



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

**ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ**

**ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ:
ΨΥΚΤΙΚΕΣ ΜΗΧΑΝΕΣ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗΣ ΜΕ ΧΡΗΣΗ
ΗΛΙΑΚΩΝ ΣΥΛΛΕΚΤΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΕΝΕΡΓΟΥ
ΑΝΘΡΑΚΑ ΜΕΘΑΝΟΛΗΣ.**

ΦΟΙΤΗΤΗΣ: ΒΑΡΔΑΚΑΣΤΑΝΗΣ ΚΩΝΣΤΑΝΤΙΝΟΣ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: ΤΖΙΒΑΝΙΔΗΣ ΧΡΗΣΤΟΣ

ΑΘΗΝΑ 2008

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ ΠΤΥΧΙΑΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

- 1.1. Ορισμός ψύξης.
- 1.2. Ιστορική αναδρομή.
- 1.3. Κλασικός κύκλος ψύξεως, με συμπιεστή.
- 1.4. Εναλλακτικές μέθοδοι υλοποίησης του κύκλου ψύξης.

2. ΨΥΞΗ ΜΕ ΑΠΟΡΡΟΦΗΣΗ – ΒΑΣΙΚΕΣ ΑΡΧΕΣ

- 2.1. Εισαγωγή.
- 2.2. Τρόπος λειτουργίας κύκλων απορρόφησης.
- 2.3. Απόδοση μονοβάθμιας απορροφητικής μηχανής.

3. ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ – ΒΑΣΙΚΕΣ ΑΡΧΕΣ

- 3.1. Εισαγωγή.
- 3.2. Ορισμός της προσρόφησης.
- 3.3. Ο Μηχανισμός της προσρόφησης.
- 3.4. Το μοντέλο της ενέργειας της πιθανότητας προσρόφησης του Polanyi.
- 3.5. Μοντέλα ισοροπίας στην προσρόφηση.
 - 3.5.1. Μοντέλο Freundlich.
 - 3.5.2. Μοντέλο Langmuir.
 - 3.5.3. Μοντέλο Brunauer et al.
 - 3.5.4. Μοντέλο Dubinin – Radushkevich – Polanyi (D-R).
 - 3.5.5. Μοντέλο Dubinin – Astakhov – Polanyi (D-A).
 - 3.5.6. Συμπεράσματα.
- 3.6. Πρόσφατες εξελίξεις και μηχανισμοί στις εξισώσεις προσρόφησης.
 - 3.6.1. Τροποποίηση στη θεώρηση τελείου αερίου και πτητικότητα.
 - 3.6.2. Λαμβάνοντας υπόψη την πολικότητα του αερίου.
 - 3.6.3. Λαμβάνοντας υπόψη την μη ομοιόμορφη κατανομή των πόρων.
- 3.7. Θερμοδυναμική ανάλυση του βασικού κύκλου προσρόφησης.
 - 3.7.1. Κατάρτισης της εξίσωσης συγκέντρωσης.
 - 3.7.2. Περιγραφή των μεταβολών.
 - 3.7.3. Υπολογισμός των θερμοκρασιών T_{a1} και T_{g1} .
 - 3.7.4. Υπολογισμός της λανθάνουσας θερμότητας προσρόφησης – απομάκρυνσης.
 - 3.7.5. Υπολογισμός των αισθητών θερμοκρασιών.
 - 3.7.6. Υπολογισμός θερμότητας στα επιμέρους τμήματα και COP.
- 3.8. Κύκλοι υλοποίησης της προσρόφησης.

4. ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΜΕΘΟΔΩΝ ΨΥΞΗΣ ΑΠΟΡΡΟΦΗΣΗΣ ΚΑΙ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗΣ

- 4.1. Συγκριτικά στοιχεία και διαφορές.
5. ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ – ΕΜΒΑΘΥΝΣΗ
 - 5.1. Ελληνικά δεδομένα.
 - 5.1.1. Ψυκτική ζήτηση στην Ελλάδα.
 - 5.1.2. Συνθήκες στην αγορά για ηλιακά συστήματα ψύξεως.
 - 5.1.3. Οικονομική εκτίμηση των ηλιακών συστημάτων ψύξεως στην Ελλάδα.
 - 5.2. Θερμοδυναμικοί νόμοι και εντροπία στην προσρόφηση.
 - 5.2.1. 1ος και 2ος Θερμοδυναμικός νόμος.
 - 5.2.2. Εντροπία και ο ρόλος της Θερμικής σύζευξης.
 - 5.3. Ισοδύναμος κύκλος Carnot του προσροφητικού κύκλου.
6. ΕΝΕΡΓΟΣ ΑΝΘΡΑΚΑΣ ΣΤΗ ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ
 - 6.1. Εισαγωγή.
 - 6.2. Τύποι ενεργού άνθρακα.
 - 6.3. Επίδραση της πυκνότητας συσκευασίας.
 - 6.4. Επίδραση της αντίστασης επαφής στον ενεργό άνθρακα
 - 6.4.1. Μεταφορά θερμότητας δια της προσροφητικής τράπεζας.
 - 6.4.2. Ανάλυση της μεταφοράς θερμότητας στην διεπιφάνεια μεταξύ προσροφητή και αγωγίμου σώματος.
 - 6.4.3. Αντίστασης επαφής και μέγεθος κόκκου.
 - 6.4.4. Αντίστασης επαφής και άσκηση πίεσης.
 - 6.4.5. Η επίδραση της επικάλυψης συνθετικού στον ενεργό άνθρακα.
 - 6.5. Ενεργός άνθρακας και CaCl_2 .
 - 6.6. Προετοιμασία ενεργού άνθρακα για την χρήση του σε ψύξη με προσρόφηση.
 - 6.7. Δυνατοί τρόποι διαμόρφωσης και σχεδίασης.
7. ΜΕΘΑΝΟΛΗ ΣΤΗ ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ
 - 7.1. Λόγοι επιλογής μεθανόλης ως προσροφητικού.
 - 7.2. Ο μηχανισμός αντίδρασης.
 - 7.3. Η επίδραση των ξένων ουσιών στην μεθανόλη.
 - 7.4. Όρια λειτουργίας της μεθανόλης.
 - 7.5. Σύγκριση μεθανόλης και αιθανόλης ως προσροφητικού.
 - 7.6. Χαρακτηριστικά στοιχεία μεθανόλης.
8. ΗΛΙΑΚΟΣ ΣΥΛΛΕΚΤΗΣ ΣΤΗ ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ
 - 8.1. Εισαγωγή.
 - 8.2. Επίδραση των ελασμάτων μεταφοράς θερμότητας.
 - 8.3. Επίδραση της θερμικής αγωγιμότητας του προσροφητή.

- 8.4. Επίδραση του αριθμού των υαλοπινάκων και της επιλεκτικής επιφάνειας.
 - 8.5. Επίδραση της ηλιακής ακτινοβολίας.
 - 8.6. Επίδραση της θερμοκρασίας συμπυκνώσεως και ατμοποίησης.
 - 8.7. Διαθέσιμη ηλιακή τεχνολογία.
9. ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ – ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΣΥΓΚΡΟΤΗΣΗΣ.
- 9.1. Η επίδραση της αντίστασης τριβής του ψυκτικού στην προσρόφηση.
 - 9.2. Μεταφορά θερμότητας και μάζας δια κλασσικής τράπεζας προσροφητή.
 - 9.3. Εκτίμηση της ελάχιστης θερμοκρασίας προσρόφηση.
 - 9.4. Η επίδραση ενός θερμού και υγρού κλίματος στον ψυκτικό κύκλο.
10. ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ – ΒΑΣΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ
- 10.1. Εισαγωγή.
 - 10.2. Ανάπτυξη ηλιακού ψύκτη χωρίς βαλβίδες.
 - 10.3. Ανάπτυξη ηλιακού ψύκτη με βαλβίδες.
11. ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ – ΜΕ ΑΝΑΚΤΗΣΗ ΜΑΖΑΣ ΚΑΙ ΑΝΑΓΕΝΝΗΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ
- 11.1. Εισαγωγή
 - 11.2. Ανάκτηση μάζας στην ψύξη με προσρόφηση.
 - 11.3. Αναγέννηση θερμότητας στην ψύξη με προσρόφηση.
 - 11.4. Ανάκτηση μάζας και Αναγέννηση θερμότητας ταυτόχρονα.
 - 11.5. Συντελεστής πίεσης ανάκτησης μάζας.
 - 11.6. Συντελεστής θερμοκρασίας αναγέννησης θερμότητας.
 - 11.7. Συντελεστής ψυκτικής απόδοσης.
 - 11.8. Απλός κύκλος με αδιαβατική ανάκτηση μάζας.
 - 11.9. Απλός κύκλος με ισόθερμη ανάκτηση μάζας.
 - 11.10. Κύκλος τεσσάρων τραπεζών με ισόθερμη ανάκτηση μάζας.
12. ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ – ΠΟΛΥΒΑΘΜΙΟΣ
- 12.1. Εισαγωγή.
 - 12.2. Απλός διβάθμιος κύκλος.
 - 12.3. Διβάθμιος κύκλος με ισόθερμη ανάκτηση μάζας.
 - 12.4. Διβάθμιος κύκλος χωρίς ανάκτηση μάζας με διαφορετική αναλογία μαζών.
 - 12.5. Τριβάθμιος κύκλος χωρίς ανάκτηση μάζας.
13. ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ – ΚΛΙΜΑΚΩΤΟΣ
- 13.1. Εισαγωγή.
 - 13.2. Αρχή λειτουργίας και περιγραφή.
 - 13.3. Μαθηματική μοντελοποίηση.

- 13.4. Επίδραση της θερμοκρασίας εισόδου.
- 13.5. Σύγκριση με άλλους προσροφητικούς κύκλους.
- 14. ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ – ΚΥΜΑΤΟΣ
 - 14.1. Εισαγωγή.
 - 14.2. Αρχή λειτουργίας και περιγραφή.
 - 14.3. Ανάλυση του COP.
 - 14.4. Βέλτιστη περίοδος κύκλου.
 - 14.5. Χαρακτηριστικές παράμετροι κύκλου.
 - 14.6. Ανάλυση της εσωτερικής ανακατανομής του προσροφητικού και επιπτώσεις.
 - 14.7. Η επίδραση του μεταβλητού Cr.
- 15. ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ – ΝΕΑ / ΥΒΡΙΔΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ
 - 15.1. Εισαγωγή.
 - 15.2. Υβριδικά συστήματα ψύξης και θέρμανσης 24ωρου κύκλου.
 - 15.2.1. Επίπεδου συλλέκτη.
 - 15.2.2. Περιστρεφόμενου συλλέκτη.
 - 15.3. Υβριδικό σύστημα κλιματισμού οικολογικού κτιρίου.
 - 15.4. Νέο σύστημα ψύξης με στοιχεία.
 - 15.5. Νέο περιστροφικό σύστημα ψύξης.
- 16. ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΥΒΡΙΔΙΚΟΥ ΚΥΚΛΟΥ ΨΥΞΕΩΣ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ
 - 16.1. Εισαγωγή
 - 16.2. Τοποθέτηση ιδεατού προβλήματος ψύξης – θέρμανσης.
 - 16.3. Περιγραφή του επιλεγμένου κύκλου – εγκατάστασης.
 - 16.4. Ενεργειακή ανάλυση ηλιακής ακτινοβολίας - συλλέκτη.
 - 16.5. Ενεργειακή ανάλυση κατά την θέρμανση της τράπεζας.
 - 16.6. Ενεργειακή ανάλυση κατά την ψύξη της τράπεζας.
 - 16.7. Υπολογισμός ψυκτικής απόδοσης κύκλου.
 - 16.8. Δεδομένα εφαρμογής.
 - 16.9. Κώδικας υπολογισμών δημιουργημένος στην MATLAB.
 - 16.10. Αποτελέσματα - Σχόλια.
 - 16.11. Υλοποίηση του κλιματισμού.
- 17. ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ.

1.1) Ορισμός ψύξης.

Με τον όρο ψύξη εννοούμε την χρήση μηχανών και θερμικά ενεργοποιούμενων μηχανισμών για την απομάκρυνση θερμότητας από έναν γεωμετρικά ορισμένο, πεπερασμένο χώρο ή ουσία την οποία και αποβάλλουμε σε έναν δεύτερο με σκοπό την μείωση της θερμοκρασίας στον πρώτο και στην συνέχεια την διατήρηση της.

Χαρακτηριστικές εκφάνσεις αυτής είναι κυρίως ο κλιματισμός, η κρυογονική, η βαθιά κατάψυξη, η συντήρηση.

1.2) Ιστορική αναδρομή.

Η χρήση της ψύξεως έχουμε πληροφορίες ότι ξεκινά από την προϊστορική εποχή ακόμα όπου αντικατοπτριζόταν στην συλλογή πάγου και χιονιού από φυλές όπως οι Κινέζοι, οι Εβραίοι, οι Έλληνες, οι Ρωμαίοι και οι Πέρσες. Τα παραπάνω υλικά αποθηκεύονταν σε σπηλιές και κλειστούς χώρους με σκοπό την διατήρηση των τροφίμων, αυτή η τεχνική με ορισμένες διαφοροποιήσεις έδρασε πολύ καλά μέχρι τον 20^ο αιώνα όπου και έχουμε μια ριζική απομάκρυνση αυτής. Λίγο πιο πριν και συγκεκριμένα τον 16^ο αιώνα η ανακάλυψη του Νιτρικού άλατος του νατρίου (NaNO_3) και του Νιτρικού άλατος του καλίου (KNO_3) έδωσε σημαντική ώθηση προς την κατεύθυνση των τεχνιτών ψυκτικών. Το δε χρονοδιάγραμμα εξέλιξης έχει ως εξής:

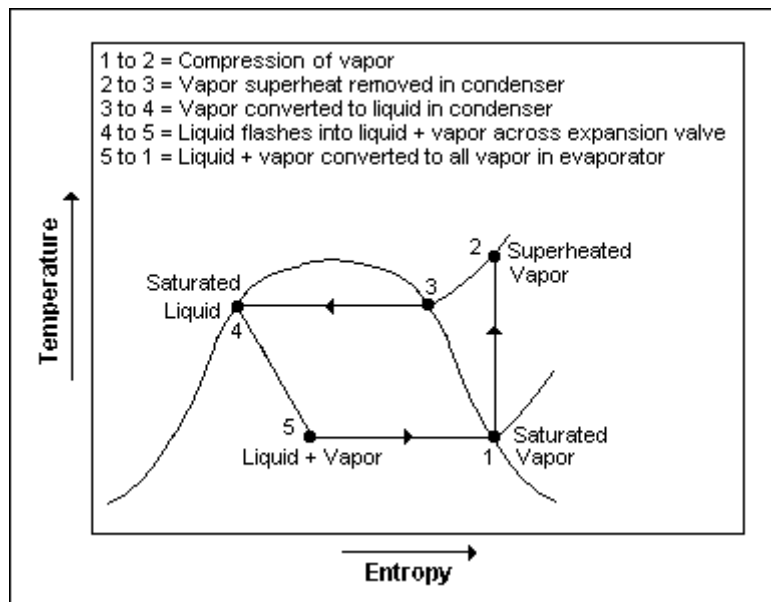
- 1748) Ο William Cullen στο πανεπιστήμιο της Γλασκόβης πραγματοποιεί το πρώτο πείραμα με δημιουργία κενού και αιθυλικό αιθέρα που έχει πρακτική εφαρμογή.
- 1805) Ο Oliver Evans σχεδιάζει αλλά ποτέ δεν κατασκευάζει μηχανή βασισμένη στον γνωστό μας κύκλο συμπίεσεως ατμού.
- 1820) Ο Michael Faraday υγροποιεί την αμμωνία και άλλα αέρια χρησιμοποιώντας χαμηλές θερμοκρασίες και μεγάλες πιέσεις.
- 1834) Ο Jacob Perkins κατοχυρώνει την πρώτη πατέντα και κατασκευάζει το πρωτότυπο μηχανισμού συμπίεσεως ατμού.
- 1842) Ο John Gorrie σχεδιάζει σύστημα για ψύξη νερού με σκοπό τη δημιουργία πάγου και παράλληλα συλλαμβάνει την ιδέα του κλιματισμού εσωτερικών χώρων.
- 1850) Ο Alexander Twining πειραματίζεται με τον κύκλο συμπίεσεως ατμού και καταφέρνει μέχρι το 1856 να αρχίσει εμπορικές προσπάθειες στην Αμερική.
- 1860) Ο Ferdinand Carre εξελίσσει την πρώτη μηχανή απορρόφησης και την πατεντάρει.
- 1861) Ο James Harrison εισάγει την ψύξη με μηχανική συμπίεση ατμού σε επιχειρήσεις.
- 1915) Η Kelvinator κατασκευάζει τις πρώτες μηχανές οικιακής ψύξεως.

1.3) Κλασικός κύκλος ψύξεως με συμπιεστή.

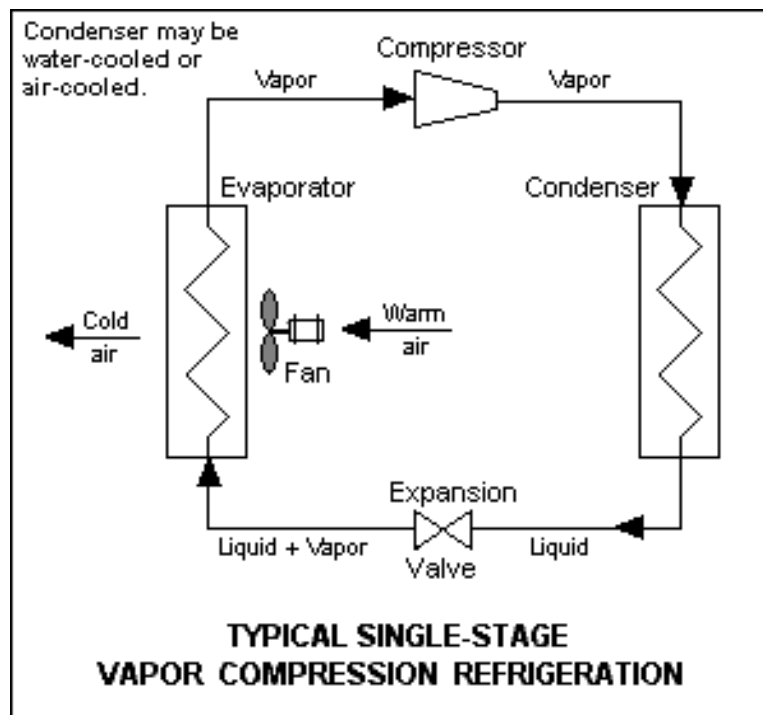
Η απλούστερη και συγχρόνως η πλέον διαδεδομένη μέθοδος παραγωγής ψύξεως βασίζεται στο φαινόμενο της αλλαγής φάσης μιας ουσίας συνήθως πτητικής και στις θερμικές συναλλαγές που την συνοδεύουν. Κατά γενική ομολογία αξιοποιείται η μετάβαση της ουσίας από την υγρή στην αέρια φάση. Αυτή η διαδικασία λαμβάνει χώρα στον ατμοποιητή και λόγω της λανθάνουσας θερμότητας είναι εσώθερμη άρα αποσπά ποσό θερμότητας από τον εκάστοτε χώρο (τον οποίο και ψύχει). Στην συνέχεια ο ατμός μεταφέρεται μέσω μιας μεθόδου συμπίεσης σε μια υψηλότερη πίεση όπου και αποβάλλει την λανθάνουσα θερμότητα στον συμπυκνωτή και επανέρχεται στην υγρή του φάση. Τέλος για την επανέναρξη του κύκλου το υγρό στραγγαλίζεται ισενθαλπικά και άεργα μέσω μιας διάταξης συνήθως βαλβίδας εκτόνωσης. Η κυριότεροι παράμετροι της παραπάνω διαδικασίας είναι:

- Η θερμοκρασία ατμοποίησης. Πρόκειται για την θερμοκρασία εντός του ψυκτικού χώρου-θαλάμου με άλλα λόγια η επιθυμητή θερμοκρασία.
- Η πίεση ατμοποίησης. Πρόκειται για την πίεση στην οποία λαμβάνει χώρα η ατμοποίηση και επιθυμούμε να είναι όσο το δυνατόν χαμηλότερη. Αυτό θα έχει σαν αποτέλεσμα (όπως μπορούμε να δούμε και από ένα διάγραμμα h-s) πολύ μεγαλύτερη λανθάνουσα θερμοκρασία ατμοποίησης άρα μεγαλύτερο ψυκτικό κέρδος με μικρότερη δαπανούμενη ισχύ από μέρους μας. Τα προηγούμενα συνεπάγονται φυσικά αρκετά μεγάλο COP και SCP (Specific Cooling Power).
- Η θερμοκρασία συμπύκνωσης. Πρόκειται για την θερμοκρασία στην οποία θα αποβληθεί η δεσμευμένη θερμότητα από τον ψυκτικό θάλαμο ή χώρο στο περιβάλλον. Για να πραγματοποιηθεί μια τέτοια αποβολή (σύμφωνα με τους βασικούς 1^ο και 2^ο θερμοδυναμικούς νόμους) πρέπει αυτή να είναι μεγαλύτερη της περιβαλλοντικής θερμοκρασίας.
- Η πίεση συμπύκνωσης. Η συγκεκριμένη πίεση επιθυμούμε να είναι όσο το δυνατόν μεγαλύτερη ώστε να έχουμε μικρή λανθάνουσα θερμότητα συμπύκνωσης και άρα γρηγορότερη μετάβαση στην υγρή φάση σε λιγότερο χρόνο. Βέβαια υπάρχουν φραγμοί στο μέγεθος αυτής λόγω ψυκτικού, ασφάλειας, αντοχής των υλικών κτλ.
- Η μεταβολή από την μικρή πίεση ατμοποίησης στην μεγάλη συμπυκνώσεως πετυχαίνεται με έναν μηχανικό συμπιεστή και αυτό είναι και το πεδίο που θα μας απασχολήσει στην συγκεκριμένη διπλωματική, πως δηλαδή μπορούμε να πετύχουμε την συμπίεση του εργαζόμενου μέσου χωρίς την χρησιμοποίηση μηχανικού συμπιεστή.

Παρακάτω δίνεται και σχηματικά στο Σχήμα1.1 το κλασικό αριστερόστροφο διάγραμμα T-s ψύξεως με μονοβάθμια μηχανική συμπίεση όπου εικονίζονται τα παραπάνω περιγραφείσα σημεία, ενώ στο Σχήμα1.2 δίνεται η διάταξη υλοποίησης του κύκλου.



Σχήμα 1.1 Διάγραμμα T-s ψύξεως με μονοβάθμια μηχανική συμπίεση.



Σχήμα 1.2 Διάταξη υλοποίησης ψυκτικού κύκλου.

1.4) Εναλλακτικές μέθοδοι υλοποίησης του κύκλου ψύξης.

Τα περισσότερα συστήματα ψύξεως χρησιμοποιούν για την πραγματοποίηση της συμπίεσης τον πολύ γνωστό μας πλέον Μηχανικό συμπιεστή, τον οποίο είδαμε και παραπάνω, ο οποίος ανεβάζοντας την πίεση του εργαζόμενου μέσου προκαλεί την κίνηση του.

Το ρευστό στη συνέχεια θα εκτονωθεί στην στραγγαλιστική βαλβίδα όπου θα ξαναρίξει την πίεση του και αφού απορροφήσει θερμότητα από τον ψυκτικό θάλαμο θα επανέλθει στην είσοδο του μηχανικού συμπιεστή ώστε να ξαναρχίσει ο κύκλος.

Με σκοπό όμως την απομάκρυνση του μηχανικού συμπιεστή, που θα μας έδινε σημαντικά οικονομικά οφέλη, σκεφτήκαμε να τον αντικαταστήσουμε με μία από τις παρακάτω διαδικασίες.

Διακρίνουμε την:

A) Ψύξη με Απορρόφηση (Absorption).

