC'} )

file=29;
figure(file)
hold on
box on
xlim([2 20])
xlabel('Number of Evaporator
Loops','fontweight','bold','fontsize',12,'Color','k')
yyaxis left
ylim([0 5])
ylabel('Exergy destruction Rate
(kW)','fontweight','bold','fontsize',12,'Color','k')
grid on
plot(x27(:),ERCmp27(:),'-s')
plot(x27(:),ERGC27(:),'-o')
plot(x27(:),EREV27(:),'-*')
plot(x27(:),EREvap27(:),'-p')
plot(x27(:),ERDX27(:),'-d')
plot(x27(:),ERsys27(:),'-^')
yyaxis right
ylim([12 16])
ylabel('Exergy Efficiency (%)','fontweight','bold','fontsize',12,'Color','k')
grid on
legend('location','northwest')
legend('Compressor','Gas Cooler','Expansion Valve','Evaporator','DX-
CGHP','Esys')
title({'Ex.Efficiency and Ex.dest.Rate -
No.Evap.Loops/ELL=100m,DTs,e=6\circC'} )

x28= [2;3;4;5;8;10;16;20;];

    for i=1:8;
[X]=cycle(lc,N,dT_eva,Tsoil,Twin, mwat,lev,x28(i));
ERCmp28(i)=X(4);
ERGC28(i)=X(5);
EREV28(i)=X(6);
EREvap28(i)=X(7);
ERDX28(i)=X(9);
ERsys28(i)=X(8);
end

file=30;
figure(file)
hold on
box on
xlim([2 20])
xlabel('Number of Evaporator
Loops','fontweight','bold','fontsize',12,'Color','k')
yyaxis left
ylim([0 4.7])
ylabel('Exergy destruction Rate
(kW)','fontweight','bold','fontsize',12,'Color','k')
grid on
plot(x28(:),ERCmp28(:),'-s')
plot(x28(:),ERGC28(:),'-o')
plot(x28(:),EREV28(:),'-*')
plot(x28(:),EREvap28(:),'-p')
plot(x28(:),ERDX28(:),'-d')
plot(x28(:),ERsys28(:),'-^')
yyaxis right
ylim([16 22])

```

```
ylabel('Exergy Efficiency (%)','fontweight','bold','fontsize',12,'Color','k')
grid on
legend('location','northwest')
legend('Compressor','Gas Cooler','Expansion Valve','Evaporator','DX-
CGHP','Esys')
title({'Ex.Efficiency and Ex.dest.Rate -
No.Evap.Loops/Qheat=10kW,DTs,e=6\circC'} )
```