B) Ψύξη με Προσρόφηση (Adsorption).

Γ) Ψύξη με Χημική Προσρόφηση (Chemisorption / Chemical Adsorption).

Η δεύτερη μέθοδος είναι και αυτή που θα μας απασχολήσει στην παρούσα διπλωματική εργασία. Αναφορά θα γίνει και στην πρώτη μέθοδο και στις διαφορές των δύο μιας και πολύ συχνά συγχέονται.

2. ΨΥΞΗ ΜΕ ΑΠΟΡΡΟΦΗΣΗ – **ΒΑΣΙΚΕΣ ΑΡΧΕΣ.**

2.1) Εισαγωγή.

Ο ψυκτικός κύκλος με απορρόφηση είναι μια διαδικασία κατά την οποία το ψυκτικό αποτέλεσμα παράγεται μέσα από την χρήση δύο ρευστών και μιας ποσότητας θερμότητας σαν είσοδο στο σύστημα, αντί ηλεκτρικής ενέργειας που θα τροφοδοτούσε έναν μηχανικό συμπιεστή.

Η βασική διαφορά όμως των παραπάνω δύο (απορρόφηση και μηχανική συμπίεση) είναι ότι στη δεύτερη περίπτωση έχουμε την δημιουργία μιας διαφοράς πίεσης και άρα την κυκλοφορία του εργαζόμενου μέσου, ενώ στην πρώτη έχουμε διάλυση (απορρόφηση) του εργαζόμενου μέσου στο δεύτερο ρευστό, εν συνεχεία την μεταφορά του και τέλος την απομάκρυνση του, δηλαδή μια κυκλοφορία τριών σταδίων αντί ενός. Πιο αναλυτικά ενώ στον μηχανικό συμπιεστή δίνουμε ηλεκτρική ενέργεια για να κυκλοφορήσει το εργαζόμενο μέσο, στον ψυκτικό κύκλο με απορρόφηση χρησιμοποιούμε ένα άλλο ρευστό που θα κάνει αυτήν την εργασία αλλά αναγκαστικά σε τρία στάδια και με την βοήθεια μια μικρής αντλίας ανακυκλοφορίας.

Προφανώς η αντλία καταναλώνει σαφώς λιγότερη ενέργεια από ότι ο συμπιεστής λόγω της φύσης της εργασίας της. Επίσης την απομάκρυνση του εργαζόμενου μέσου από τον απορροφητή (2^ο ρευστό) μπορούμε να την πετύχουμε με μια είσοδο θερμότητας πολύ χαμηλής ποιότητας όπως γεωθερμίας, ηλιακής, από δευτερεύουσες διεργασίες κτλ οι οποίες είναι από δωρεάν έως πάρα πολύ φθηνές. Αντιλαμβανόμαστε το σημαντικό οικονομικό κέρδος που μπορούμε να επιτύχουμε λόγω εξοικονόμησης ηλεκτρικής ενέργειας.

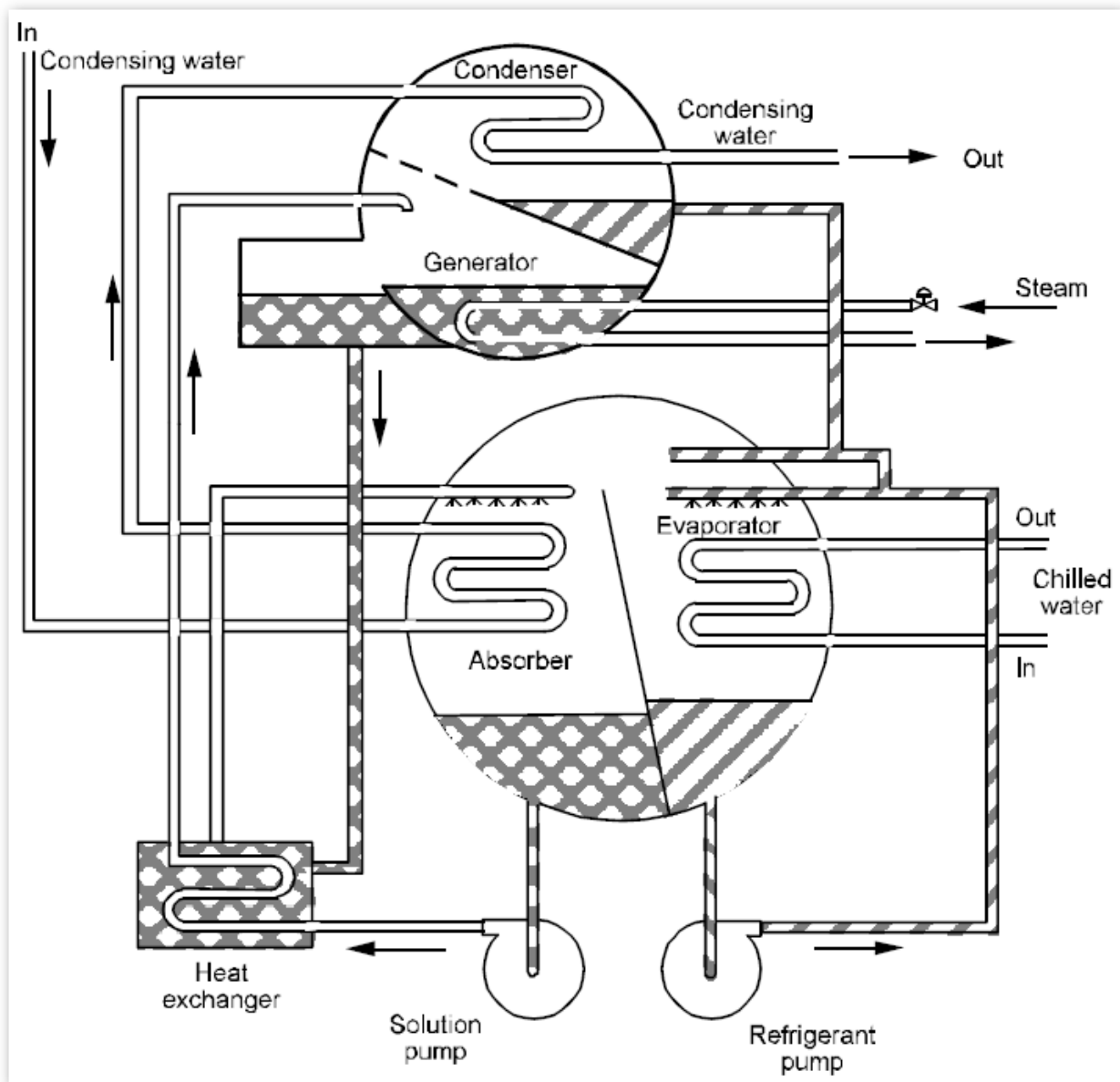
Τέτοιες μηχανές κυκλοφορούν σήμερα και εμπορικά σε δύο βασικούς συνδυασμούς:

- Για εφαρμογές πάνω από 32F δηλ. 0C σαν ζεύγος χρησιμοποιείται Βρωμιούχο Λίθιο (Απορροφητής) / Νερό (Εργαζόμενο μέσο-Ψυκτικό). Χημικός τύπος (LiBr/H₂O).
- Για εφαρμογές κάτω από 0C σαν ζεύγος χρησιμοποιείται Αμμωνία (Απορροφητής) / Νερό (Εργαζόμενο μέσο-Ψυκτικό).

2.2) Τρόπος λειτουργίας κύκλων απορρόφησης.

Στο Σχήμα2.1 μπορούμε να διακρίνουμε ένα κλασσικό διάγραμμα μηχανής Βρωμιούχου Λιθίου / Νερού. Η διαδικασία λαμβάνει χώρα σε δύο διαμερίσματα-δοχεία (vessels-shells). Το επάνω διαμέρισμα περιλαμβάνει τον αναγεννητή και τον συμπυκνωτή (generator). Ενώ το κάτω περιλαμβάνει τον απορροφητή και τον ατμοποιητή.

Θερμότητα προσάγεται στον αναγεννητή από μια ηλιακή πηγή, γεωθερμία ή αποβάλλουσα θερμότητα από δευτερεύουσες διεργασίες. Αυτή η θερμότητα ανεβάζει την θερμοκρασία του διαλύματος και αναγκάζει σε βρασμό το ψυκτικό (νερό) το οποίο και περνά από το διαχωριστικό στον συμπυκνωτή όπου και ένα μέσο ψύξης διέρχεται δια του εικονιζόμενου σωλήνα και το συμπυκνώνει με αποτέλεσμα την συλλογή του σε σημείο του συμπυκνωτή.



Σχήμα2.1 Διάταξη μηχανής Βρωμιούχου Λιθίου / Νερού.

Στη συνέχεια το νερό λόγω βαρύτητας κυλά κάτω προς τον ατμοποιητή όπου και αναμειγνύεται με νερό το οποίο δεν έχει ατμοποιηθεί και ανακυκλοφορεί μέσω μικρής αντλίας και ψεκάζεται επάνω από τους αγωγούς όπου κυκλοφορεί το ρευστό που θέλουμε να ψύξουμε.

Διατηρώντας πολύ μικρή πίεση στο δοχείο του ατμοποιητή το νερό βράζει σε πολύ χαμηλή θερμοκρασία. Αυτός ο βρασμός προκαλεί την απομάκρυνση θερμότητας από το μέσο που θέλουμε να ψήξουμε παράγοντας έτσι το ψυκτικό αποτέλεσμα.

Στη συνέχεια το ατμοποιημένο νερό περνά στην δεξιά περιοχή του κάτω δοχείου όπου εκεί συναντά το ζεύγος απορροφητή (LiBr) και νερού το οποίο βρίσκεται σε υψηλή συγκέντρωση απορροφητή και χαμηλή νερού, αυτή η σύνθεση ονομάζεται ισχυρό διάλυμα. Τότε ο απορροφητής με φυσικές διεργασίες τείνει να απορροφήσει περισσότερο νερό από το ατμοποιηθέν και να

εξισορροπήσει το διάλυμα. Αυτή η διαδικασία της απορρόφησης δίνει και στον κύκλο το όνομα της.

Αμέσως μετά το αραιό πλέον διάλυμα μεταφέρεται με μια μικρή αντλία στο πάνω δοχείο όπου και ο κύκλος ξαναρχίζει.

Όπως μπορεί να φανεί και από το Σχήμα2.1 υπάρχουν τρία κυκλώματα ροής ρευστού με εξωτερικές συνδέσεις τα οποία και είναι:

- Το θερμό ρεύμα που διαρρέει τον αναγεννητή και προέρχεται από δευτερογενή πηγή θερμότητας όπως ηλιακή ενέργεια. Κύκλωμα 1.
- Το ψυκτικό νερό που διαρρέει τον απορροφητή και τον συμπυκνωτή με σκοπό την απαγωγή θερμότητας και προέρχεται από κάποια εξωτερική πηγή. Κύκλωμα 2.
- Το νερό που προορίζεται για ψύξη (chilled water) και το οποίο προφανώς διαρρέει τον ατμοποιητή. Κύκλωμα 3.

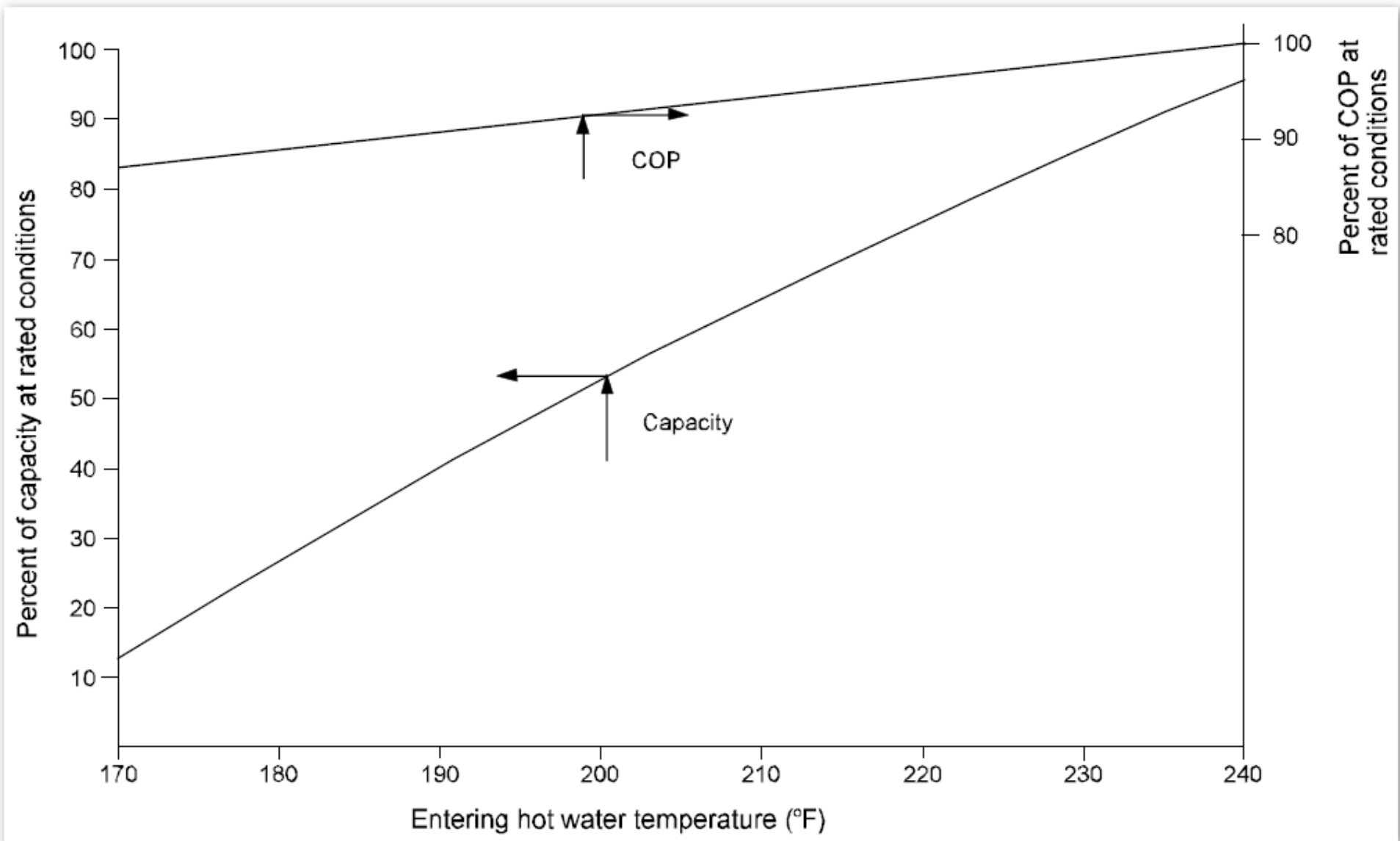
Συνδεδεμένη με κάθε ένα από αυτά τα κυκλώματα είναι μια συγκεκριμένη θερμοκρασία και πίεση πάνω στην οποία η μηχανή είναι βαθμονομημένη. Για μονάδες μιας βαθμίδας όπως η παραπάνω έχουμε τις εξής τιμές:

- 12psi Τυπική τιμή πίεσης θερμού ρεύματος στο κύκλωμα 1.
- 85F 44F Αντίστοιχα είσοδος και έξοδος κυκλώματος 3.

Αυτές είναι τυπικές τιμές οι οποίες προέρχονται από την ASHRAE 1983 και με τις οποίες μπορούμε να πετύχουμε ένα COP από 0.65 μέχρι 0.70

2.3) Απόδοση μονοβάθμιας ψυκτικής μηχανής.

Στο Σχήμα2.2 μπορούμε να παρατηρήσουμε την απόδοση μιας μονοβάθμιας απορροφητικής μηχανής με μεταβλητές το COP (δεξιός άξονας), ψυκτικό αποτέλεσμα (αριστερός άξονας) και την είσοδο του θερμού νερού του κυκλώματος 1 ως μεταβλητή. Παρατηρούμε ότι εάν η θερμοκρασία του είναι μικρότερη των 220F το αποτέλεσμα θα είναι πάρα πολύ μεγάλη μείωση στην απόδοση της μηχανής. Αυτό περιορίζει πάρα πολύ την λειτουργία της όσον αφορά την χρήση της με ηλιακή ενέργεια, γεωθερμία κτλ. και συνεπώς η πτώση αυτή έχει να κάνει πολύ με την φύση της ενέργειας που εισάγουμε. Το αποτέλεσμα είναι ότι πηγές θερμότητας από 180 μέχρι 230F πρέπει να είναι από 400 με 420% υπερδιαστασιοποιημένοι για να έχουμε ένα συγκεκριμένο αποτέλεσμα σε σχέση με μια λίγο μεγαλύτερη θερμότητα εισόδου. Άρα έχουμε άνοδο του αρχικού κεφαλαίου κτήσης της μηχανής, μείωση του χρόνου αποπληρωμής, αύξηση του μεγέθους του ψυκτικού πύργου κτλ. Καταλήγουμε ότι εγκαταστάσεις με πηγές θερμότητας κάτω των 230F ή 356C είναι αντικοινωνικές.



Σχήμα2.2 Απόδοση μονοβάθμιας απορροφητικής μηχανής με μεταβλητές το COP (δεξιός άξονας), ψυκτικό αποτέλεσμα (αριστερός άξονας) και την είσοδο του θερμού νερού του κυκλώματος 1.

3. ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ – ΒΑΣΙΚΕΣ ΑΡΧΕΣ.

3.1) Εισαγωγή.

Η χρήση στερεών υλικών για την απομάκρυνση ουσιών από αέρια ή υγρή φάση ήταν γνωστή από τις βιβλικές εποχές. Αυτή η διαδικασία γνωστή και ως προσρόφηση περιλαμβάνει την επιλεκτική δέσμευση ποσότητας ουσίας από την αέρια ή την υγρή φάση στην επιφάνεια και μέχρι ένα πεπερασμένο υπόστρωμα της στερεής. Χρησιμοποιήθηκε από τους πρώτους αιώνες κιάλας προσροφητικός άνθρακας κοκάλων για τον αποχρωματισμό της ζάχαρης, ενώ έχουμε χρήση και κατά τον πρώτο παγκόσμιο πόλεμο όπου ενεργός άνθρακας τοποθετήθηκε στο πεδίο της μάχης για την απομάκρυνση των χημικών αερίων.

Στα πρώτα χρόνια του 19^{ου} αιώνα η ψύξη με προσρόφηση ήταν ιδιαίτερα δημοφιλής, αργότερα με την ανακάλυψη των φθινών ηλεκτρικών μηχανικών συμπιεστών που μετά από την μαζική παραγωγή τους έγιναν ιδιαίτερα ελκυστικοί η τεχνολογία αφέθηκε ως ξεπερασμένη. Στο παραπάνω βοήθησε και πάρα πολύ η ανακάλυψη των χλωροφθορανθράκων (CFCs) γύρω στο 1930. Οι μηχανές ρόφησης (sorption) βέβαια έχουν πατενταριστεί και βρίσκονται στην βιβλιογραφία από το 1909 και εμπορικά διατέθηκαν το 1920. Πρώτη φορά από τον Miller έχουμε μια έρευνα πάνω στο θέμα της προσρόφησης με σκοπό την ψύξη με ζεύγος Πηκτώματος πυριτίου / Διοξειδίου του θείου (silica gel / sulfur dioxide) ως προσροφητή / προσροφούμενου.

Το ενδιαφέρον για τα συστήματα προσρόφησης άρχισε να αυξάνει, ξανά κατά την διάρκεια της πετρελαϊκής κρίσης την δεκαετία του 70 όπου και οδήγησε σε ένα ενδιαφέρον για την έλλειψη ενέργειας και αργότερα την δεκαετία του 90 εξαιτίας των οικολογικών προβλημάτων που συνδέθηκαν με την χρήση CFCs και HCFCs. Τέτοια ψυκτικά όταν ελευθερώνονταν στην ατμόσφαιρα κατέστρεφαν το όζον και συνεισφέρονε στο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Ακόμα με την αύξηση της ενεργειακής κατανάλωσης παγκοσμίως έγινε ακόμα πιο επιτακτική σήμερα η ανάγκη τέλειας και σωστής διαχείρισης των ενεργειακών αποθεμάτων, όπως και η αξιοποίηση των πράσινων πηγών ενέργειας. Ως εκτούτου μηχανές που μπορούν να ανακτήσουν πηγές θερμότητας πολύ χαμηλού επιπέδου, όπως οι μηχανές προσρόφησης μπορούν να αποτελέσουν ενδιαφέρουσα εναλλακτική για μια σοφότερη ενεργειακή διαχείριση.

3.2) Ορισμός της προσρόφησης.

Πολλοί συγγραφείς έχουν εξηγήσει ότι η φυσική προσρόφηση είναι ένα επιφανειακό φαινόμενο που ενεργοποιείται κυρίως από τις δυνάμεις Van Der Waals όπως και από τις ηλεκτροστατικές δυνάμεις μεταξύ των μορίων του προσροφούμενου-ψυκτικού και των ατόμων που απαρτίζουν την επιφάνεια του προσροφητή, τους δεσμούς υδρογόνου του προσροφούμενου και άλλες δυνάμεις συνοχής. Η διαδικασία αυτή είναι πλήρως αντιστρεπτή με τα κατάλληλα ποσά θερμότητας

3.3) Ο μηχανισμός της προσρόφησης.

Ο κλασικός κύκλος προσρόφησης ο οποίος έχει παρουσιασθεί αναλυτικά στην παγκόσμια βιβλιογραφία απαρτίζεται από δύο κύριες φάσεις. Αυτές είναι:

- Ψύξη του προσροφητή (adsorbent), με αποτέλεσμα την προσρόφηση του ψυκτικού μέσου (adsorbate) το οποίο εκείνη την στιγμή προέρχεται από τον ατμοποιητή άρα παράγει το ψυκτικό αποτέλεσμα. Η ψύξη αυτή χρειάζεται γιατί η προσρόφηση είναι μια ενδόθερμη διεργασία και συνεπώς εάν δεν ψυχθεί η τράπεζα (adsorption bed) το φαινόμενο θα έχει πολύ μικρές διαστάσεις. Στη βιβλιογραφία συναντάμε στη συντριπτική πλειοψηφία ψύξη σε μεγάλα χρονικά διαστήματα κατά τις βραδινές ώρες με φυσική ανταλλαγή θερμότητας με το περιβάλλον μέσω του ατμοσφαιρικού αέρα, με νερό που διέρχεται μέσα από θερμικά αγωγίμους αγωγούς και οι οποίοι βρίσκονται εντός του προσροφητή. Φυσικά αυτή θα μπορούσε να γίνει και με πύργους ψύξης ή με άλλες συμβατικές μεθόδους όμως σε αυτές τις περιπτώσεις το πλεονέκτημα μη χρησιμοποίησης ηλεκτρικής συσκευής χάνεται διότι το ελάχιστο που θα χρειαστούμε είναι μια αντλία μεταφοράς του υγρού ψύξης (HTF Heat Transfer Fluid).
- Θέρμανση του προσροφητή, με αποτέλεσμα την απομάκρυνση (desorption) του ψυκτικού από αυτόν το οποίο εκείνη την στιγμή οδεύει στον συμπυκνωτή άρα συμπυκνώνεται. Η θέρμανση αυτή χρειάζεται γιατί η αποβολή του προσροφητικού είναι μια ενδόθερμη διαδικασία και συνεπώς πρέπει με κάποιο τρόπο να προσφέρουμε ενέργεια στο σύστημα. Προέρχεται στην παρούσα διπλωματική από τον ήλιο άμεσα ενώ στην βιβλιογραφία συναντάμε και θέρμανση από γεωθερμία, αποβάλλουσες πηγές θερμότητας όπως εξατμίσεις κτλ.

Σημειώνεται ότι ο τίτλος της παραγράφου θα έπρεπε να είναι: Ο μηχανισμός της προσρόφησης – αποβολής (adsorption – desorption) μιας και εδώ περιγράφονται και οι δύο, αυτό όμως δεν έγινε για λόγους λογικής απλότητας και ομαλής συνέχειας του κεφαλαίου.

3.4) Το μοντέλο της ενέργειας της πιθανότητας προσρόφησης του

Polanyi.

Ο Polanyi (1914) ήταν ο πρώτος που περιέγραψε την προσρόφηση μιας ουσίας σε έναν προσροφητή με μαθηματικές εξισώσεις και έκτοτε η θεωρία του χρησιμοποιείται ως βάση. Χαρακτηριστικό μέγεθος αυτής είναι η ενέργεια πιθανότητας προσρόφησης (adsorption potential energy) και συμβολίζεται με το Ελληνικό γράμμα ε.

Η θεωρία της πιθανότητας προσρόφησης βασίζεται επάνω στην πιθανή ενεργειακή κατανομή στην επιφάνεια του προσροφητή η οποία είναι ένα θεωρητικό μοντέλο που περιγράφει την πολλών στρωμάτων μορίων προσρόφηση. Στο μοντέλο αυτό η θερμοδυναμική σκοπιά υιοθετήθηκε από

πολύ νωρίς. Ο Polanyi θεώρησε ότι η παράγωγος της ενέργειας πιθανότητας προσρόφησης ε είναι ανεξάρτητη της θερμοκρασίας υπό σταθερό όγκο δηλ.

$$\left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial T}\right)_{V,S} = 0 \dots\dots\dots (3.1)$$

Θεωρώντας επίσης ότι το προσροφόμενο υλικό δεν είναι συμπιεστό (άρα η ενέργεια που χρειάζεται να σχηματιστεί το υγρό φιλμ παραλείπεται στην επιφάνεια) και ότι το αέριο είναι τέλειο μπορούμε να εκφράσουμε την ενέργεια πιθανότητας προσρόφησης σε μια απόσταση l μέσα στον προσροφητή σύμφωνα με την (3.2).

$$\varepsilon_l = R \cdot T \cdot \ln\left(\frac{P_o}{P}\right) \dots\dots\dots (3.2)$$

Όπου P_o είναι η πίεση κορεσμού που αναλογεί στην συγκεκριμένη θερμοκρασία και P είναι η πίεση που ασκεί ο προσροφημένος ατμός του προσροφούμενου. Προφανώς είναι ε_{max} στην επιφάνεια του προσροφητή και $\varepsilon_{min} = 0$ σε απόσταση l_{max} μέσα στο σώμα του προσροφητή. Η (3.2) έδωσε το έναυσμα για τη δημιουργία των μοντέλων ισορροπίας.

3.5) Μοντέλα ισορροπίας στην προσρόφηση.

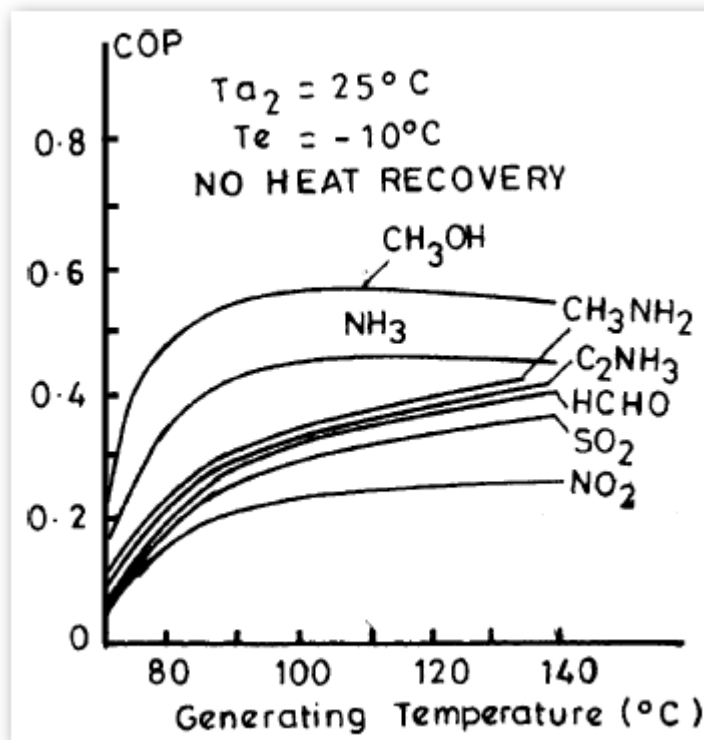
Καταρχήν πρέπει να κατηγοριοποιήσουμε τους προσροφητές σύμφωνα με τις διαστάσεις των πόρων τους, έτσι διακρίνουμε τρεις κατηγορίες:

- Μικρόποροι (Micropores) προσροφητές: Διάμετρος πόρου < 15 Å
- Μεταβατικοί (Transitional) προσροφητές: 15 < Διάμετρος πόρου < 20 Å
- Μακρόποροι (Macropores) προσροφητές: 20 Å < Διάμετρος πόρου

Για εφαρμογές ψύξης μας ενδιαφέρει η πρώτη κατηγορία προσροφητών την οποία και θα μελετήσουμε εκτενώς στο κεφάλαιο των ενεργών ανθράκων. Σε αυτήν την κατηγορία μπορούμε να εφαρμόσουμε μοντέλα ισοζυγίου που υπάρχουν εδώ και αρκετά χρόνια. Όπως είδαμε άλλωστε στην προηγούμενη παράγραφο υπάρχει μια συνεχής κίνηση από την υγρή στην αέρια φάση και από την αέρια στην υγρή φάση του προσροφούμενου εντός του προσροφητή ανάλογα με το αν θερμαίνουμε ή ψύχουμε. Η συνεχής αυτή κίνηση πρέπει να περιγραφεί με κάποιο μοντέλο που θα μας επιτρέψει να πραγματοποιήσουμε λογαριασμούς και ισοζύγια ώστε να μελετήσουμε αργότερα τους κύκλους που υλοποιούν την ψύξη με προσρόφηση. Βέβαια πολλές προσπάθειες έχουν γίνει με θεωρητικές, ημι-θεωρητικές αλλά και εμπειρικές σχέσεις, αλλά ούτε περιγράφουν και όλες όλα τα ζεύγη το ίδιο καλά ούτε και ισχύουν όλες για οποιαδήποτε συνθήκη πίεσης και θερμοκρασίας. Παρατηρούμε δηλαδή ότι η αναζήτηση του κατάλληλου μοντέλου για μια συγκεκριμένη εφαρμογή

και συνθήκες είναι μια πολύ δύσκολη υπόθεση. Παρόλα αυτά θα παραθέσουμε το σύνολο της βιβλιογραφίας και θα επιλέξουμε την βέλτιστη.

Αυτά τα μοντέλα λοιπόν προσφέρουν την αναγκαία ματιά στην συμπεριφορά του προσροφητικού για κάθε ένα προσροφούμενο, αυτό επιτρέπει την αξιολόγηση του εκάστοτε ζεύγους για εφαρμογές ψύξης. Είναι δε συγκεκριμένα αναγκαία για την δημιουργία των διαγραμμάτων P-T-X (Θερμοκρασίας, Πίεσης, Ποσοστού προσροφούμενου ανά μονάδα μάζας προσροφητή) τα οποία είναι απαραίτητα για την εκτίμηση του COP του μελετώμενου κύκλου. Το Σχήμα 3.1 δείχνει τα αποτελέσματα μιας παρόμοιας χρήσης για διάφορα προσροφούμενα με προσροφητή ενεργό άνθρακα.



Σχήμα 3.1 COP ενεργού άνθρακα και διάφορων προσροφούμενων.

Αυτά τα διαγράμματα είναι και το βασικό κριτήριο με το οποίο θα γίνει και η επιλογή του καλύτερου ζεύγους. Επισημαίνεται ότι όσον αφορά την ψύξη ο E.E Anyanwu δηλώνει χαρακτηριστικά ότι τα συγκεκριμένα μοντέλα βρίσκουν σημαντική εφαρμογή στην ηλιακή ψύξη. Η γενική εξίσωση του ισοζυγίου είναι της μορφής της εξίσωσης (3.3).

$$X = f(P, T) \dots \dots \dots (3.3)$$

με

$$\left(\frac{\partial X}{\partial T} \right)_P < 0 \text{ και } \left(\frac{\partial X}{\partial P} \right)_T > 0 \dots \dots \dots (3.4)$$

Η παράμετρος X δίνει την συγκέντρωση του προσροφούμενου μέσα στο προσροφητικό ανά μονάδα μάζας προσροφητικού (kgr adsorbate/kgr adsorbent). Οι δύο παράγωγοι της εξίσωσης (3.4) μας λένε ότι με την αύξηση της θερμοκρασίας η συγκέντρωση του προσροφούμενου φθίνει ενώ με την άνοδο της πίεσης αυξάνει. Η όλη ιδέα συνεπώς βασίζεται στην διατύπωση μιας εξίσωσης του τύπου (3.3) συναρτήσει της πίεσης και της θερμοκρασίας. Υπάρχουν τα παρακάτω μοντέλα:

3.5.1) Μοντέλο Freundlich.

Το μοντέλο του Freundlich λαμβάνει υπόψη την επίδραση της πίεσης στον όγκο του προσροφητή που έχει απορροφηθεί και υποθέτει εκθετική αύξηση αυτού υπό σταθερή πίεση. Έτσι λαμβάνουμε την εξίσωση (3.5).

$$V = K \cdot P^{1/n} \dots\dots\dots (3.5)$$

στη συνέχεια γραμμικοποιώντας την έχουμε

$$\ln V = \ln K + (1/n) \ln P \dots\dots\dots (3.6)$$

Το μεγαλύτερο πρόβλημα με την παραπάνω έκφραση είναι ότι δεν μειώνεται σε γραμμική σε πολύ μεγάλες ή πολύ μικρές περιοχές συγκεντρώσεων και έχει βρεθεί ότι αδυνατεί να εκφράσει μεγάλη μερίδα πειραματικών δεδομένων.

Οι σταθερές K και n είναι πολύ δύσκολο να βρεθούν μέσα από πειραματικά δεδομένα και λόγω της αρχικής υπόθεσης της σταθερής θερμοκρασίας πρέπει να βρεθούν για κάθε μια ξεχωριστή θερμοκρασία.

Παρόλα αυτά οι Sakoda και Suzuki χρησιμοποίησαν το παραπάνω μοντέλο και περιέγραψαν επιτυχώς ισοζύγια για θερμοκρασίας κάτω των 393K. Θεώρησαν επίσης ότι ο ρυθμός προσρόφησης θα μπορούσε να περιγραφεί από την (3.7)

$$\frac{dV}{dt} = [15 \cdot (D_o / r^2) \exp(-E_a / R \cdot T)] \cdot [V_{eq} - V] \dots\dots\dots (3.7)$$

$$D_o \cdot \exp(-E_a / R \cdot T) \dots\dots\dots (3.8)$$

Ο όρος της (3.8) που ονομάζεται σταθερά επιφανειακής προσρόφησης παρατηρήθηκε ότι είναι σταθερός και γύρω στο 0.02-0.2.

Η εξίσωση αυτή δίνει εν τέλει σωστά αποτελέσματα μόνο γύρω από την περιοχή κορεσμού του προσροφούμενου ενώ δίνει και πολύ καλά αποτελέσματα κατά τις έρευνες με ηλεκτρονικό υπολογιστή.

3.5.2) Μοντέλο Langmuir.

Το μοντέλο που παρουσίασε ο Langmuir βασίζεται σε κλασσικό μοντέλο κινητικής ισορροπίας ρυθμών προσρόφησης και απομάκρυνσης του προσροφούμενου από τον προσροφητή και το οποίο είναι μονοστρωματικό. Η εξίσωση (3.9) συσχετίζει ισοθερμοκρασιακά τον προσροφούμενο όγκο του προσροφούμενου με την πίεση.

$$V = V_o \left(\frac{b \cdot P}{1 + b \cdot P} \right) \dots\dots\dots (3.9)$$

Όπου V_o είναι προφανώς η μέγιστη συγκέντρωση του προσροφούμενου στον προσροφητή. Η σταθερά b δίνεται από την (3.10).

$$b = \frac{K}{\sqrt{T}} \cdot \exp\left(\frac{h_{sg}}{R \cdot T}\right) \dots\dots\dots (3.10)$$

Όπου h_{sg} είναι η ενθαλπία προσρόφηση ή απομάκρυνσης ανάλογα με το στάδιο του κύκλου. Στον Πίνακα.3.1 δίνονται κάποιες χαρακτηριστικές τιμές για τα πιο γνωστά ζεύγη που κυκλοφορούν.

Adsorbent/adsorbate	h_{sg} (MJ/kg)
Silica gel/water	2.8
Synthetic zeolite/water	4.2
Natural zeolite/water	3.3
Activated alumina/water	3.0
Activated carbon/methanol	1.40
Activated carbon/ammonia	0.942
Activated carbon/ethanol	0.944

Πίνακας 3.1 Χαρακτηριστικές τιμές ζευγών.

Το μεγαλύτερο πρόβλημα αυτής της έκφραση είναι ότι περιέχει πάρα πολλές υπεραπλουστεύσεις με αποτέλεσμα πλέον να μιλάμε για ιδεατή και όχι πραγματική προσρόφηση. Συνεπώς δεν μπορούμε να έχουμε αποτελέσματα για τις πραγματικές διεργασίες. Μια από αυτές τις υπεραπλουστεύσεις είναι η θεώρηση μονοστρωματικής προσρόφησης.

3.5.3) Μοντέλο Brunauer et al.

Το μοντέλο αυτό είναι ένα βελτιωμένο μοντέλο που στηρίζεται στο μοντέλο Langmuir. Η βελτίωση αυτή είναι ότι θεωρήθηκε πολυδιάστατο μοντέλο προσρόφησης το οποίο είναι και αντιπροσωπεύει την πραγματικότητα. Δίνεται στην εξίσωση (3.11).

$$\frac{P/P_s}{V \cdot (1 - P/P_s)} = \frac{1}{V_o \cdot C} + \frac{(C-1)}{V_o \cdot C} \cdot (P/P_s) \dots\dots\dots (3.11)$$

Το μεγαλύτερο πρόβλημα του συγκεκριμένου μοντέλου είναι ότι ενώ πρόκειται για μια εξίσωση που δίνει πάρα πολύ καλά αποτελέσματα με μη πορώδη υλικά και μακρόπορα δεν δίνει καλά για μικρόπορα όπως ο ενεργός άνθρακας που μας ενδιαφέρει.

3.5.4) Μοντέλο Dubinin – Radushkevich – Polanyi (D-R).

Η θεωρία γεμίσματος των μικρόπορων υλικών βασίζεται στην θεωρία του Polanyi και έχει αποδειχθεί ιδιαίτερα χρήσιμη στο πεδίο της ηλιακής ψύξης, ιδιαίτερα όταν ο προσροφητής είναι ενεργός άνθρακας. Είναι η πιο ευπροσάρμοστη εξίσωση με τα πιο καλά αποτελέσματα (συγκρινόμενα με τα πειραματικά) μέχρι στιγμής. Δίνεται στην εξίσωση (3.12).

$$V = V_o \cdot \exp\left(-D\left(\frac{T}{\beta} \cdot \ln\left(\frac{P_s}{P}\right)\right)^2\right) \dots\dots\dots (3.12)$$

Η εξίσωση αυτή δίνει μια εκτίμηση της ποσότητας που θα προσροφηθεί από τον προσροφητή σε οποιαδήποτε θερμοκρασία και πίεση. Όπου P_s είναι η πίεση κορεσμού ανάλογα με την φάση στην οποία βρισκόμαστε, απομάκρυνση ή προσρόφησης και λαμβάνει την τιμή της πίεσης ατμοποίησης ή της πίεσης συμπύκνωσης αντίστοιχα. Οι σταθερές V_o , D (σταθερά που χαρακτηρίζει το μέγεθος και την κατανομή των μικροπόρων στον προσροφητή), β (ονομάζεται και σταθερά συνεκτικότητας) μπορούν να εξαχθούν εύκολα από πειραματικά δεδομένα. Επισημαίνεται ότι παρόλο που η V_o (X_o αν είναι αδιαστατοποιημένη με την μάζα του προσροφητή) θεωρείται σταθερή πραγματικά δεν είναι, υπάρχει μια μικρή απόκλιση όπως έχουν δείξει έρευνες επάνω στο θέμα. Βέβαια η σταθερή θεώρηση δίνει αποδεκτά αποτελέσματα για την ηλιακή ψύξη.

Η κατανομή που θεωρήθηκε για να περιγράψει την προσρόφηση είναι μια κατανομή Gauss που πολλές φορές θα την δούμε να διατυπώνεται και σε άλλη μια παρόμοια που δίνεται στην εξίσωση (3.13).

$$x = x_o \cdot \exp\left(-k\left(\frac{\varepsilon}{\beta}\right)^2\right) \dots\dots\dots (3.13)$$

Οι (3.13) είναι απολύτως όμοια με την (3.12) μόνο που σε αυτήν:

- a) Αντικαταστήσαμε την θερμοκρασία, την σταθερά των αερίων και το λογάριθμο με την ενέργεια της πιθανότητας προσρόφησης.
- b) Διαιρέσαμε με την πυκνότητα του προσροφητικού στην εκάστοτε θερμοκρασία $\rho(T)$ και με την μάζα του προσροφητή (αδιαστατοποίηση).
- c) Συγκεντρώσαμε τις σταθερές εκτός από την β σε μια νέα k .

Επίσης την συναντάμε και στην μορφή της εξίσωσης (3.14) που εκφράζεται σε όγκο και με μια σταθερά B που εκφράζει την μικροδομή του προσροφητή.

$$V = V_o \cdot \exp\left[-\left(\frac{B}{\beta^2}\right) \cdot \varepsilon^2\right] \dots\dots\dots (3.14)$$

Ενδελεχή έρευνα εντούτοις στην εξίσωση αυτή με άνθρακα μεθανόλη φανέρωσε ότι τα κύλα της γραφικής παράστασης είναι προς τα κάτω για τον ενεργό άνθρακα ενώ για μη ενεργό είναι προς τα άνω. Αυτό φανερώνει αδυναμία της εξίσωσης που προφανώς οφείλεται στην 2^η δύναμη της και αυτό άλλαξε ο Astakhov στην εξίσωση (3.12) όπως θα δούμε στην παρακάτω εξίσωση. Επίσης για πολύ μεγάλες ή πολύ μικρές διαφορές στο λόγο των πιέσεων η εξίσωση αποκλίνει γενικά από τα πειραματικά δεδομένα.

3.5.5) Μοντέλο Dubinin – Astakhov – Polanyi (D-A).

Το τελευταίο μοντέλο και το πιο ευρέως χρησιμοποιούμενο είναι μια παραλλαγή της εξίσωσης (3.12). Ο Astakhov σκέφτηκε ότι αφαιρώντας την δεύτερη δύναμη και τοποθετώντας μια άλλη θα μπορούσε να περιγράψει καλύτερα την προσρόφηση. Έτσι καταλήγουμε στην εξίσωση (3.15) που δίνει και τα καλύτερα αποτελέσματα από όλες τις προηγούμενες, ενώ οι ερευνητές στην συντριπτική πλειοψηφία τους την χρησιμοποιούν.

$$V = V_o \cdot \exp\left(-D\left(\frac{T}{\beta} \cdot \ln\left(\frac{P_s}{P}\right)\right)^n\right) \dots\dots\dots (3.15)$$

Όπου πλέον το n είναι η χαρακτηριστική εκθετική σταθερά που εξαρτάται όχι μόνο από τον προσροφητή αλλά και από το προσροφούμενο.

Φυσικά βλέπουμε ότι ο Astakhov βελτίωσε τα κύλα αλλά δεν βελτιώθηκε εξίσωση όσον αφορά την απόκλιση της στους μικρούς και μεγάλους λόγους των πιέσεων και συνεπώς έχουμε και πάλι ένα όριο στην χρησιμοποίηση της (3.15) που δίνεται στην ανίσωση (3.16).

$$5 < P_s / P \leq 10 \dots\dots\dots (3.16)$$

Να σημειωθεί ότι υπάρχει αντίστοιχη σχέση της D-A με την (3.13) και η οποία δεν είναι πλέον μια κατανομή Gauss αλλά στην βιβλιογραφία συσχετίζεται με αυτήν της Weibull και είναι η (3.17).

$$x = x_o \cdot \exp\left(-\left(\frac{\varepsilon}{E}\right)^n\right) \dots\dots\dots (3.17)$$

Σε αυτήν αντικαταστήσαμε ακόμα και την σταθερά κ και β2 με μια σταθερά E που στην βιβλιογραφία την συναντάτε ως χαρακτηριστικό έργο προσρόφησης (characteristic adsorption work). Χαρακτηριστικές τιμές της δίνονται στον Πίνακα3.2

Adsorption pair	x_0	$E(\text{kJ/mol})$	n
JAACF-methanol	0.342	6.703	1.346
SYACF-methanol	0.606	3.904	0.904
NTACF-methanol	0.602	7.674	1.272

Πίνακας 3.2 Χαρακτηριστικές τιμές μεταβλητών E , n , x_0

3.5.6) Συμπεράσματα.

Δόθηκε μια συνολική και ολοκληρωμένη ματιά στις θεωρητικές εξισώσεις που περιγράφουν την προσρόφηση. Μερικές από αυτές δεν επιτρέπουν στα χαρακτηριστικά προσρόφησης να συσχετιστούν με τις διαστάσεις και την δομή της τράπεζας (adsorption bed) ουσιαστικά δηλαδή με την μορφή του προσροφητή, ενώ όλες δεν ισχύουν εκτός ενός πεδίου ορισμού τους μιας και αργότερα η απόκλιση είναι πολύ μεγάλη.

Φαίνεται ότι πρέπει να συνεχισθεί η αναζήτηση μιας ακόμα σωστότερης σχέσης η οποία θα μπορεί να περιγράψει όλες τους προσροφητές, με οποιοδήποτε προσροφητικό, σε οποιαδήποτε θερμοκρασία και πίεση, με οποιοδήποτε λόγο πίεσης. Αυτό βέβαια απαιτεί πολύ πειραματική μελέτη αν και μπορούμε να πούμε με σιγουριά ότι για το πεδίο εφαρμογής της ηλιακής ενέργειας είμαστε πολύ ικανοποιημένοι με την εξίσωση (3.14,16).

3.6) Πρόσφατες εξελίξεις και μηχανισμοί στις εξισώσεις προσρόφησης.

Οι εξισώσεις D-A και D-R που είδαμε πιο πριν είναι απλές, εφαρμόσιμες για διάφορα μεγέθη μικρόπορων προσροφητών και έχουν καλή αναλογία με τα πειραματικά δεδομένα. Όμως δεν είναι ιδανικές για υλικά που έχουν μη ομοιογενή κατανομή διαστάσεων στους πόρους τους, όπως ο ενεργός άνθρακας και ο ζεολίτης, όταν προσροφούν πολικά μόρια όπως η μεθανόλη, το νερό κτλ.

Σε αυτές τις περιπτώσεις πρέπει η εφαρμογή των D-A D-R να γίνεται με προσοχή ενώ ιδανική θα ήταν η περίπτωση της τροποποίησης τους έτσι ώστε να συμβαδίζουν με τις παραπάνω περιπτώσεις. Αυτό θα επιχειρήσουμε και εδώ.

3.6.1) Τροποποίηση στη θεώρηση τέλειου αερίου και πτητικότητα.

Τα ψυκτικά δεν είναι τέλεια αέρια όπως η μεθανόλη το νερό κτλ. Έτσι ο ατμός αυτών των αερίων έχουν μεγάλες διαφορές από τους υπολογισμούς που τα θεωρούν ως τέλεια. Συνεπώς

λαμβάνοντας υπόψη την πραγματική συμπεριφορά τους αντικαθιστούμε τις πιέσεις στην εξίσωση (3.2) με τις αντίστοιχες πτητικότητες f καταλήγοντας στην (3.18).

$$\varepsilon_r = R \cdot T \cdot \ln\left(\frac{f_o}{f}\right) \dots\dots\dots (3.18)$$

Πτητικότητα (fugacity) f αποτελεί η ιδιότητα ενός αερίου που έχει διαστάσεις πίεσης και φανερώνει την τάση της ουσίας αυτής να προτιμήσει μια από τις τρεις φάσεις της. Αντιστοιχεί στην μερική πίεση ιδανικού αερίου και δίνεται από την εξίσωση (3.19).

$$dG = RT \ln f \dots\dots\dots (3.19)$$

Όπου dG η μεταβολή της ελεύθερης ενθαλπίας Gibbs.

Εισάγοντας στην συνέχεια τον συντελεστή πτητικότητας Φ στην εξίσωση (3.20), όπου \bar{V} ο γραμμομοριακός όγκος του αερίου, μπορούμε να βρούμε μια πιο απλή σχέση την (3.21).

Επισημαίνεται ότι για τέλειο αέριο έχουμε $\Phi=1$.

$$\Phi = \frac{P \cdot \bar{V} - R \cdot T}{P} \dots\dots\dots (3.20)$$

$$f = \Phi \cdot P \dots\dots\dots (3.21)$$

Για πιο γρήγορους υπολογισμούς της πτητικότητας θεωρώντας ότι το Φ είναι σταθερό από 0 έως P μπορούμε να καταλήξουμε στην (3.22) από την οποία λαμβάνουμε την (3.23) τελικά για γρήγορους υπολογισμούς.

$$\frac{f}{P} = e^{\frac{\Phi \cdot P}{R \cdot T}} \dots\dots\dots (3.22)$$

$$f \approx \frac{P^2 \cdot \bar{V}}{R \cdot T} \dots\dots\dots (3.23)$$

Συνιστάτε η χρησιμοποίηση των εξισώσεων (3.20) και (3.21) όπου το \bar{V} μπορούμε να το λάβουμε από μια εξίσωση ισορροπίας πχ. VDW για μια συγκεκριμένη θερμοκρασία και πίεση. Βέβαια όπως θα δούμε στην επόμενη παράγραφο πρέπει να λάβουμε υπόψη και την πολικότητα του αερίου.

3.6.2) Λαμβάνοντας υπόψη την πολικότητα του αερίου.

Η εξίσωση VDW παρόλο που είναι πολύ γνωστή και εύχρηστη δεν λαμβάνει υπόψη την πολικότητα του αερίου συνεπώς πρέπει να χρησιμοποιήσουμε άλλη και η πλέον χρησιμοποιούμενη είναι η Martin-Hou που δίνεται στην εξίσωση (3.24).

$$p = \sum_1^5 \frac{f_i(T)}{(V-b)^i} = \frac{R \cdot T}{V-b} + \frac{A_2 + B_2 T + C_2 \exp(-KT/T_e)}{(V-b)^2} + \frac{A_3 + B_3 T + C_3 \exp(-KT/T_e)}{(V-b)^3} + \frac{A_4}{(V-b)^4} + \frac{A_5 + B_5 T + C_5 \exp(-KT/T_e)}{(V-b)^5} \dots$$

(3.24)

Το σχετικό λάθος της παραπάνω εξίσωσης είναι μικρότερο του 1%. Σε αυτήν βλέπουμε περί τις 11 σταθερές οι οποίες βρίσκονται πειραματικά. Στον Πίνακα 3.3 δίνουμε τιμές για τα σημαντικότερα αέρια όπως και για την μεθανόλη (η τελεία στις τιμές αντιστοιχεί σε κόμμα).

M-H constants	Methanol	Water	Ammonia
$A_2 \times 10^7$	- 1.181884	- 0.7347924	- 0.51407794
$A_3 \times 10^9$	0.9823941	0.3367519	0.25238453
$A_4 \times 10^{10}$	- 4.911565	- 0.6221217	- 0.71432305
$A_5 \times 10^{11}$	- 10.96979	- 0.9647009	- 0.64793943
$B_2 \times 10^4$	0.9605366	0.4867358	0.47427270
$B_3 \times 10^8$	- 5.55264	- 2.162056	- 1.1981187
$B_5 \times 10^8$	41.58169	2.432953	1.1981187
$b \times 10^2$	0.1265582	0.06601304	0.10464551
$C_2 \times 10^8$	- 4.55933	- 2.37388	- 1.1226807
$C_3 \times 10^{10}$	5.609259	1.365615	0.79905689
$C_5 \times 10^{13}$	- 8.947510	- 0.4708418	- 0.40828723
k	5.475	5.475	5.0

Πίνακας 3.3 Τιμές των σταθερών της εξίσωσης (3.24) για τα σημαντικότερα αέρια.

Έχοντας τις σταθερές για την (3.24) μπορούμε πλέον να την αντικαταστήσουμε στην (3.21) και να βελτιώσουμε το μοντέλο της ενέργειας της πιθανότητας απορρόφησης.

Εδώ πρέπει να αναφέρουμε και τις σταθερές για την εξίσωση VDW για την μεθανόλη σε περίπτωση που θέλουμε να κάνουμε ένα συγκριτικό πείραμα.

$$a = 9.649 \left(\frac{l^2 bar}{mol^2} \right) \quad b = 0.06702 \left(\frac{l}{mol} \right)$$

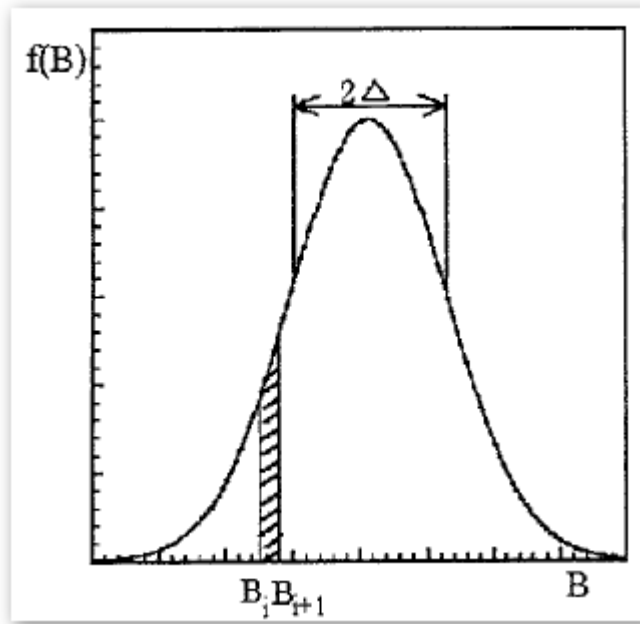
3.6.3) Λαμβάνοντας υπόψη την μη ομοιόμορφη κατανομή των πόρων.

Εδώ θα λάβουμε υπόψη την μη ομοιόμορφη κατανομή των διαμέτρων των πόρων. Αυτή η τυχαία κατανομή στην βιβλιογραφία αναφέρεται ότι μπορεί να παρομοιαστεί με μια κανονική κατανομή Gauss με το μισό μήκος Δ (Stoeckli 1977). Στο Σχήμα 3.2 μπορούμε να δούμε το μήκος αυτό. Έτσι η κατανομή των πόρων μπορεί να συμβολιστεί με $f(B)$ και την εξίσωση (3.25).

$$f(B) = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot \Delta}} \exp\left[-\frac{(B - B_o)^2}{2 \cdot \Delta^2}\right] \dots\dots\dots (3.25)$$

Όπου η B_o είναι μια σταθερά. Αντικαθιστώντας τώρα την παραπάνω στην εξίσωση της συγκέντρωσης $X(T, P)$ (3.13) λαμβάνουμε την (3.26).

$$x = \int_0^{\infty} f(B) \cdot x_{Bo} \cdot \exp(-B \cdot y) dB \dots\dots\dots (3.26)$$



Σχήμα 3.2 Κανονική κατανομή Gauss με το μισό μήκος Δ (Stoeckli 1977).

Όπου y μια σταθερά που δίνεται από την (3.27).

$$y = (T / \beta)^2 \ln^2(f_o / f) \dots\dots\dots (3.27)$$

Το μέγιστο δε ποσό προσρόφησης X_o δίνεται κατά συνέπεια όταν ο εκθέτης στην (3.26) λάβει την μέγιστη τιμή του άρα λαμβάνουμε την (3.28).

$$x_o = \int_0^{\infty} x_{Bo} \cdot f(B) \cdot dB \dots\dots\dots (3.28)$$

Έτσι από τις παραπάνω μπορούμε να πάρουμε μια γενική εξίσωση της συγκέντρωσης του προσροφούμενου στον προσροφητή που θα λαμβάνει υπόψη την τυχαία κατανομή της διαμέτρου των πόρων και θα έχει σαν βάση την κανονική κατανομή Gauss (3.29).

$$x = [x_o \cdot \exp(-B_o \cdot y) \cdot \exp(y^2 \cdot \Delta^2 / 2) \cdot [1 - \text{erf}(z)]] / 2 \dots\dots\dots (3.29)$$

Όπου z μια σταθερά και $\text{erf}(z)$ μια εξίσωση λάθους. Η πρώτη δίνεται από την εξίσωση (3.30) ενώ η δεύτερη μπορεί να βρεθεί πειραματικά.

$$z = (y - B_o / \Delta^2) \cdot \Delta / \sqrt{2} \dots\dots\dots (3.30)$$

Χαρακτηριστικές τιμές των σταθερών της εξίσωσης (3.29) μπορούμε να πάρουμε από τον Πίνακα 3.4

Adsorption pair	x_0 (kg/kg)	$B_0 (\times 10^{-6} \text{K}^{-2})$	$\Delta (\times 10^{-6} \text{K}^{-2})$
YKAC-methanol	0.294	1.033	0.289
SXAC-methanol	0.265	1.273	0.251
Zeolite-water	0.203	1.152	0.310

Πίνακας 3.4 Σταθερές της εξίσωσης (3.29).

3.7) Θερμοδυναμική ανάλυση του βασικού κύκλου προσρόφησης.

3.7.1) Κατάρτιση της εξίσωσης συγκέντρωσης.

Από την θεωρία του Polanyi γνωρίζουμε την (3.31).

$$\varepsilon = R \cdot T \cdot \ln \frac{P_2}{P_1} \dots\dots\dots (3.31)$$

Κατά τα γνωστά όπου P2 η πίεση στην επιφάνεια του προσροφητή που αντιστοιχεί στην πίεση κορεσμού στην συγκεκριμένη θερμοκρασία. Όπου P1 είναι η πίεση του ισοζυγίου του προσροφούμενου ατμού που αντιστοιχεί στην θερμοκρασία κορεσμού T_{sat}. Αντικαθιστώντας στην συνέχεια την (3.31) στην (3.14) έχουμε την (3.32).

$$V(T, P_i) = V_o(P_i) \cdot \exp \left[- \left(\frac{B}{\beta^2} \right) \cdot \left(R \cdot T \cdot \ln \frac{P_2}{P_1} \right)^2 \right] \dots\dots\dots (3.32)$$

Η σχέση μεταξύ πίεσης και θερμοκρασίας μπορεί να παρασταθεί από την εξίσωση Clausius Clapeyron εξίσωση (3.33).

$$\ln P = A - \frac{C}{T} \dots\dots\dots (3.33)$$

Οι σταθερές C και A εξαρτώνται από το προσροφητικό – ψυκτικό.

Τοποθετώντας την (3.33) στην (3.32) λαμβάνουμε την (3.34).

$$V(T, T_{sat}) = V_o(T_{sat}) \cdot \exp \left[- \left(\frac{B}{\beta^2} \right) \cdot \left(\left(\frac{T}{T_{sat}} - 1 \right) \cdot R \cdot C \right)^2 \right] \dots\dots\dots (3.34)$$

Εισάγοντας την πυκνότητα του προσροφητικού ρ(T) η μάζα που προσροφάτε είναι

$$M(T, T_{sat}) = M_o(T_{sat}) \cdot \exp \left[- \left(\frac{B}{\beta^2} \right) \cdot \left(\left(\frac{T}{T_{sat}} - 1 \right) \cdot R \cdot C \right)^2 \right] \dots\dots\dots (3.35)$$

Λαμβάνοντας υπόψη και την υπόθεση Astakhov

$$M(T, T_{sat}) = M_O(T_{sat}) \cdot \exp \left[- \left(\frac{B}{\beta^2} \right) \cdot \left(\left(\frac{T}{T_{sat}} - 1 \right) \cdot R \cdot C \right)^n \right] \dots \dots \dots (3.36)$$

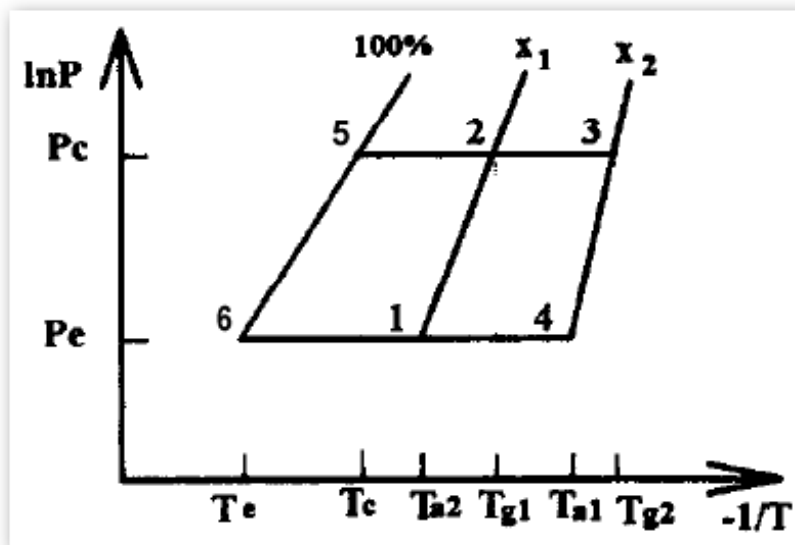
Τέλος ορίζοντας το X για άλλη μια φορά ως (kgf προσροφούμενης μάζας/ kgf προσροφητή) και θεωρώντας την σταθερά της εξίσωσης (3.37) λαμβάνουμε τελικά την πολύ χαρακτηριστική εξίσωση (3.38).

$$k = \left(\frac{B}{\beta^2} \right) R C^n \dots \dots \dots (3.37)$$

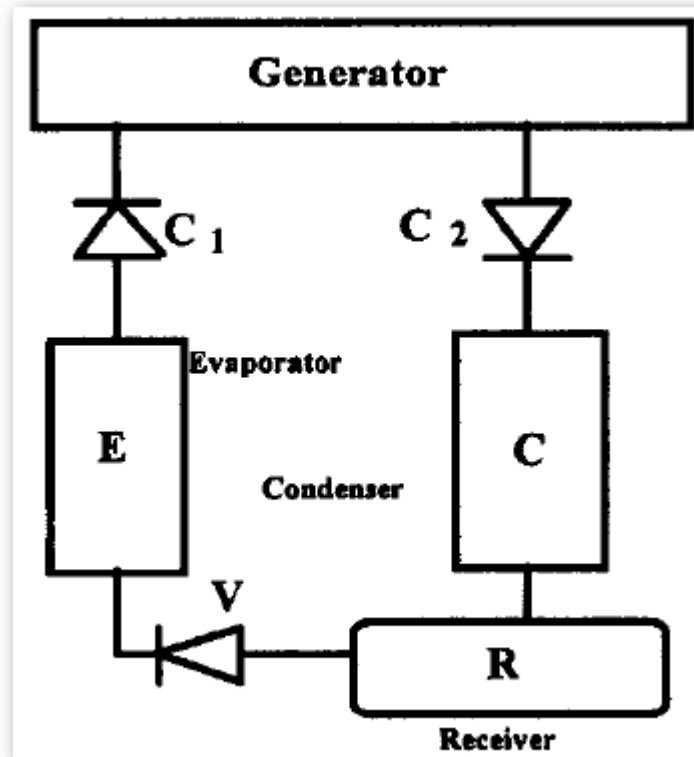
$$x(T, T_{sat}) = x_O(T_{sat}) \cdot \exp \left[- k \cdot \left(\frac{T}{T_{sat}} - 1 \right)^n \right] \dots \dots \dots (3.38)$$

3.7.2) Περιγραφή των μεταβολών.

Έχοντας δημιουργήσει την επιθυμητή εξίσωση που μας χρειάζεται για να ορίσουμε τα σημεία του κύκλου μας μπορούμε να περιγράψουμε τον βασικό κύκλο ψύξεως με προσρόφησης με είσοδο ηλιακής ενέργειας. Είθισται οι μεταβολές να παρουσιάζονται σε διάγραμμα P-T-X γιατί αυτό δίνει καλύτερη εποπτεία της μεταβολής. Στο Σχήμα3.3 βλέπουμε το κλασικό αυτό διάγραμμα.



Σχήμα 3.3 Βασικός κύκλος ψύξεως με προσρόφηση με είσοδο ηλιακής ενέργειας. Αυτός απαρτίζεται από έναν συμπυκνωτή (condenser), έναν ατμοποιητή (evaporator), μια στραγγαλιστική βαλβίδα (throttle valve) και τον αναγεννητή (generator) τα οποία φαίνονται στο Σχήμα3.4.



Σχήμα 3.4 Λειτουργική διάταξη βασικού κύκλου.

Αποσαφηνίζοντας το Σχήμα 3.3 – 3.4:

- P_c T_c πίεση και θερμοκρασία συμπύκνωσης.
- P_e T_e πίεση και θερμοκρασία ατμοποίησης.
- T_{a1} T_{a2} θερμοκρασίες στην αρχή και στο τέλος της προσρόφησης.
- T_{g1} T_{g2} θερμοκρασίες στην αρχή και στο τέλος της απομάκρυνσης.
- $X1$ συγκέντρωση στο τέλος της προσρόφησης και στην αρχή της απομάκρυνσης.
- $X2$ συγκέντρωση στο τέλος της απομάκρυνσης και στην αρχή της προσρόφησης $X2 < X1$.
- $C1$ $C2$ βαλβίδες που επιτρέπουν την είσοδο και την έξοδο αντίστοιχα του αέριου ψυκτικού μέσου (μεθανόλης) από και προς τον αναγεννητή.
- V στραγγαλιστική βαλβίδα.
- Receiver δοχείο στο οποίο αποβάλλουμε την θερμότητα από τον συμπυκνωτή, θα μπορούσαμε κάλλιστα να τον παραλείψουμε στο σχήμα και να τον θεωρήσουμε ενσωματωμένο στον συμπυκνωτή.
- Generator ο αναγεννητής ο οποίος περιέχει την τράπεζα προσρόφησης (adsorption bed).

Στη συνέχεια θα περιγράψουμε τις μεταβολές στο Σχήμα 3.3.

Κύκλος Αναγεννητή – Τράπεζας προσρόφησης - Προσροφητή

Στάδιο Θέρμανσης

- Μεταβολή 1-2: Έχουμε άνοδο της πίεσης την οποία στα κλασσικά συστήματα ψύξης πετυχαίνουμε με τον μηχανικό συμπιεστή. Εδώ οι βαλβίδες C1 και C2 του Σχήματος 3.4 είναι κλειστές και ο αναγεννητής πλούσιος σε προσροφητικό δέχεται θερμότητα που προέρχεται από τους ηλιακούς συλλέκτες. Ως εκ τούτου έχουμε άνοδο της θερμοκρασίας και συνεπώς της πίεσης μέσα στο κλειστό δοχείο. Η μεταβολή είναι προφανώς ισόογκη και συνεχίζεται μέχρι το σημείο 2 κάτω όριο θερμοκρασίας απομάκρυνσης.
- Μεταβολή 2-3: Η βαλβίδα C2 ανοίγει ενώ συνεχίζεται η θέρμανση του αναγεννητή από τον ηλιακό συλλέκτη. Το αποτέλεσμα αυτής της διαδικασίας είναι η άνοδος της θερμοκρασίας της τράπεζας που από το σημείο 2 και μέχρι το σημείο 3 απομακρύνει προσροφητικό, ενώ η πίεση παραμένει σταθερή λόγω της C2 και συμβατικά ίση με την πίεση του συμπυκνωτή. Στο σημείο 3 η τράπεζα έχει αποβάλλει όσο προσροφητικό ήταν δυνατό (μια ελάχιστη ποσότητα παραμένει πάντα σε αυτό) και η βαλβίδα C2 ξανακλείνει. Επισημαίνεται ότι η απομάκρυνση είναι ισχυρά ενδόθερμη για αυτό άλλωστε και θερμαίνουμε.

Στάδιο Ψύξης

- Μεταβολή 3-4: Ο αναγεννητής έχοντας πάρα πολύ μικρή συγκέντρωση σε προσροφητικό ψύχεται από μια πηγή χαμηλότερης προφανώς θερμοκρασίας από αυτόν πχ. βραδινός αέρας ή ρεύμα υγρού δεξαμενής, ισόογκα μέχρι το σημείο 4. Στο σημείο 4 έχει φθάσει ελάχιστη θερμοκρασία στην οποία μπορεί να αρχίσει η προσρόφηση Ta1. τότε η βαλβίδα C1 ανοίγει.
- Μεταβολή 4-1: Η ψύξη δεν σταματά και λόγω της ανοιχτής C1 η συγκεκριμένη μεταβολή είναι ισόθλιπη υπό Pe. Η ανοιχτή C1 όμως επιτρέπει και στο υγρό ψυκτικό που υπάρχει στον ατμοποιητή να ατμοποιηθεί, με αποτέλεσμα την παραγωγή του ψυκτικού αποτελέσματος, λόγω της έλξης του από την τράπεζα. Αυτό συμβαίνει διότι η προσρόφηση είναι ισχυρά εξώθερμη. Στο σημείο 1 η ψύξη σταματά και έχουμε την μέγιστη δυνατή προσρόφηση που μπορούμε να επιτύχουμε. Φθάνοντας στο σημείο 1 ο κύκλος ξαναρχίζει από την αρχή.

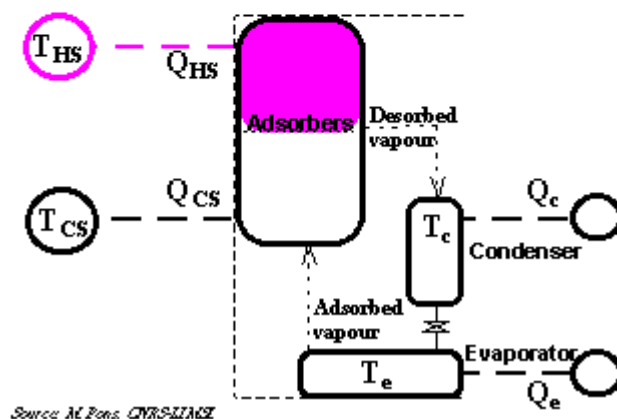
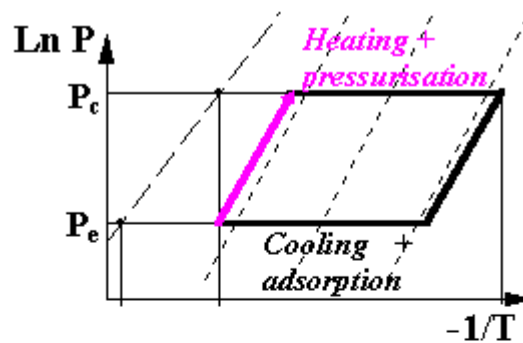
Κύκλος Προσροφούμενου – Ψυκτικού – Εργαζόμενου μέσου.

- Μεταβολή 2-5: Το εργαζόμενο μέσο σε αυτήν την μεταβολή αποβάλλει την λανθάνουσα θερμότητα του στον συμπυκνωτή μέσω του αποδέκτη receiver και φτάνει στο τελικό σημείο 5 όπου και θεωρούμε σταθερή θερμοκρασία συμπυκνωτή Tc. Εκεί έχουμε 100% υγρό ψυκτικό όπου είναι έτοιμο να εξέλθει προς την στραγγαλιστική βαλβίδα.
- Μεταβολή 5-6: Το εργαζόμενο μέσο εξερχόμενο από τον συμπυκνωτή και διερχόμενο από την στραγγαλιστική βαλβίδα υποβιβάζει την πίεση του από Pc σε Pe.

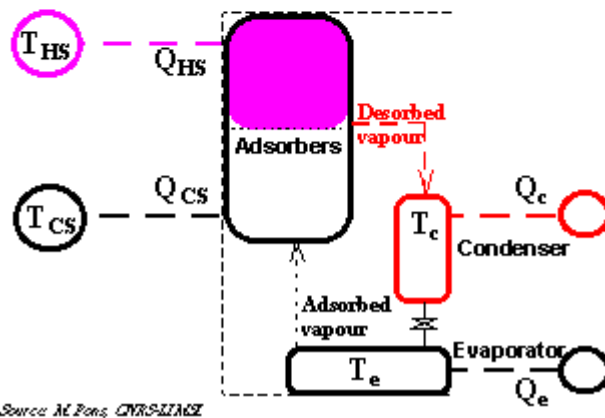
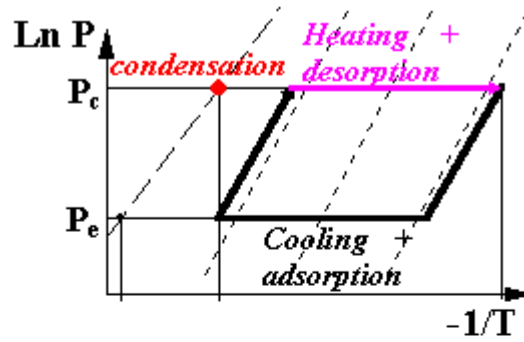
- Μεταβολή 6-1: Το εργαζόμενο μέσο ανεβάζει την θερμοκρασία του στον ατμοποιητή λαμβάνοντας θερμοκρασία από τον ψυκτικό θάλαμο και ως εκτούτου παράγει το ψυκτικό αποτέλεσμα μέχρι το σημείο 1.

Περαιτέρω ανάλυση.

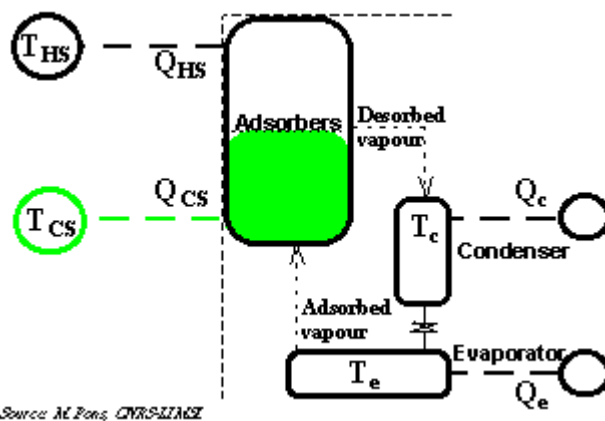
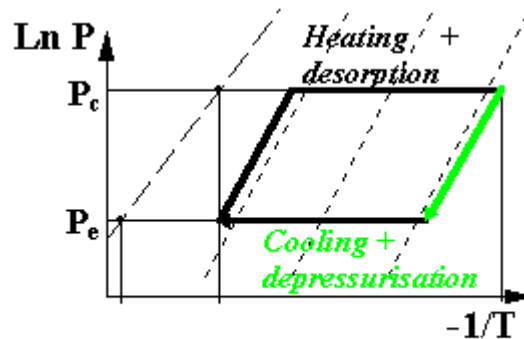
Παρατηρούμε ότι ενώ θεωρούμε ένα κύκλο έχουμε δύο διαφορετικές διαδρομές, μία του προσροφούμενου και μία του προσροφητή. Αυτές λαμβάνουν χώρα ταυτόχρονα και θεωρούνται σαν μια ενιαία διαδικασία στην βιβλιογραφία. Η μόνη μεταβολή με της ίδιες συνθήκες είναι η 1-2 όπως φαίνεται και από το Σχήμα3.3. Παρόλα αυτά δεν πρέπει να νομίζουμε ότι προσροφητής και προσροφούμενο δρουν σε διαφορετικό χώρο ανεξάρτητα το ένα από το άλλο, δρουν κάθε χρονική στιγμή μαζί αλλά σε διαφορετικές συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας, για αυτό και οι διαφορετικές θέσεις στους στο διάγραμμα, που θα υλοποιήσουν τελικά το προσροφητικό κύκλο. Οι μεταβολές του ψυκτικού συνήθως παραλείπονται κατά το σχεδιασμό του κύκλου στο P-T-X μιας και το περισσότερο βάρος δίνεται στον προσροφητή. Σχηματικά μπορούμε να κατανοήσουμε τις μεταβολές καλύτερα από τα Σχήματα3.5,6,7,8.



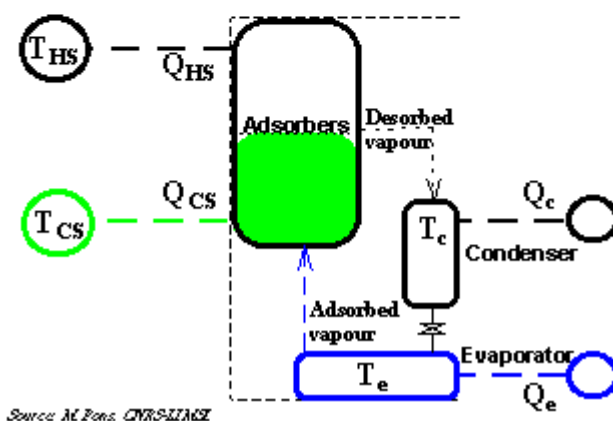
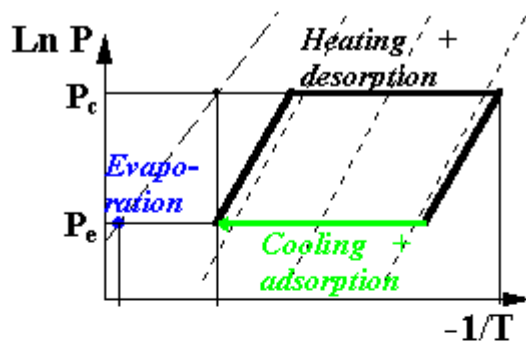
Σχήμα 3.5 Μεταβολή 1-2



Σχήμα 3.6 Μεταβολή 2-3 (Μεταβολή 2-5)



Σχήμα 3.7 Μεταβολή 3-4 (Μεταβολή 5-6)



Source: M. Pons, CNRS-UMRI

Σχήμα 3.8 Μεταβολή 4-1 (Μεταβολή 6-1)

3.7.3) Υπολογισμός των θερμοκρασιών T_{a1} T_{g1}.

Θεωρούμε ότι οι συγκεντρώσεις του προσροφητικού είναι οι ίδιες στα σημεία a2 – g2 όπως και g2 – a1 λόγω διατήρησης της μάζας του προσροφητικού, έτσι μπορούμε να γράψουμε την (3.39).

$$x(T_{g1}, T_c) = x(T_{a2}, T_2)$$

$$x(T_{g2}, T_c) = x(T_{a1}, T_2) \dots \dots \dots (3.39)$$

Αντικαθιστώντας τις παραπάνω ισότητες στην (3.38) έχουμε την (3.40).

$$T_{g1} = T_c \cdot \left[1 + n \sqrt[n]{\left(\frac{T_{a2}}{T_c} - 1 \right)^n - \frac{1}{k} \cdot \ln \frac{x_o(T_e)}{x_o(T_c)}} \right]$$

$$T_{a1} = T_e \cdot \left[1 + n \sqrt[n]{\left(\frac{T_{g2}}{T_c} - 1 \right)^n - \frac{1}{k} \cdot \ln \frac{x_o(T_c)}{x_o(T_e)}} \right] \dots \dots \dots (3.40)$$

3.7.4) Υπολογισμός της λανθάνουσας θερμότητας προσρόφησης - απομάκρυνσης.

Η λανθάνουσα θερμότητα προσρόφηση μπορεί να γραφτεί h_a και απομάκρυνσης h_d . Μπορούν να βρεθούν άμεσα από την εξίσωση Clausius – Clapeyron (3.41).

$$\left[\frac{d}{dt}(\ln P) \right]_{x=const} = \frac{h}{R \cdot T^2} \dots \dots \dots (3.41)$$

Λύνοντας την (3.38) ως προς την θερμοκρασία κορεσμού T_{sat} έχουμε την (3.42)

$$\frac{1}{T_{sat}} = \frac{1}{T} \left[\left(\frac{\ln x_o(T_{sat}) - \ln x(T, T_{sat})}{k} \right)^{\frac{1}{n}} + 1 \right] \dots \dots \dots (3.42)$$

Αντικαθιστώντας την (3.42) στην (3.33) έχουμε την (3.43)

$$\ln P = A - \frac{C}{T} \left[\left(\frac{\ln x_o(T_{sat}) - \ln x(T, T_{sat})}{k} \right)^{\frac{1}{n}} + 1 \right] \dots \dots \dots (3.43)$$

Παραγωγίζοντας την (3.43) ως προς T έχουμε την (3.44)

$$\left[\frac{d}{dt}(\ln P) \right]_{x=const} \approx \frac{C}{T^2} \left[\left(\frac{\ln x_o(T_{sat}) - \ln x(T, T_{sat})}{k} \right)^{\frac{1}{n}} + 1 \right] = \frac{C}{T_{sat} \cdot T} \dots \dots \dots (3.44)$$

Εξισώνοντας την (3.44) με την (3.41) έχουμε τις λανθάνουσες θερμότητες (3.45,6)

$$h_a(T, T_e) = R \cdot C \cdot \frac{T}{T_e} \dots \dots \dots (3.45)$$

$$h_d(T, T_c) = -R \cdot C \cdot \frac{T}{T_c} \dots \dots \dots (3.46)$$

Στην (3.46) το μείον δείχνει ότι οι δύο μεταβολές είναι αντίθετες. Έτσι οι συνολικές θερμότητας προσρόφησης και απομάκρυνσης μπορούν να δοθούν ολοκληρώνοντας τις παραπάνω και πολλαπλασιάζοντας με την μάζα του προσροφητή m_I (3.47).

$$H_a = \int_{T_{a1}}^{T_{a2}} h_a m_1 \frac{\partial x(T, T_e)}{\partial T} dT$$

$$H_d = \int_{T_{d1}}^{T_{d2}} h_d m_1 \frac{\partial x(T, T_c)}{\partial T} dT \dots \dots \dots (3.47)$$

3.7.5) Υπολογισμός των αισθητών θερμοκρασιών.

Σε αυτήν την παράγραφο θεωρούμε τον προσροφητή και τον αναγεννητή σαν δύο διαφορετικά τμήματα αν και στην περιγραφή των κύκλων τα θεωρήσαμε σαν ένα. Αυτό έγινε γιατί ο αναγεννητής ουσιαστικά είναι το ένα σύνολο που απαρτίζεται από την προσροφητική τράπεζα (προσροφητή, διάφορες επικαλύψεις και ελάσματα μέσα σε αυτόν) και το ίδιο το υλικό που φέρει την τράπεζα και δημιουργεί τον χώρο μέσα στον οποίο θα δράσει το προσροφητικό. Συνεπώς ενώ στην μελέτη του κύκλου δρα σαν σύνολο, στην έρευνα για τον υπολογισμό των συναλλασσόμενων θερμοτήτων πρέπει να λάβουμε υπόψη και την θερμότητα που συναλλάσσει και το ίδιο το υλικό του αναγεννητή.

Αισθητή θερμοκρασία προσροφητή

Δίνεται από την εξίσωση (3.48) όπου $c_1(T)$ η ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερό όγκο προφανώς του προσροφητή.

$$Q_1 = \int_{T_{a2}}^{T_{g2}} c_1(T) \cdot m_1 \cdot dT \dots\dots\dots (3.48)$$

Αισθητή θερμοκρασία αναγεννητή

Δίνεται από την εξίσωση (3.49) όπου $c_2(T)$ η ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερό όγκο προφανώς του αναγεννητή και m_2 η μάζα του αναγεννητή.

$$Q_2 = \int_{T_{a2}}^{T_{g2}} c_2(T) \cdot m_2 \cdot dT \dots\dots\dots (3.49)$$

Αισθητή θερμοκρασία κατά τη διάρκεια της θέρμανσης

Δίνεται από την εξίσωση (3.50) όπου $c_{v3}(T)$ $c_{p3}(T)$ η ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερό όγκο και πίεση αντίστοιχα προφανώς του ψυκτικού μέσου.

$$Q_{d3} = \int_{T_{a2}}^{T_{g1}} M_1 \cdot x_1 \cdot c_{v3}(T) \cdot dT + \int_{T_{g1}}^{T_{g2}} m_1 \cdot c_{p3}(T) \cdot x(T, T_C) \cdot dT \dots\dots\dots (3.50)$$

Αισθητή θερμοκρασία κατά τη διάρκεια της ψύξης

$$Q_{a3} = \int_{T_{a1}}^{T_{g2}} m_1 \cdot x_2 \cdot c_{v3}(T) \cdot dT - \int_{T_{g1}}^{T_{g2}} m_1 \cdot (T_e - T) \cdot c_{pg3}(T) \cdot \frac{\partial x(T, T_e)}{\partial T} \cdot dT +$$

$$+ \int_{T_{a1}}^{T_{a2}} m_1 \cdot c_{p3}(T) \cdot (T_{a2} - T) \cdot \frac{\partial x(T, T_e)}{\partial T} \cdot dT \dots\dots\dots (3.51)$$

όπου

$$x_2 = x(T_{g2}, T_C) \dots\dots\dots (3.52)$$

3.7.6) Υπολογισμός της θερμότητας στα επιμέρους τμήματα και COP.

Ο υπολογισμός της προσφερόμενης ψυκτικής χωρητικότητας ή αλλιώς ψυκτικής ισχύος προσδιορίζεται από την ανταλλασόμενη θερμότητα στον ατμοποιητή.

Ανταλλασόμενη θερμότητα στον ατμοποιητή- Ψυκτική ικανότητα

$$Q_4 = m_1 \cdot (x_1 - x_2) \cdot L_3(T_2) + \int_{T_c}^{T_e} m_1 \cdot c_{v3}(T) \cdot (x_1 - x_2) \cdot dT \dots\dots\dots (3.53)$$

Όπου $L(T)$ είναι η λανθάνουσα θερμότητα του ψυκτικού που εξαρτάται από την θερμοκρασία του T .

Ανταλλασόμενη θερμότητα στον συμπυκνωτή

$$Q_5 = \int_{T_{g2}}^{T_{g1}} m_1 \cdot c_{pg3}(T) \cdot (T_c - T) \cdot \frac{\partial x(T, T_c)}{\partial T} \cdot dT + m_1 \cdot (x_1 - x_2) \cdot L_3(T_c) \dots\dots\dots (3.54)$$

Συντελεστής απόδοσης ψυκτικής μηχανής

$$COP = \frac{Q_{ref}}{Q_1 + Q_2 + Q_{d3} + H_d} \dots\dots\dots (3.55)$$

Όπου $Q_{ref} = Q_4$

Δυνατότητα θερμικής άντλησης

$$Q_{pump} = Q_1 + Q_2 + Q_{a3} + H_a + Q_5 \dots\dots\dots (3.56)$$

3.8) Κύκλοι υλοποίησης της προσρόφησης.

Ο ψυκτικός κύκλος με προσρόφηση μπορεί να υλοποιηθεί με διάφορους τρόπους και μάλιστα αρκετούς. Σχεδόν όλοι θα αναφερθούν σε μετέπειτα κεφάλαια αναλυτικά και σε βάθος. Οι διαφορές τους έγκειται κυρίως στον τρόπο με τον οποίο θα πετύχουμε την θέρμανση και ψύξη της προσροφητικής τράπεζας, στο αν υπάρχει αναθέρμανση, αν υπάρχει ανάκτηση μάζας και άρα θερμότητας, αν έχουμε δώσει βαρύτητα στην μείωση της πολύ δαπανηρής από πλευράς απωλειών θερμικής σύζευξης κ.τ.λ Σε αυτήν την παράγραφο θα περιοριστούμε μόνο στην αναφορά των κύκλων αυτών με σκοπό την οριοθέτηση του πεδίου στο οποίο θα κινηθούμε.

- Βασικός – απλός κύκλος.
- Κύκλος με ανάκτηση μάζας άρα και θερμότητας (mass recovery cycle).
- Πολυβάθμιος κύκλος (multistage cycle).
- Κλιμακωτός κύκλος (cascade cycle).
- Κύκλος Κύματος – Αναγέννησης (thermal wave cycle).
- Υβριδικοί και νέοι κύκλοι.

4. ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΜΕΘΟΔΩΝ ΨΥΞΗΣ **ΑΠΟΡΡΟΦΗΣΗ & ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗΣ.**

3.1) Συγκριτικά στοιχεία και διαφορές.

Σε αυτό το κεφάλαιο θα συγκεντρώσουμε τα αρνητικά και τα θετικά των δύο μεθόδων και θα αναφέρουμε τα πεδία εφαρμογή τους. Παρόλο που οι διαφορές τους είναι πολύ μεγάλες βασίζονται επάνω στις ίδιες αρχές. Η δε σύγκριση που θα ακολουθήσει είναι ένα ουσιαστικό εργαλείο που μας δίνει την άμεση δυνατότητα επιλογής της κατάλληλης διάταξης σε κάθε περίπτωση. Διακρίνουμε λοιπόν τα εξής:

- Μια βασική διαφορά τους έγκειται στην ίδια αρχή λειτουργίας τους. Και οι δύο τρόποι υλοποιούν την διαφορά πίεσης με μια τρίτη ουσία, όμως στην απορρόφηση έχουμε την διάλυση αυτής μέσα στον διαλύτη (απορροφητικό) χαρακτηριστικά σαν το γάλα μέσα στο καφέ, ενώ στην προσρόφηση έχουμε την μετακίνηση αυτής μέσα στον προσροφητή χαρακτηριστικά όπως το νερό μέσα στο σφουγγάρι.
- Στην απορρόφηση και οι δύο ουσίες είναι σε υγρή αρχική φάση, ενώ στην προσρόφηση η μία ουσία είναι στερεή (προσροφητής).
- Για να λειτουργήσει ένας κύκλος απορρόφησης χρειάζεται πηγή θερμότητας άνω των 100-200C ενώ ένας κύκλος προσρόφησης εργάζεται με πηγή θερμότητας άνω των 50C όπως έχει αναφερθεί και στην βιβλιογραφία.
- Αποτέλεσμα της προηγούμενης διαφοράς είναι και μια άλλη σαν επακόλουθο ότι ο κύκλος απορρόφησης είναι σχεδόν αδύνατο να εργαστεί με απλούς επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες. Στην βιβλιογραφία αναφέρεται ότι κύκλος απορρόφησης έχει εργαστεί επιτυχώς με συγκεντρωτικούς συλλέκτες. Επακόλουθο του παραπάνω είναι ότι το αρχικό κόστος κτίσης απορροφητικής μηχανής με χρήση ηλιακών συλλεκτών είναι πολύ μεγαλύτερο μιας παρόμοιας μηχανής προσρόφησης.
- Αντίθετα με το κάτω όριο λειτουργίας τα πράγματα είναι διαφορετικά στο άνω όριο. Οι απορροφητικές μηχανές όσο ανεβαίνει η θερμοκρασία εισόδου σε αυτές τόσο μεγαλώνει και η απόδοσή τους. Δεν συμβαίνει όμως το ίδιο και για τις προσροφητικές μηχανές, με την άνοδο της θερμοκρασίας εισόδου πέρα από ένα όριο εμφανίζονται μη αντιστρεπτά και μάλιστα καταστροφικά προβλήματα (βέβαια πάντα υπάρχει εξάρτηση από το ζεύγος). Π.χ ο κύκλος Ενεργού άνθρακα – Μεθανόλης με θερμοκρασία εισόδου πέρα των 120C μετατρέπει την μεθανόλη σε μεθυλ-αιθέρα κτλ με αποτέλεσμα την καταστροφή του ψυκτικού. Ως εκτούτου έχουμε και την δημιουργία ουσιών βλαβερών για τον άνθρωπο και τους επιμέρους μηχανισμούς.
- Οι προσροφητικοί κύκλοι μπορούν να λειτουργήσουν εξολοκλήρου χωρίς ηλεκτρική ενέργεια ενώ οι απορροφητικοί κύκλοι θα χρειαστούν ένα μικρό κομμάτι για τις αντλίες κυκλοφορίας των διαλυμάτων.

- Οι προσροφητικοί κύκλοι δύναται να πραγματοποιήσουν μεγαλύτερες θερμοκρασιακές διαφορές από ότι οι απορροφητικοί κύκλοι.
- Ένα πολύ μεγάλο μειονέκτημα των απορροφητικών κύκλων είναι η ανάγκη ύπαρξης ψυκτικού πύργου ή υγρού ψυκτικού μέσου ενώ κάτι τέτοιο στους προσροφητικούς κύκλους δεν είναι απαραίτητο.
- Οι προσροφητικοί κύκλοι έχουν πολύ μεγαλύτερο κόστος κτήσης και συνήθως μικρότερο λειτουργικό. Με τους απορροφητικούς συμβαίνει το αντίθετο.
- Ένα πολύ μεγάλο μειονέκτημα των προσροφητικών το οποίο είναι και ο βασικός παράγοντας αποκλεισμού τους σήμερα από το εμπόριο είναι ο πολύ χαμηλός βαθμός απόδοσης τους που κυμαίνεται για τους απλούς κύκλους γύρω στο 0.1. Για τους απορροφητικούς κύκλους τα πράγματα είναι σαφώς καλύτερα μιας και βρίσκονται γύρω στο 0.6 πάντα σε γενικές γραμμές.
- Οι απορροφητικές μηχανές είναι πιο ευεπηρεάστες στις διακυμάνσεις της θερμοκρασίας εισόδου από τις προσροφητικές, όπως και απαιτούν αυστηρή ρύθμιση και τήρηση των πιέσεων λειτουργίας των δοχείων τους.
- Και οι δύο κύκλοι έχουν την δυσκολία της μη εύκολης κατανόησης των κύκλων και των διεργασιών τους, δυνατότητα εισόδου ενέργειας από ΑΠΕ καθώς και από κατάλληλες πηγές που αποβάλλουν θερμότητα και σχεδόν μηδενική ανάγκη ηλεκτρικής ενέργειας. Αυτό σημαίνει ότι μπορούν να δραστηριοποιηθούν σε χώρες που αναπτύσσονται τεχνολογικά και βιομηχανικά, σε περιοχές που δεν καλύπτονται από ηλεκτρικό δίκτυο και σε περιοχές πολύ ρυπογόνες που δεν μπορούν να αντέξουν περαιτέρω αύξηση των ρύπων όπως μεγάλα αστικά κέντρα. Είναι μηχανές γενικά εύκολες στην κατασκευή - χρήση τους, χρειάζονται ελάχιστη συντήρηση και μπορούν να παραχθούν χωρίς δυσκολία μαζικά. Επίσης κύριο ατού τους είναι η μηδενική εκπομπή CO₂ ενώσεων αζώτου και άλλων βλαβερών ουσιών, ενώ και το εργαζόμενο μέσο τους είναι φιλικό προς το περιβάλλον.

5. ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ - **ΕΜΒΑΘΥΝΣΗ.**

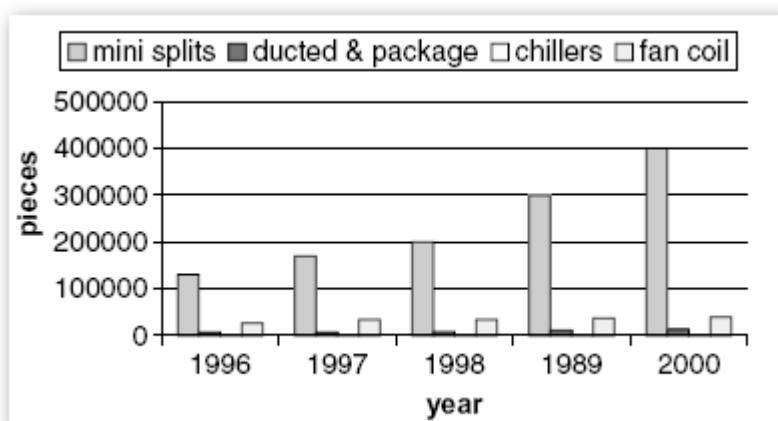
5.1) Ελληνικά δεδομένα.

Στην Ελλάδα κατά τη διάρκεια του καλοκαιριού η ζήτηση ηλεκτρικής ενέργειας αυξάνει κυρίως λόγω της χρήσης κλιματιστικών μηχανών. Αυτή η χρήση είναι μεν λογική αλλά και πηγή πολλών προβλημάτων για την τοπική κοινωνία, την ενεργειακή και οικονομική πολιτική ενός τόπου. Αυτά τα μέγιστα καλύπτονται κυρίως από μονάδες αεριοστροβίλων που η χρήση τους είναι αντιοικονομική και ρυπαρή ενώ και ο χρόνος ζωής τους είναι περιορισμένος με αποτέλεσμα την συχνή αλλαγή τους. Πρέπει να πούμε ότι το πρόβλημα αυτό αυξάνει κατά πολύ τα ξηρά έτη όπου τα υδροηλεκτρικά εργοστάσια παραγωγής ενέργειας θέτονται πολλούς μήνες εκτός λειτουργίας. Αντιλαμβανόμαστε συνεπώς το μεγάλο οικονομικό κόστος που έρχεται να καλύψει ο πολίτης το οποίο και δυσανάλογο θα είναι με την κατανάλωση του και υπερβολικά μεγάλο. Λύση σε αυτό το πρόβλημα μπορούν να δώσουν ηλιακές ψυκτικές μηχανές οι οποίες θα αντικαταστήσουν τα ηλεκτρικά οδηγούμενα κλιματιστικά.

5.1.1) Ψυκτική ζήτηση στην Ελλάδα.

Στη χώρα μας η θερμοκρασία περιβάλλοντος έχει άμεσο αντίκτυπο στην ενεργειακή ζήτηση. Έρευνες έχουν δείξει ότι αυξάνει κατά 3-4% κάθε χρόνο το οποίο αντιστοιχεί σε κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας περίπου 1000GWh και συνεπώς απαιτεί την εγκατάσταση ενός νέου εργοστασίου ηλεκτρικής ενέργειας των 300MW κάθε 18-24 μήνες. Από αυτήν την αύξηση το 7% αντιστοιχεί σε ψύξη και θέρμανση όμως σε αυτό το ποσοστό οφείλεται το 29% των εκπομπών CO₂. Το 1970 οι εκπομπές CO₂ ήταν 22 εκατομμύρια τόνοι ενώ μέχρι το τέλος του 1990 έφτασαν τα 83 εκατομμύρια. Οι πωλήσεις των mini-split μέσα στο διάστημα 96-2000 τριπλασιάστηκαν

Σχήμα5.1.



Σχήμα 5.1 Αύξηση των πωλήσεων mini-split σε μια 4ετία.

Τα πιο πολλά δε κτιριακά συγκροτήματα ψύχονται από τους κλασσικούς μηχανικούς συμπιεστές συμπιέσεως ατμού. Η δε θερμοκρασία περιβάλλοντος συμβαδίζει με την ζήτηση για

ψύξη συνεπώς η φιλοσοφία υιοθέτησης ηλιακών ψυκτικών μηχανών είναι μια πολύ δελεαστική πρόταση.

5.1.2) Συνθήκες στην αγορά για ηλιακά συστήματα ψύξεως.

Προς το παρόν μόνο η μεγάλης κλίμακας απολιθωμένων καυσίμων παραγωγή ενέργειας είναι πιο φθηνή από τις διαθέσιμες ηλιακές εναλλακτικές. Όμως η παραπάνω παραγωγή ενέργειας έχει φτάσει το όριο ωριμότητας της και δεν μπορούμε να αναμένουμε σημαντικές βελτιώσεις άρα και μείωση του κόστους ενέργειας. Τουναντίον λόγω μείωσης των αποθεμάτων των ορυκτών καυσίμων μόνο αύξηση μπορούμε να προσδοκάμε.

Παρόλο έτσι το μεγάλο εμπορικό πεδίο που όπως βλέπουμε μπορούν να προσδοκούν οι ηλιακές μηχανές ψύξεως δεν είναι ακόμα έτοιμες να ανταγωνιστούν κατά μέτωπο τις ηλεκτρικές μηχανές ψύξεως. Το μεγάλο κόστος κτίσης τους σε συνάρτηση με τον μικρό βαθμό απόδοσης τους περιορίζει τις πιθανότητες τους για ευρεία εξάπλωση προς το παρόν. Χαμηλώνοντας το κόστος των επιμέρους εξαρτημάτων και βελτιώνοντας την απόδοσή τους θα άλλαζε δραματικά την κατάσταση υπέρ τους. Έτσι παρόλο που οι στόχοι που πρέπει να επιτευχθούν είναι σταθερά ορισμένοι παραμένει δύσκολο το ερώτημα για το πότε οι μηχανές αυτές θα είναι έτοιμες να εισέλθουν στην αγορά.

5.1.3) Οικονομική εκτίμηση των ηλιακών συστημάτων ψύξεως στην Ελλάδα.

Υπάρχει ακόμα η ανάγκη για επιχορήγηση ώστε να διασφαλιστεί η αποτελεσματική είσοδος των ψυκτικών ηλιακών μηχανών. Κρίσιμη παράγοντες που θα οδηγήσουν στην εξάπλωση των μηχανών αυτών είναι η οικονομική προσβασιμότητα και η τεχνολογική ωριμότητα. Το πρώτο εξαρτάται από πολλούς παράγοντες όπως η νομοθεσία, οι κρατικές οδηγίες και η ενεργειακή πολιτική της χώρας. Στην Ελλάδα το οικονομικό πλαίσιο για παρόμοιες επενδύσεις βασίζεται σε:

- Σε οικονομικά κίνητρα για την αγορά ηλιακών συλλεκτών.
- Σε οικονομικά κίνητρα για επενδύσεις σε συστήματα ηλιακής ενέργειας.
- Επιχορηγήσεις για επενδύσεις σε τεχνολογίες εξοικονόμησης ενέργειας.

Γνωστό είναι άλλωστε ότι παρόμοιες επενδύσεις χαρακτηρίζονται από μεγάλη αρχική επένδυση και μικρά λειτουργικά έξοδα. Ως εκτούτου το βασικό οικονομικό πρόβλημα είναι η σύγκριση της αρχικής επένδυσης με τις μελλοντικές αποταμιεύσεις. Κλασικά κριτήρια για όλες γενικά τις ΑΠΕ όπως υδροηλεκτρικά έργα, αιολικές μηχανές κ.τ.λ είναι δύο τα οποία θα χρησιμοποιήσουμε και εμείς:

- Ο χρόνος αποπληρωμής (Payback time) εξίσωση (5.1).

- Η καθαρή παρούσα αξία NPV (Net present value) εξίσωση (5.2).

$$PB = \frac{\log\left[\frac{C}{E} \frac{i}{100} + 1\right]}{\log\left(1 + \frac{i}{100}\right)} \dots\dots\dots (5.1)$$

Όπου C το αρχικό κόστος εγκατάστασης, i επιτόκιο, E εξοικονόμηση χρημάτων σε ευρώ ανά χρόνο από την εγκατάσταση σε σχέση με την ηλεκτρική ενέργεια ισούται με το κόστος ηλεκτρικής ενέργειας – κόστος ενέργειας από τα ηλιακά.

$$NPV = Y \cdot \frac{1}{r-i} \cdot \left[1 - \frac{1+i}{1+r}\right]^l - C \dots\dots\dots (5.2)$$

Όπου Y όφελος ανά χρόνο σε ευρώ, l χρόνος ζωής σε έτη, C κόστος εγκατεστημένου εξοπλισμού. Παρακάτω θα θεωρήσουμε δεδομένα για τον Ελλαδικό χώρο ώστε να μπορέσουμε να βγάλουμε συμπεράσματα για την οικονομική τους βιωσιμότητα, έτσι έχουμε:

- Κόστος συντήρησης: 4% για τις συμβατικές μορφές ενέργειας, 0.1% για τα ηλιακά. Ποσοστά επί του αρχικού κεφαλαίου.
- Κόστος λειτουργίας: 80 ευρώ/έτος
- Χρόνος ζωής: 15 έτη.
- Κόστος εγκατάστασης: 12% του αρχικού κεφαλαίου.
- Κόστος ενέργειας: Ηλεκτρικής 0.099 ευρώ/kWh, Αερίου 0.358 ίου 0.358 ευρώ/m³
- Επιτόκιο: 2%
- Έκπτωση του εμπορίου επί του αρχικού κεφαλαίου αγοράς: 3%
- Κόστος επίπεδου ηλιακού συλλέκτη: 171 ευρώ/m²
- Κόστος ψύκτη προσρόφησης: 1000 ευρώ/kW ψυκτικής ισχύος.
- Κρατική επιχορήγηση: 40% του αρχικού κεφαλαίου επένδυσης.

Ελέχθησαν δύο περιοχές, η Αθήνα και η Κρήτη. Τα στοιχεία θερμικών φορτίων, συλλεκτών κ.τ.λ μπορούν να συγκεντρωθούν στον Πίνακα 5.1. Σε αυτές τις δύο περιοχές συγκρίθηκαν τέσσερα σενάρια τα οποία έχουν ως ακολούθως:

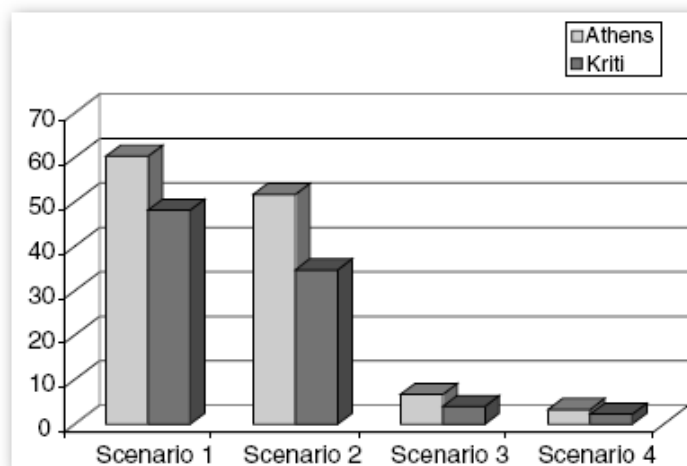
- 1) Εμπορική χρήση των συστημάτων ρόφησης σε περιοχές διασυνδεδεμένες με τον βασικό κορμό του ηλεκτρικού δικτύου.
- 2) Εμπορική χρήση των συστημάτων ρόφησης σε περιοχές διασυνδεδεμένες με τον βασικό κορμό του ηλεκτρικού δικτύου. Φόρος ηλεκτρικής ενέργειας 30%, επιχορήγηση 40%.
- 3) Εμπορική χρήση των συστημάτων ρόφησης σε περιοχές που δεν είναι διασυνδεδεμένες με τον βασικό κορμό του ηλεκτρικού δικτύου πχ νησιά ή πολύ ορεινές περιοχές. Βασική παραγωγή ενέργειας από αέριο.

- 4) Εμπορική χρήση των συστημάτων ρόφησης σε περιοχές που δεν είναι διασυνδεδεμένες με τον βασικό κορμό του ηλεκτρικού δικτύου πχ νησιά ή πολύ ορεινές περιοχές. Βασική παραγωγή ενέργειας από αέριο. Φόρος ηλεκτρικής ενέργειας 30%, επιχορήγηση 40%.

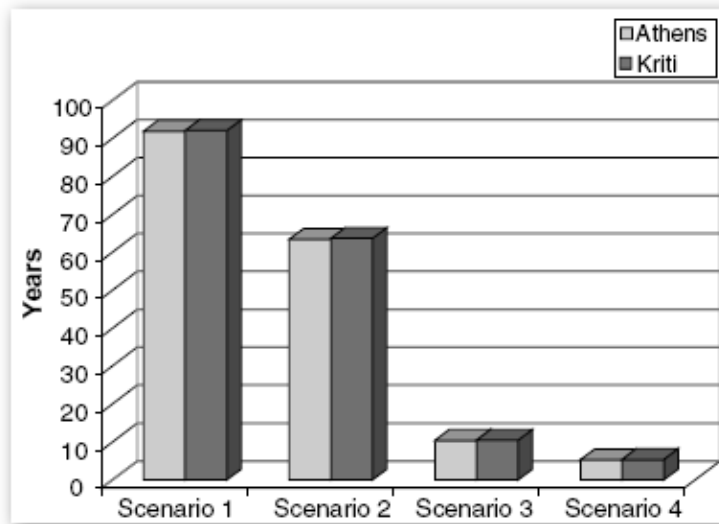
U_G (W/m ² K): common glass	5.7	
a : absorptivity	0.7	
k_1 (W/m K)(plaster)	0.46	
k_2 (W/m K)(common brick)	0.42	
k_3 (W/m K)(concrete)	0.54	
I: 24-h solar insolation (W/m ²)		
Athens	151.2	
Crete	222.6	
Solar incidence South facing: $I = I_{\theta} \times \cos(37 - \theta)$		
North facing roof: $I = I_{\theta} \times \sin(60)$		
Number of air changes per hour	0.5	
$1/U_w = x_1/k_1 + x_2/k_2 + x_3/k_3$ (m ² K/W)	0.845	
$1/U_f = x_1/k_1 + x_3/k_3$ (m ² K/W)	0.263	
	Heat gain in Athens (kW)	Heat gain in Crete
Fenestration: $Q_2 = U \times A_f \times \Delta T + Q_3 = a \times A_f \times I$	11.96	15.10
Walls: $Q_4 = U_w \times A_w \times \Delta T$	10.14	10.11
Floors: $Q_5 = U_f \times A_f \times \Delta T$	9.91	9.11
Ventilation: $Q_6 = N \times V \times \rho_{air}(h_i - h_o)$	14.15	12.07
Roof radiation:	34.02	50.12
$Q_7 = (A_R/2 - X) \times a \times I_s + A_R/2 \times a \times I_N$		
Photocopy machine	0.60	0.60
Lighting	0.62	0.62
People	9.00	9.00
Total gain	94.90	168.89
<i>Climatic conditions</i>		
Lat. (°)	35.2	37.54
Average of max August T (°C)	36.0	35.2
Indoors temperature	26.1	26.1

Πίνακας 5.1 Στοιχεία θερμικών φορτίων, συλλεκτών κ.τ.λ σε Αθήνα και Κρήτη.

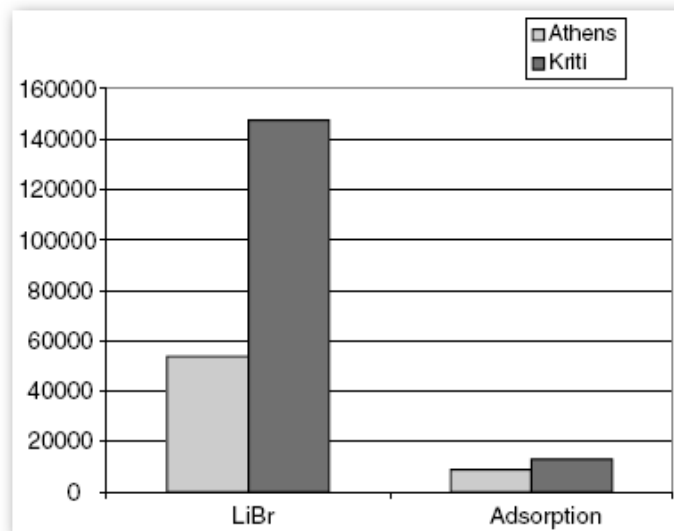
Τα αποτελέσματα που πήραμε μετά την εφαρμογή των παραπάνω εξισώσεων δίνονται στα Σχήματα 5.2,3,4,5. Σημειώνεται ότι έγινε και σύγκριση με σύστημα LiBr.



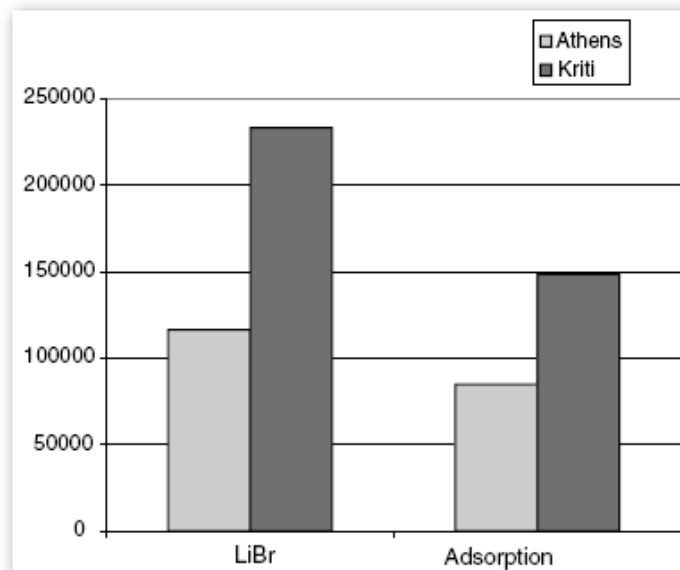
Σχήμα 5.2 (Χρόνος αποπληρωμής - LiBr)



Σχήμα 5.3 (Χρόνος αποπληρωμής - Προσροφητικό σύστημα)



Σχήμα 5.4 (Καθαρή παρούσα αξία – Περίπτωση 3)



Σχήμα 5.5 (Καθαρή παρούσα αξία – Περίπτωση 4)

Τα παραπάνω αποτελέσματα μπορούν να συγκεντρωθούν στον Πίνακα 5.2

	Attiki				Crete			
	Scen. 1	Scen. 2	Scen. 3	Scen. 4	Scen. 1	Scen. 2	Scen. 3	Scen. 4
<i>LiBr absorption system</i>								
Payback period (yr)	60	52	7	3	48	35	4	2
NPV (€)	-43,312	-41,875	53,783	116,120	-51,298	-37,290	147,407	23,2947
<i>Adsorption system</i>								
Payback period (yr)	92	63	10	5	92	64	10	5
NPV (€)	-107,899	-107,899	8646	84,721	-19,5152	-122,768	12,845	148,262

Πίνακας 5.2 Αποτελέσματα έρευνας

Από τα διαγράμματα και από τον παραπάνω πίνακα μπορούν να εξαχθούν κάποια πολύ σημαντικά συμπεράσματα για την βιωσιμότητα και το μέλλον παρόμοιων επενδύσεων. Τα σημαντικότερα αποτελέσματα έχουν ως εξής:

- Όσον αφορά το χρόνο αποπληρωμής είναι σε λογικά πλαίσια μόνο στα σενάρια 3 και 4. Άρα μπορούμε να συμπεράνουμε ότι σε περιοχές εντός του βασικού κορμού του ηλεκτρικού δικτύου παρόμοια επένδυση είναι εντελώς ασύμφορη, μάλιστα σε ορισμένες περιπτώσεις ο χρόνος αποπληρωμής είναι πενταπλάσιος του χρόνου ζωής του ηλιακού συλλέκτη. Από την Αθήνα στην Κρήτη βλέπουμε σημαντικές διαφορές πράγμα το οποίο έγκειται στην πολύ διαφορετική τιμή της ηλεκτρικής ενέργειας στις δύο πόλεις και στις αρνητικές αυξήσεις των τιμών λόγω απόστασης από την πρωτεύουσα. Συνέπεια βέβαια των παραπάνω είναι και ότι ο χρόνος αποπληρωμής σε πόλεις με αυξημένες τιμές της ηλεκτρικής ενέργειας έχουν μικρότερο χρόνο αποπληρωμής της επένδυσης. Σημαντικό είναι και το γεγονός ότι ακόμα και με επιχορήγηση 40% καθώς και κρατική φορολόγηση της ηλεκτρικής ενέργειας εγκαταστάσεις προσρόφησης είναι αδύνατο να υπάρξουν εμπορικά με την ύπαρξη δικτύου βάσης ηλεκτρικής ενέργειας. Η επιχορήγηση σε σχέση με την κρατική φορολογία βελτιώνουν κατά πολύ τον χρόνο αποπληρωμής σχεδόν στο μισό του.
- Τα παραπάνω μπορούν και να επαληθευτούν από τον συντελεστή NPV. Οι αρνητικές τιμές του δίνουν μη συμφέρουσα επένδυση, οι μηδενικές οριακή συμφέρουσα και συγκριτικά από δύο θετικές λαμβάνοντας την μεγαλύτερη αυτόματα λαμβάνουμε και την προτιμότερη επένδυση. Όπως βλέπουμε λοιπόν τα σενάρια 1 και 2 είναι ασύμφωνα, ενώ το μεγαλύτερο NPV παρουσιάζει πάντα το σενάριο 4. Συγκριτικά οι μηχανές απορρόφησης δίνουν καλύτερο NPV από τις μηχανές προσρόφησης.
- Συνοψίζοντας μπορούμε να πούμε ότι εγκαταστάσεις προσρόφησης είναι αδύνατο να υπάρξουν προς το παρόν σε περιοχές που βρίσκονται στον βασικό ηλεκτρικό κορμό της χώρας και συνεπώς σε μεγάλες πόλεις. Το μειονέκτημα αυτό μπορεί να λυθεί με μαζική παραγωγή ηλιακών συλλεκτών και άρα μείωση του κόστους αγοράς τους. Για τον ίδιο λόγο και η σύγκριση

τους με μηχανές απορρόφησης αφήνει τις προσροφητικές μηχανές ψύξεως με ηλιακή ενέργεια ουραγούς.

5.2) Θερμοδυναμική νόμοι και εντροπία στην προσρόφηση.

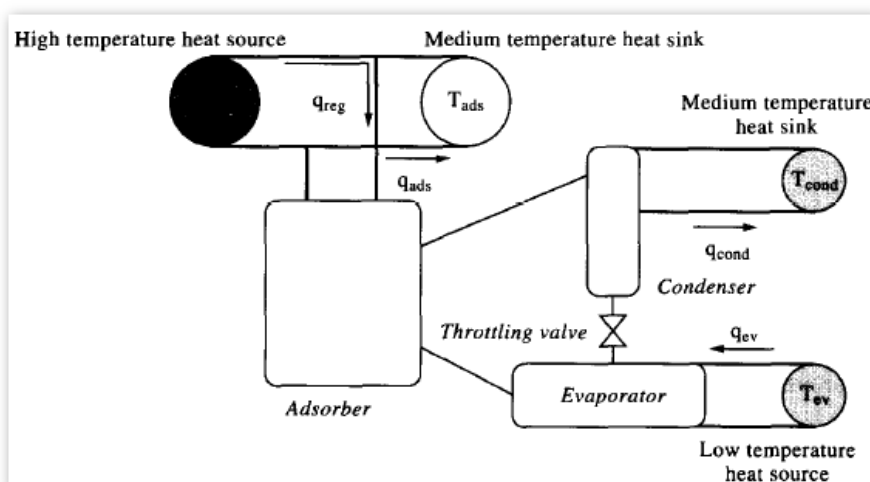
Η συμπεριφορά μιας προσροφητικής ψυκτικής μηχανής είναι πολύ μικρότερη από την απόδοση ενός θεωρητικού κύκλου Carnot που αναφέρεται στις ίδιες συνθήκες. Η συμπεριφορά αυτή λαμβανομένη από την ανάλυση του 1^{ου} θερμοδυναμικού νόμου μέσω θερμικών ισοζυγίων δεν μπορεί να μας πει ποιές είναι εκείνες οι διεργασίες που περιορίζουν το COP. Παρόλα αυτά μια πιο περιεκτική πληροφόρηση μπορεί να μας δοθεί από παρόμοια ανάλυση του 2^{ου} θερμοδυναμικού νόμου. Ο δε λόγος COP/COP_{Carnot} μπορεί απευθείας να μετρήσει την παραγωγή εντροπίας του κύκλου. Αυτοί είναι και μερικοί από τους βασικούς λόγους για τους οποίους μια μελέτη αφιερωμένη στην βελτίωση ενός προσροφητικού κύκλου απαιτεί τόσο ανάλυση του πρώτου όσο και του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου. Οι απώλειες στον κύκλο αυτό, δηλαδή η μεταβολή της εντροπίας είναι αναπόσπαστο κομμάτι του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου και συνεπώς η αναγνώριση των πηγών αναντιστρεπτών μεταβολών είναι ιδιαίζουσας σημασίας.

5.2.1) 1^{ος} και 2^{ος} θερμοδυναμικός νόμος.

Μια προσροφητική μηχανή είναι ουσιαστικά ένα απλό θερμοδυναμικό σύστημα από τη στιγμή που πρόκειται για ένα κλειστό σύστημα που ανταλλάσσει μόνο θερμότητα με το περιβάλλον. Οι βασικοί νόμοι της θερμοδυναμικής έτσι μπορούν να εκφραστούν από τις εξισώσεις (5.3) 1^{ος} και (5.4) 2^{ος}. Τα ποσά θερμότητας φαίνεται στο Σχήμα 5.6 που ανταλλάσσονται.

$$q_{reg} + q_{ev} + q_{cond} + q_{ads} = 0 \dots\dots\dots (5.3)$$

$$\frac{q_{reg}}{T_{reg}} + \frac{q_{ev}}{T_{ev}} + \frac{q_{cond}}{T_{cond}} + \frac{q_{ads}}{T_{ads}} = -\Delta_i S; (\Delta_i S \geq 0) \dots\dots\dots (5.4)$$



Σχήμα 5.6 Παρουσίαση ποσών θερμότητας που συναλλάσσονται.

Εξηγώντας τα σύμβολα έχουμε:

- q_{reg} Θερμότητα από ηλιακό συλλέκτη (+).
- q_{ev} Θερμότητα ατμοποίησης (+).
- q_{ads} Θερμότητα αναγέννησης, αναφέρεται στο ποσό θερμ. που ψύχει τον προσροφητή (-).
- q_{cond} Θερμότητα συμπύκνωσης (-).
- Με T συμβολίζουμε τις αντίστοιχες θερμοκρασίες.
- $\Delta_i S$ Ολική παραγωγή εντροπίας

Είναι πολύ σύνηθες να θεωρούμε τη θερμοκρασία συμπύκνωσης ίση με την θερμοκρασία αναγέννησης μιας και τις δύο τις λαμβάνουμε συνήθως από το περιβάλλον θεωρώντας ανάλογες δεξαμενές και συνεπώς είναι ίσες. Έτσι τροποποιώντας τις παραπάνω εξισώσεις (5.3) και (5.4) έχουμε τις:

$$T_{cond} = T_{ads} \dots\dots\dots (5.5)$$

$$COP = \frac{q_{ev}}{q_{reg}} = COP_C - \frac{\Delta_i S}{q_{reg} \cdot \left(\frac{1}{T_{ev}} - \frac{1}{T_{cond}} \right)} \dots\dots\dots (5.6)$$

$$COP_C = \frac{\frac{1}{T_{cond}} - \frac{1}{T_{reg}}}{\frac{1}{T_{ev}} - \frac{1}{T_{cond}}} \dots\dots\dots (5.7)$$

$$\eta = \frac{COP}{COP_C} = 1 - \frac{\Delta_i S}{q_{reg} \cdot \left(\frac{1}{T_{cond}} - \frac{1}{T_{ev}} \right)} \dots\dots\dots (5.8)$$

Έτσι εξάγαμε βάση του 1^{ου} και 2^{ου} θερμοδυναμικού νόμου τις γενικές εκφράσεις του COP COP_{carnot} και του βαθμού απόδοσης του κύκλου σε σχέση με τον κύκλο carnot.

5.2.2) Εντροπία και ο ρόλος της θερμικής σύζευξης.

Καταρχήν η παραγωγή εντροπίας και άρα των απωλειών λόγω της κίνησης του ψυκτικού μέσα στην μονάδα δεν εξαρτάται από την διαδικασία και είναι πολύ μικρή, μικρότερη από 10% σε κάθε περίπτωση.

Στους κύκλους κύματος έχει παρατηρηθεί ακόμα ότι η παραγωγή εντροπίας εξαρτάται πάρα πολύ και από τον χρόνο του κύκλου, για μικρούς χρόνους έχουμε μικρή παραγωγή ενώ το αντίθετο συμβαίνει για μεγάλους. Αυτό θα μπορούσαμε να το γενικεύσουμε λέγοντας ότι μεγάλος χρόνος

κύκλου σε μια προσροφητική μηχανή συνεπάγεται και μεγάλες απώλειες. Βέβαια εδώ υπάρχουν αντικρουόμενες καταστάσεις μιας και μεγάλος χρόνος κύκλου θα μας βοηθούσε από άποψη μεταφοράς θερμότητας.

Με σκοπό λοιπόν να περιορίσουμε την αύξηση της εντροπίας και συνεπώς τις μη αναστρέψιμες διαδικασίες πρέπει καταρχήν να γνωρίζουμε ποιες είναι κυρίαρχες και ποιες είναι αμελητέες, διακρίνουμε λοιπόν δύο κατηγορίες.

- Μη αναστρεψιμότητες που σχετίζονται με την μεταφορά θερμότητας μεταξύ των δοχείων θερμότητας.
- Μη αναστρεψιμότητες που σχετίζονται με την ροή του ψυκτικού μέσα στην μονάδα, τριβές κ.τ.λ.

Εμάς μας ενδιαφέρει μόνο η πρώτη αφού όπως προείπαμε η δεύτερη είναι αμελητέα. Στην βιβλιογραφία αναφέρεται και ως πρόβλημα θερμικής σύζευξης (heat coupling).

Έτσι λοιπόν ορίζουμε την ολική παραγωγή εντροπίας από την i στην $i+1$ θέση σύμφωνα με την (5.9) και μπορεί να χωριστεί σε δύο μέρη σε αυτό με τον εκθέτη $t.c$ (παραγωγή εντροπίας λόγω θερμικής σύζευξης – thermal coupling entropy production) και σε αυτό με εκθέτη oth (όλες οι υπόλοιπες παραγωγές από διάφορους παράγοντες) εξίσωση (5.9).

$$\Delta_i S = \delta_i S^{t.c} + \delta_i S^{oth} \dots\dots\dots (5.9)$$

Φυσικά από την παραγωγή της εντροπίας κατά την θερμική σύζευξη μας ενδιαφέρει μόνο το εξωτερικό μέρος το οποίο και δίνεται από την εξίσωση (5.10) και συνεπώς αντικαθιστώντας την στην εξίσωση (5.9) μπορούμε να πάρουμε την (5.11) η οποία και θα χρησιμοποιηθεί.

$$\delta_i S^{e.t.c} = \oint dq_{reg} \cdot \left(\frac{1}{T_{u,reg}} - \frac{1}{T_{reg}} \right) + \oint dq_{ads} \cdot \left(\frac{1}{T_{u,ads}} - \frac{1}{T_{ads}} \right) \dots\dots\dots (5.10)$$

$$\Delta_i S = \delta_i S^{e.t.c} + \delta_i S^{oth} \dots\dots\dots (5.11)$$

Όπου $T_{u,reg}$ είναι η εσωτερική θερμοκρασία αναγέννησης δηλαδή αυτή που χαρακτηρίζει τον προσροφητή και η οποία μεταβάλλεται μέχρι την θερμοκρασία του εξωτερικού δοχείου T_{reg} .

Όμοια και η $T_{u,ads}$ μόνο που πρόκειται για την απορρόφηση. Στη συνέχεια εισάγουμε μια παράμετρο αδιαστατοποίησης στην εξίσωση (5.12).

$$(\Delta_O S)_{ref} = q_{reg} \cdot \left(\frac{1}{T_{cond} - T_{reg}} \right) \dots\dots\dots (5.12)$$

Με βάση αυτήν μπορούμε να ορίσουμε έναν ρυθμό παραγωγής εντροπίας που δίνεται από την εξίσωση (5.13). Ρυθμοί που επίσης θα είναι χρήσιμοι στην συνέχεια δίνονται και στις (5.14)

$$N_S = \frac{\Delta_i S}{(\Delta_O S)_{ref}} = \frac{\Delta_i S}{q_{reg} \cdot \left(\frac{1}{T_{cond}} - \frac{1}{T_{reg}} \right)} \dots\dots\dots (5.13)$$

$$N_S = \frac{\Delta_i S}{q_{reg} \cdot \left(\frac{1}{T_{cond}} - \frac{1}{T_{reg}} \right)} \quad N_S^x = \frac{\Delta_i S^x}{q_{reg} \cdot \left(\frac{1}{T_{cond}} - \frac{1}{T_{reg}} \right)} \quad N_S^{oth} = \frac{\Delta_i S^{oth}}{q_{reg} \cdot \left(\frac{1}{T_{cond}} - \frac{1}{T_{reg}} \right)}$$

$x = t.c.; e.t.c.; h.r \dots\dots\dots (5.14)$

Έτσι μπορούμε να εκφράσουμε το COP και τον βαθμό απόδοσης της μηχανής με την εξίσωση πλέον (5.15)

$$COP = COP_C \cdot (1 - N_S^{e.t.c} - N_S^{o.t.h})$$

$$\eta = \frac{COP}{COP_C} = 1 - N_S^{e.t.c} - N_S^{o.t.h} \dots\dots\dots (5.15)$$

Η παραπάνω σχέση μας δείχνει την άμεση συσχέτιση των μη αναστρεψιμοτήτων εξαιτίας της θερμικής σύζευξης και πως επηρεάζουν τον βαθμό απόδοσης.

Από την στιγμή που ξέρουμε δε τις θερμοδυναμικές ιδιότητες ενός δοσμένου ζεύγους δηλαδή τον χάρτη ισοζυγίων P-T είναι πολύ εύκολο να υπολογίσουμε το βαθμό απόδοσης του κύκλου καθώς και την παραγωγή εντροπίας λόγω θερμικής σύζευξης

- Υπολογίζουμε τις θερμότητες που ανταλλάσσονται κατά την διάρκεια του κύκλου.
- Έτσι από την εξίσωση (5.6) μπορούμε απευθείας να έχουμε το COP και άρα τον βαθμό απόδοσης του κύκλου.
- Από τον δεύτερο θερμοδυναμικό νόμο υπολογίζουμε την ολική παραγωγή της εντροπίας.
- Από την εξίσωση (5.10) υπολογίζουμε την εξωτερική παραγωγή της εντροπίας λόγω θερμικής σύζευξης.
- Από την διαφορά ολικής παραγωγής και εξωτερικής παραγωγής λόγω θερμικής σύζευξης λαμβάνουμε την παραγωγή εντροπίας λόγω άλλων μη αναστρεψιμοτήτων. Για πιο γρήγορα θα μπορούσαμε να την λάβουμε και ίση με το 10% της συνολικής μιας και αυτή η τιμή είναι σε κάθε περίπτωση η μέγιστη που μπορεί να υπάρξει.

Τοποθετώντας τα παραπάνω σε πείραμα με ζεύγος ζεολίτη-νερό λαμβάνουμε τον Πίνακα5.3. Σε αυτόν μπορούμε να δούμε ότι οι μη αναστρεψιμότητες που οφείλονται στην εξωτερική θερμική σύζευξη συνεισφέρουν τα μέγιστα στην πτώση του COP. Ενδιαφέρον παρουσιάζει και το γεγονός ότι με την αύξηση των τραπεζών προσρόφησης η έχουμε δραματική μείωση της παραγωγής αυτού του είδους της εντροπίας ενώ οι παραγωγή εντροπίας που οφείλεται σε άλλες πηγές (oth) δείχνει να παραμένει σχεδόν αμετάβλητη. Βέλτιστος αριθμός προσροφητών θεωρείται το 3.

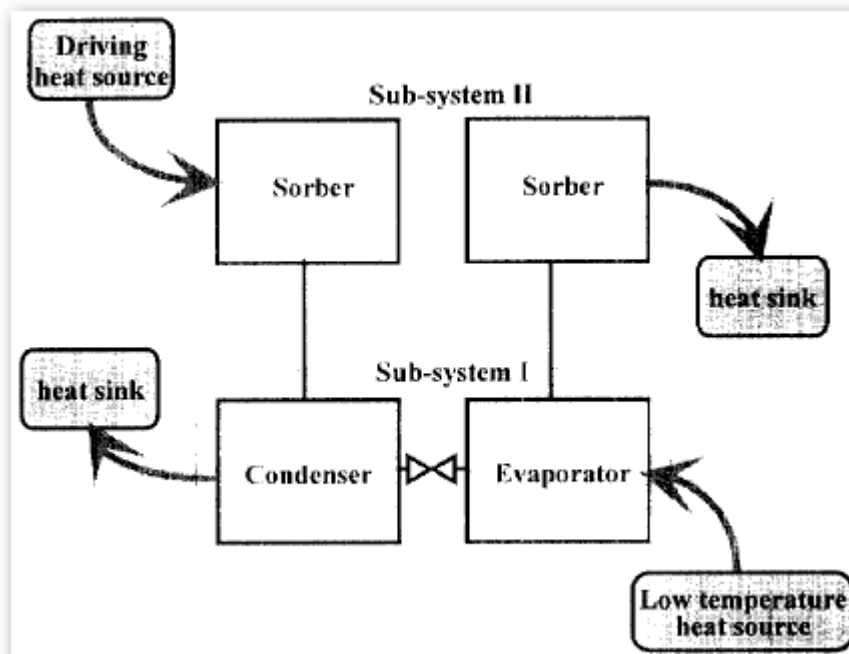
Number of adsorbers	1	2	3	11
q_{reg} (kJ)	792	521	426	288
q_{ads} (kJ)	- 743	- 472	- 378	- 239
$\Delta_i S$ (JK ⁻¹)	743	427	316	155
$\delta_i S^{e.c.}$ (JK ⁻¹)	725	300	205	90
$\delta_i S^{h.e.}$ (JK ⁻¹)	0	94	99	48
$\delta_i S^{oth}$ (JK ⁻¹)	18	33	12	17
N_s	0.804	0.703	0.636	0.461
$N_s^{e.c.}$	0.785	0.493	0.412	0.268
$N_s^{h.e.}$	0	0.155	0.199	0.143
N_s^{oth}	0.019	0.054	0.024	0.035
$COP_c(1 - N_s)$	0.533	0.808	0.990	1.466
$COP_c(1 - N_s^{e.c.})$	0.584	1.379	1.600	1.991
$COP = \frac{q_{reg}}{q_{in}}$	0.53	0.809	0.989	1.465
$\eta = \frac{COP}{COP_c}$	0.19	0.30	0.36	0.54

Operating conditions: $T_{reg} = 220^\circ\text{C}$, $T_{cond} = T_{ads} = 40^\circ\text{C}$, $T_e = 3^\circ\text{C}$. In all cases $q_{in} = 422$ kJ and $q_{cond} = - 471$ kJ and $COP_c = 2.72$.

Πίνακας 5.3 Αποτελέσματα πειράματος με ζεύγος ζεολίτη-νερό.

5.3) Ισοδύναμος κύκλος Carnot του προσροφητικού κύκλου.

Ο αντίστοιχος κύκλος Carnot 4 (T_{ev} , T_{cond} , T_{ads} , T_{reg}) θερμοκρασιών λαμβάνεται για βασικούς κύκλους - εκεί όπου για τους προχωρημένους κύκλους λαμβάνεται αντίστοιχος κύκλος 6 θερμοκρασιών (συν άλλες δύο του δεύτερου κύκλου). Για την καλύτερη κατανόηση στην συνέχεια χρησιμοποιούμε το Σχήμα 5.7.



Σχήμα 5.7 Ισοδύναμος κύκλος Carnot του προσροφητικού κύκλου.

Ο ισοδύναμος κύκλος Carnot για της προσροφητικές μηχανές αποτελεί μια πιο σύνθετη και δύσκολη υπόθεση όσον αφορά τον αντίστοιχο για τις μηχανές μηχανικής συμπίεσης του ατμού.

Αυτό οφείλεται κυρίως στην μη σταθερή ροή του ψυκτικού όπως και στο ότι η δεύτερη κατηγορία αντιστοιχεί σε ένα Carnot 2 θερμοκρασιών. Επίσης κατά την προσρόφιση ή την απομάκρυνση του ψυκτικού από τον προσροφητή η θερμοκρασία μεταβάλλεται συνεχώς και η αντιστοίχιση αυτού το εύρους με μια ισοδύναμη στον κύκλο Carnot είναι δύσκολη.

Αναλύοντας των πρώτο και τον δεύτερο θερμοδυναμικό νόμο όπως στην παράγραφο 5.2.1 λαμβάνουμε τις εξισώσεις (5.16) βασική διαφορά από την (5.4) είναι ότι τώρα συνυπολογίζουμε και κάποιο επιπλέον έργο w το οποίο μπορεί να είναι το έργο που καταναλώνει η αντλία κυκλοφορίας του ψυκτικού του προσροφητή (HTF), το θεωρητικό έργο απομάκρυνσης των μονωτικών επικαλύψεων του συλλέκτη για καλύτερη μετάδοση θερμότητας κατά τις βραδινές ώρες κ.τ.λ. Προφανώς η ίδια σχέση μπορεί να χρησιμοποιηθεί και για απορροφητικές μηχανές και όπου w το έργο της αντλίας κυκλοφορίας του διαλύματος.

$$q_{reg} + q_{ev} + q_{cond} + q_{ads} + w = 0$$

$$\frac{q_{reg}}{T_{reg}} + \frac{q_{ev}}{T_{ev}} + \frac{q_{cond}}{T_{cond}} + \frac{q_{ads}}{T_{ads}} = -\Delta_i S; \quad \Delta_i S \geq 0 \dots\dots\dots (5.16)$$

Για όλο τον κύκλο προφανώς ισχύει η (5.17)

$$\oint \delta q + \oint \delta w + \oint h \, dm = 0$$

$$\oint \frac{\delta q}{T} + \oint s \, dm + \Delta_i S = 0 \quad \Delta_i S \geq 0 \dots\dots\dots (5.17)$$

Παρατηρώντας το κύκλωμα I (subsystem I στο Σχήμα 5.7) μπορούμε να γράψουμε για ένα πλήρη κύκλο σύμφωνα με την (5.17).

$$q_{ev} + q_{cond} + \Delta H_1 = 0$$

$$\frac{q_{ev}}{T_{ev}} + \frac{q_{cond}}{T_{cond}} + \Delta S_1 = 0 \dots\dots\dots (5.18)$$

Ενώ για το κύκλωμα II μπορούμε αντίστοιχα να γράψουμε

$$q_{reg} + q_{ads} + w + \Delta H_2 = 0$$

$$\frac{q_{reg}}{T_{reg}} + \frac{q_{ads}}{T_{ads}} + \Delta S_2 = 0 \dots\dots\dots (5.19)$$

Συνδυάζοντας τις παραπάνω σχέσεις μπορούμε να δούμε ότι

$$\Delta H_1 + \Delta H_2 = 0 \dots\dots\dots (5.20)$$

$$\Delta S_1 + \Delta S_2 = 0 \dots\dots\dots (5.21)$$

Επίσης εξ ορισμού μπορούμε να γράψουμε

$$\Delta H_1 = \oint h \, dm_1$$

$$\Delta S_1 = \oint s \, dm_1 + \Delta_i S_1 \dots\dots\dots (5.22)$$

$$\Delta H_2 = \oint h \, dm_2$$

$$\Delta S_2 = \oint s \, dm_2 + \Delta_i S_2 \dots\dots\dots (5.23)$$

Τέλος συνδυάζοντας όλες τις παραπάνω καταλήγουμε στην σχέση (5.24) από την οποία μπορούμε να εξάγουμε ένα πολύ σοβαρό συμπέρασμα.

$$\begin{cases} \oint h \, dm_1 + \oint h \, dm_2 = 0 \\ \oint s \, dm_1 + \oint s \, dm_2 = 0 \dots\dots\dots (5.24) \\ \Delta_i S_1 - \Delta_i S_2 = \Delta_i S \end{cases}$$

Συμπεραίνουμε ότι το σύνολο των ενθαλπικών μεταφορών, όπως και το σύνολο των εντροπικών μεταφορών στα δύο υποσυστήματα είναι μηδέν όταν το σύνολο της παραγωγής εντροπίας δεν είναι μηδέν.

Παρατηρούμε επίσης ότι η ανάλυση του κύκλου θα ήταν πολύ πιο εύκολη εάν μέσα στην εξίσωση (5.16) ο όρος της μεταβολή της εντροπίας να έλειπε. Για να τον απομακρύνουμε

εισάγουμε τον όρο της εντροπικής θερμοκρασίας \bar{T} στην (5.25).

$$\bar{T} = \frac{\int \delta q}{\int \frac{\delta q}{T_u}} \quad \bar{T}_{reg} = \frac{\int_{T_{ads}}^{T_{reg}} \delta q}{\int_{T_{ads}}^{T_{reg}} \frac{\delta q}{T_u}} \quad \bar{T}_{ads} = \frac{\int_{T_{reg}}^{T_{ads}} \delta q}{\int_{T_{reg}}^{T_{ads}} \frac{\delta q}{T_u}} \dots\dots\dots (5.25)$$

Όταν αυτόν το αντικαταστήσουμε στην εξίσωση της εξωτερικής μεταβολής της εντροπίας λόγω θερμικής σύζευξης (5.10) έχουμε

$$\Delta_i S^{e.t.c} = \Delta_i S_{reg}^{e.t.c} + \Delta_i S_{ads}^{e.t.c} = q_{reg} \left(\frac{1}{\bar{T}_{reg}} - \frac{1}{T_{reg}} \right) + q_{ads} \left(\frac{1}{\bar{T}_{ads}} - \frac{1}{T_{ads}} \right) \dots\dots\dots (5.26)$$

Έτσι η εξίσωση του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου μπορεί να γραφτεί

$$\frac{q_{reg}}{T_{reg}} + \frac{q_{ev}}{T_{ev}} + \frac{q_{cond}}{T_{cond}} + \frac{q_{ads}}{T_{ads}} = -\Delta_i S^{o.t.h}; \quad \Delta_i S^{o.t.h} \geq 0 \dots\dots\dots (5.27)$$

Όπου παρατηρούμε ότι έχουμε μόνο τον όρο της παραγωγής της εντροπίας πλέον από τριτογενής πηγές. Αυτόν τον όρο μπορούμε να τον απαλείψουμε εισάγοντας δύο νέες ισότητες τις παρακάτω που θα μας οδηγήσουν στην (5.30).

$$\frac{q_{ev}}{T_{ev}} = \frac{q_{ev}}{T_{ev}} + \Delta_i S_1^{o.t.h} \dots\dots\dots (5.28)$$

$$\frac{q_{ads}}{T_{ads}} = \frac{q_{ads}}{T_{ads}} + \Delta_i S_2^{o.t.h} \dots\dots\dots (5.29)$$

$$\frac{q_{reg}}{T_{reg}} + \frac{q_{ev}}{T_{ev}} + \frac{q_{cond}}{T_{cond}} + \frac{q_{ads}}{T_{ads}} = 0 \dots\dots\dots (5.30)$$

Σε αυτό το σημείο έχουμε εκφράσει τον δεύτερο θερμοδυναμικό νόμο με μια ποσότητα που ονομάσαμε εντροπική θερμοκρασία και η οποία μας δίνει τη δυνατότητα να σχεδιάσουμε τον ισοδύναμο κύκλο Carnot. Να ληφθεί υπόψη ότι οι εξισώσεις (5.18) και (5.19) γίνονται από την:

$$\begin{cases} q_{ev} + q_{cond} + \Delta H_1 = 0 \\ \frac{q_{ev}}{T_{ev}} + \frac{q_{cond}}{T_{cond}} + \Delta \bar{S}_1 = 0 \\ q_{ads} + q_{reg} + w - \Delta H_1 = 0 \\ \frac{q_{ads}}{T_{ads}} + \frac{q_{reg}}{T_{reg}} + \Delta \bar{S}_2 = 0 \end{cases} \dots\dots\dots (5.31)$$

Παρατηρούμε πλέον ότι η ολική παραγωγή εντροπίας ανά κύκλο είναι μηδέν:

$$\begin{cases} \oint h \, dm_1 + \oint h \, dm_2 = 0 \\ \Delta \bar{S}_1 + \Delta \bar{S}_2 = 0 \\ \Delta_i \bar{S} = 0 \end{cases} \dots\dots\dots (5.32)$$

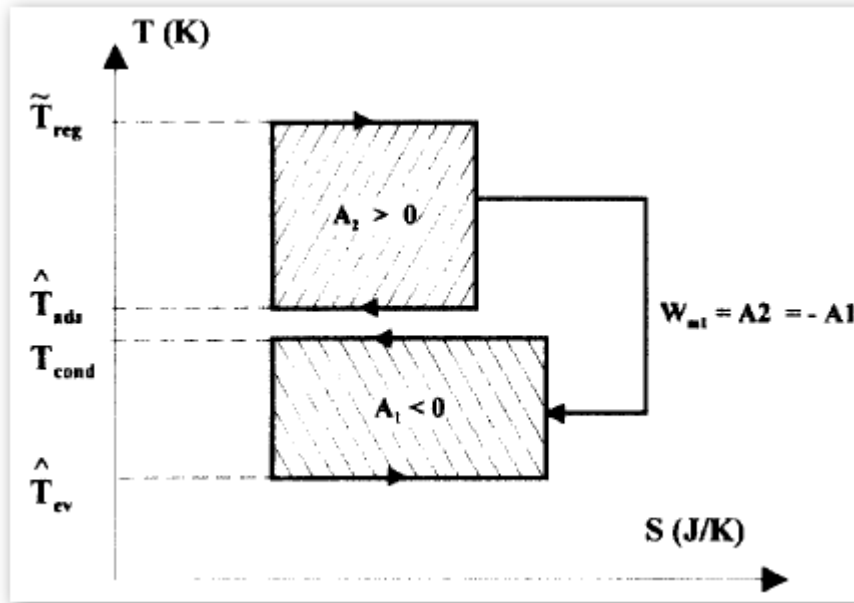
Σημειώνεται ότι αυτό δεν σημαίνει ότι η παραγωγή της εντροπίας ανά σύστημα (I και II) είναι μηδέν απλά οι ποσότητες ανά σύστημα είναι ίσες και αντίθετες. Επίσης διακρίνουμε δύο περιπτώσεις:

- $\Delta S_1 < 0 \Leftrightarrow \Delta S_2 > 0$ Σχήμα 5.9α
- $\Delta S_1 > 0 \Leftrightarrow \Delta S_2 < 0$ Σχήμα 5.9β

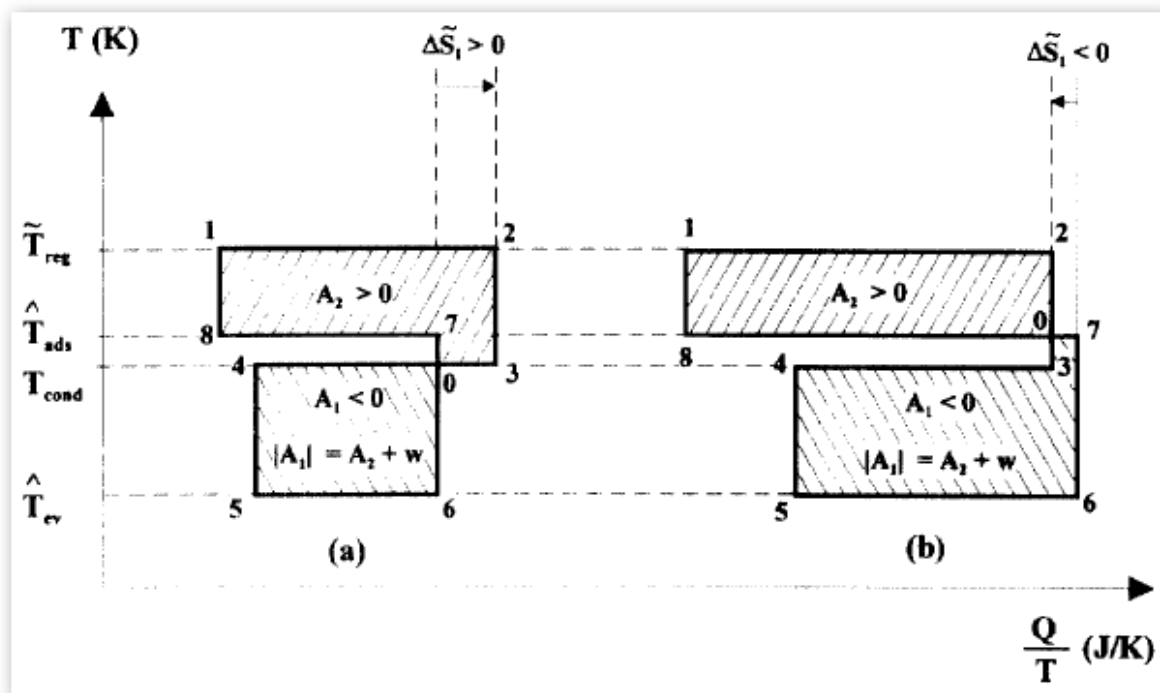
Για λόγους πληρότητας δίνεται στο Σχήμα 5.8 ο κλασσικός 4 θερμοκρασιών κλειστός κύκλος Carnot. Αναλύοντας το Σχήμα 5.9 βλέπουμε τα εξής:

- Καταρχήν ο επάνω κύκλος σε αυτό είναι του προσροφητή ενώ ο κάτω είναι του προσροφούμενου, οι κάθετες μεταβολές δε δεν έχουν φυσική σημασία απλά κλίνουν τον κύκλο.
- Η ευθεία 1-2 τοποθετείται στην θερμοκρασία \bar{T}_{reg} και το μήκος της είναι q_{reg} / \bar{T}_{reg} .

Αναπαριστά την μεταβολή της εντροπίας στο υποσύστημα II που σχετίζεται με την μετάδοση της q_{reg} . Επίσης η ευθεία αυτή αναπαριστά και την εξωτερική θέρμανση του προσροφητή από την πηγή θερμότητας.



Σχήμα 5.8 Κλαστικός κύκλος Carnot 4 θερμοκρασιών



Σχήμα 5.9 Κύκλος Carnot 4 θερμοκρασιών α) Μηχανικός β) Ψυκτικός

- Η ευθεία 3-4 τοποθετείται στην θερμοκρασία T_{cond} και το μήκος της είναι q_{cond} / T_{cond} . Αναπαριστά την μεταβολή της εντροπίας στο υποσύστημα I που σχετίζεται με την μετάδοση της q_{cond} . Επίσης η ευθεία αυτή αναπαριστά και την συμπύκνωση του προσροφητικού.

- Η ευθεία 5-6 τοποθετείται στην θερμοκρασία \bar{T}_{ev} και το μήκος της είναι q_{ev} / \bar{T}_{ev} .

Αναπαριστά την μεταβολή της εντροπίας στο υποσύστημα I που σχετίζεται με την μετάδοση της q_{ev} . Επίσης η ευθεία αυτή αναπαριστά και την ατμοποίηση του προσροφητικού.

- Η ευθεία 7-8 τοποθετείται στην θερμοκρασία \bar{T}_{ads} και το μήκος της είναι q_{ads} / \bar{T}_{ads} .

Αναπαριστά την μεταβολή της εντροπίας στο υποσύστημα II που σχετίζεται με την μετάδοση της q_{ads} . Επίσης η ευθεία αυτή αναπαριστά και την εξωτερική ψύξη του προσροφητή από την πηγή ψύξης.

Συμπερασματικά μπορούμε να πούμε ότι ο ισοδύναμος κύκλος Carnot είναι ένας κύκλος 4 θερμοκρασιών που μπορεί να θεωρηθεί σαν την υπέρθεση ενός θερμικού Carnot και ενός ψυκτικού Carnot. Με την ανακάλυψη αυτών των ισοδύναμων κύκλων είναι δυνατή η σύγκριση διαφορετικών ψυκτικών προσροφητικών κύκλων επάνω σε μια ενιαία βάση.

6. ΕΝΕΡΓΟΣ ΑΝΘΡΑΚΑΣ ΣΤΗ ΨΥΞΗ **ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ.**

6.1) Εισαγωγή.

Ο προσροφητής είναι, όπως έχει ειπωθεί από πολλούς ερευνητές που ασχολούνται με το θέμα, ότι είναι το σημαντικότερο εξάρτημα όταν μιλάμε για ηλιακή ψύξη. Πρόσφατα μπορούμε να παρατηρήσουμε αυξημένο ενδιαφέρον και εργασίες γύρω από πορώδη δομές προσροφητή ενεργού άνθρακα. Θεωρείται ως τέτοιο γιατί υλοποιεί την αλλαγή φάσης του εργαζόμενου μέσου και η προσροφούμενη συγκέντρωση είναι απευθείας ανάλογη του COP της μηχανής όπως μπορούμε να δούμε και από την εξίσωση (3.55), συνεπώς βελτίωση του προσροφητή σημαίνει άμεση βελτίωση του βαθμού απόδοσης του κύκλου. Επάνω σε αυτήν την σκέψη έχει γίνει σημαντική έρευνα γύρω από τους παράγοντες που επηρεάζουν την απόδοση του και έχουμε πλήθος στοιχείων. Τα πειράματα που έχουν γίνει περιλαμβάνουν διάφορα ζεύγη, διάφορες μορφές της προσροφητικής τράπεζας, διάφορα είδη ενεργού άνθρακα, διάφορες μικροδομές, διάφορες προεπεξεργασίες, διάφορες τριτογενής παρεμβάσεις στο εσωτερικό του προσροφητή, διάφορες επικαλύψεις, διάφορα πάχη, άσκηση μεταβλητής πίεσης και αρκετά ακόμα. Όπως μπορούμε να δούμε το κεφάλαιο αυτό είναι εκτενέστατο και υπάρχουν πολλά ακόμα που πρέπει να μελετηθούν έτσι ώστε να καταλήξουμε σε αποτελέσματα γενικής ισχύος. Εμείς θα περιοριστούμε για οικονομία χώρου και χρόνου στα σημαντικότερα δεδομένα. Τα σημαντικότερα κεφάλαια που θα μας απασχολήσουν έχουν να κάνουν με την βέλτιστη μεταφορά θερμότητας και μάζας, ελαχιστοποίηση του όγκου του προσροφητή και βέλτιστη σχεδίαση αυτού. Εικόνα σε μορφή σκόνης και σε μπλοκ μπορούμε να δούμε στο Σχήμα 6.1.



Σχήμα 6.1 Ενεργός άνθρακας

6.2) Τύποι ενεργού άνθρακα.

Στην βιβλιογραφία αναφέρονται αρκετά είδη ενεργού άνθρακα τα οποία από χώρα σε χώρα διαφέρουν εντελώς και φέρουν διαφορετικές ονομασίες. Επιτακτική είναι η ανάγκη συνεπώς μιας ενιαίας πολιτικής γύρω από την κατασκευή αλλά και την τυποποίηση τους που θα επιτρέψει την διάδοση της τεχνογνωσίας και τη μείωση του κόστους παραγωγής και λόγω του ανταγωνισμού. Ο ενεργός άνθρακας (active carbon) καλείται και ενεργός ξυλάνθρακας (active charcoal) ή ενεργό κάρβουνο (active coal). Είναι υλικό που σε οποιαδήποτε μορφή του έχει μεγάλη επιφάνεια

ενέργειας, κατά μέσο όρο 1 γραμμάριο AC έχει την επιφάνεια 500m². Αν και είναι δύσκολη η κατάταξη τους λόγω των προαναφερθέντων μπορούμε να κάνουμε μια διάκριση σύμφωνα με τις φυσικές τους ιδιότητες:

- **Ενεργός άνθρακας σε σκόνη (Powder active carbon):** Παραδοσιακά ο ενεργός άνθρακας παρασκευάστηκε σε μορφή σκόνης. Λόγω της μορφής αυτής παρουσιάζει την μεγαλύτερη δυνατή επιφάνεια συναλλαγής αλλά παράλληλα μικρή απόσταση διάχυσης. Παρασκευάζεται από συντριμμένα σωματίδια άνθρακα από τα οποία γύρω στο 95% αυτών θα περάσουν μέσα από κόσκινο. Για να μπορέσει ένας παραγόμενος ενεργός άνθρακας να ονομαστεί στην παρούσα κατηγορία πρέπει να μπορεί να διέλθει μέσα από κόσκινο διαμέτρου 0.297mm. Οι πιο κλασσικές κατηγορίες του εμπορίου δίνονται στον Πίνακα6.1.

Grade	Type	Size	CTC %	Surface Area m ² /g Bet N ₂	Dry Bulk Density kg /m ³
SAC5	Coal	Various	50-55	950	470
SAC6	Coal	Various	60-65	1100	470

Πίνακας 6.1 Κλασσικές κατηγορίες ενεργού άνθρακα σε σκόνη εμπορίου.

- **Κοκκοποιημένος ενεργός άνθρακας (Granulated active carbon):** Η συγκεκριμένη κατηγορία έχει λίγο μεγαλύτερο μέγεθος από τον άνθρακα σε σκόνη και συνεπώς παρουσιάζουν μια μικρότερη συγκριτικά επιφάνεια συναλλαγής αλλά έχει μεγαλύτερη ταχύτητα διάχυσης και συνήθως προτιμάται για προσρόφηση αερίων και ατμών. Για να μπορέσει ένας παραγόμενος ενεργός άνθρακας να ονομαστεί στην παρούσα κατηγορία πρέπει να μπορεί να διέλθει το 85% της ποσότητας του μέσα από κόσκινο διαμέτρου 0.42mm. Οι πιο κλασσικές κατηγορίες του εμπορίου δίνονται στον Πίνακα6.1 ομοίως (πρέπει να παρατηρήσουμε ότι το μέγεθος στον πίνακα αυτό κυμαίνεται).
- **Σφαιρικός ενεργός άνθρακας (Spherical activated carbon):** Παράγεται από μικρά σωματίδια όπου πίσσα λιώνει παρουσία ναφθαλίνης μαζί τους και στο τέλος της διεργασίας λαμβάνουμε σφαιρικά σωματίδια. Στη συνέχεια το προϊόν έρχεται σε επαφή με νάφθα όπου απομακρύνει την ναφθαλίνη και δημιουργεί το επιθυμητό πορώδες υλικό. Ακόλουθα έχουμε ζέσταμα του πορώδους υλικού μεταξύ 100-4000C σε οξειδωτική ατμόσφαιρα που περιέχει 30% κατόγκο οξυγόνο. Οι οξειδωμένες σφαίρες ζεσταίνονται στους 150-7000C με την παρουσία αμμωνίας ώστε να εισαχθεί σε αυτές άζωτο και τέλος ενεργοποιούνται με CO₂. Τα τελικά προϊόντα έχουν πολύ καλή μηχανική αντοχή και δυνατότητα προσρόφησης.
- **Γονιμοποιημένος ενεργοποιημένος άνθρακας (Impregnated activated carbon):** Πρόκειται πορώδη άνθρακα ο οποίος περιέχει διάφορους τύπους μη οργανικών ουσιών όπως Al, Fe, Li, Ca κ.α Οι πιο κλασσικές κατηγορίες του εμπορίου δίνονται στον Πίνακα6.2.

Grade Prefix/Suffix	Typical Application
KI	Sewage odours and desulphurisation
KIC	Hydrogen sulphide and acid gases
C, C3, KC	Acid gases and desulphurisation
HG, HGS, HGS2, HGS3, HGS4, HGX, HGE	Mercury vapour
AM, AMX, AMY, CSA	Ammonia
F2	Formaldehyde
TEDA, KI	Radioactive iodine and methyl iodide
E	Ether vapour
RCD, RGB, RGE, AGC, RGK, SRK	Industrial respirators
PC, CC, RCD, RGB	Multi-impregnated for various gas phase applications
Ag	Domestic water filters (silver impregnated)

Πίνακας 6.2 Κλασσικές κατηγορίες γονιμοποιημένος ενεργού άνθρακα εμπορίου.

- Ενεργός άνθρακας με επικάλυψη πολυμερούς (Polymers coated active carbon): Πορώδης ενεργός άνθρακας ο οποίος έχει υποστεί επικάλυψη βιοσυμβατού πολυμερούς με σκοπό να δώσει στον άνθρακα με μόνιμη και λεία εμφάνιση χωρίς να μπλοκάρει τους πόρους.
- Ενεργός άνθρακας σε σβόλους (Pelletized active carbon): Πρόκειται για ενεργό άνθρακα ο οποίος έχει μεγαλύτερες διαστάσεις από τον κοκκοποιημένο με ανάλογες ιδιότητες. Το σχήμα του μοιάζει πολύ με την επεξεργασμένη καύσιμη πρώτη ύλη βιομάζας. Οι πιο κλασσικές κατηγορίες του εμπορίου δίνονται στον Πίνακα 6.3.

Grade	Type	Size	CTC %	Surface Area m ² /g Bet N ₂	Dry Bulk Density kg /m ³
SAC 360	Coal	3.0 +/-0.2	60-65	1050	500
SAC 460	Coal	4.0 +/-0.2	60-65	1050	500

Πίνακας 6.3 Κλασσικές κατηγορίες ενεργού άνθρακα σε σβόλους εμπορίου.

Στο εμπόριο έρχεται συνήθως σε τυποποιημένες συσκευασίες που εμποδίζουν την είσοδο της υγρασίας των 25kg και των 500kg για μεγάλες εφαρμογές Σχήμα 6.2.



Σχήμα 6.2 Τυποποιημένη συσκευασία ενεργού άνθρακα.

6.3) Επίδραση της πυκνότητας συσκευασίας.

Σε αυτήν την παράγραφο δείχνεται ότι στις εφαρμογές της ψύξης με προσρόφηση ο προσροφητής δεν πρέπει να έχει μόνο μεγάλη επιφάνεια συναλλαγής αλλά και μεγάλη πυκνότητα συσκευασίας (packing density – pd). Συνεπώς είναι αναγκαία μια εξίσωση που θα μας δίνει την ελάχιστη pd για μια ανάλογη εφαρμογή στην οποία θα έχουν το ελάχιστο ψυκτικό αποτέλεσμα. Όπως όμως αντιλαμβανόμαστε για την μελέτη μιας τέτοιας εξίσωσης πρέπει να χρησιμοποιηθούν πραγματικά δεδομένα γενικής ισχύος, το πρόβλημα όμως που ανακύπτει είναι ότι έχουμε διάφορα είδη AC σε διάφορες μορφές από διάφορες εταιρίες. Έτσι για να διατηρήσουμε μια γενικότητα τρία είδη από τρεις δημοφιλείς κατασκευάστριες εταιρίες, στις πιο δημοφιλείς μορφές AC, από τρεις διαφορετικές χώρες θα χρησιμοποιηθούν. Αυτά δίνονται στον Πίνακα 6.3. Τα χαρακτηριστικά τους στοιχεία δίνονται στον Πίνακα 6.4.

Specimen	Manufacturer	Form	Product no.
Fluka	Fluka Chemie AG CH-9471, Buchs, Switzerland	Powder	05105
Chemviron	Chemviron Carbon GmbH Postfach 1251 D-63232 Neu-Isenburg, Germany	Granules	AP3-60
Maxsorb	The Kansai Coke and Chemicals Co. Ltd. 5, Misono-cho Amagasaki 660-0861 Japan	Powder	MSC-30

Πίνακας 6.3 Δημοφιλείς κατασκευάστριες εταιρίες στις πιο δημοφιλείς μορφές AC

Charcoal	Wo (cm ³ g ⁻¹)	E (J mol ⁻¹)	n	Surface area (m ² g ⁻¹)
Chemviron	0.279	14 870	1.60	~750
Fluka	0.449	438 897	0.95	1143
Maxsorb	1.548	8269	1.50	~3100

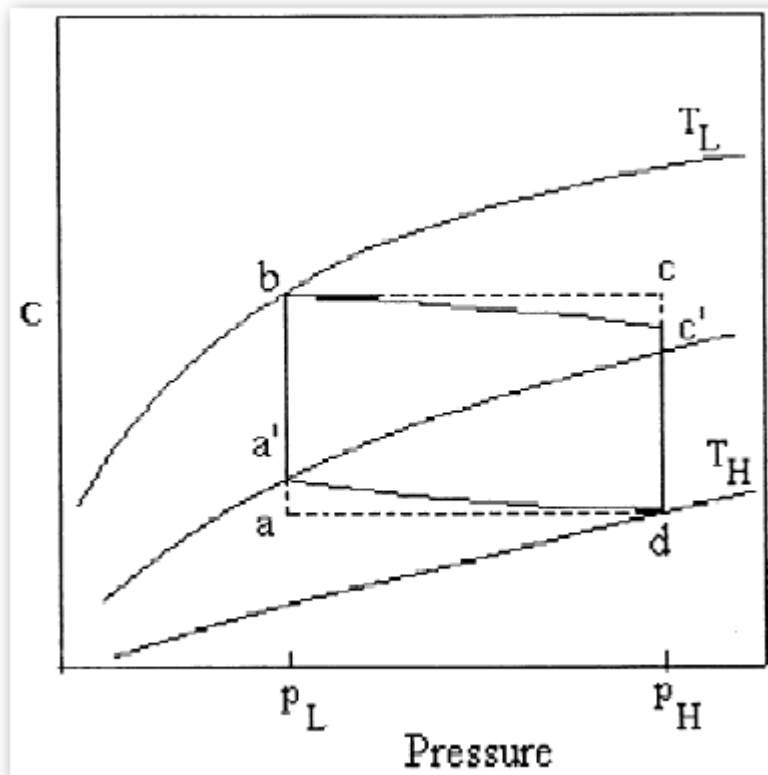
Πίνακας 6.4 Χαρακτηριστικά του AC των εταιριών του πίνακα 6.3

Όπως παρατηρούμε από τον Πίνακα 6.4 την μεγαλύτερη προσροφητική ικανότητα την έχει το Maxsorb στη συνέχεια το Chemviron και τέλος το Fluka, επίσης βλέπουμε ότι επιβεβαιώνει το γεγονός ότι μεγαλύτερη επιφάνεια σημαίνει και μεγαλύτερη προσρόφηση.

Σε εφαρμογές όπως η αποθήκευση αερίων και καθαρισμό ουσιών αυτό που έχει σημασία είναι η προσροφούμενη ποσότητα της ουσίας. Σε αντιδιαστολή στις εφαρμογές ψύξεως αυτό που έχει πραγματική σημασία είναι η διαφορά της συγκέντρωσης στην χαμηλή πίεση και θερμοκρασία με αυτήν στην υψηλή πίεση και θερμοκρασία. Βέβαια το μέγιστο COP δίνεται όταν η δεύτερη συγκέντρωση είναι μηδέν και η πρώτη είναι X_0 πράγμα ουσιαστικά ανέφικτο. Η παραπάνω αναφορά έγινε γιατί ενώ μια πολύ μεγάλη δυνατότητα προσρόφησης χρειάζεται μεγάλη pd μια

μεγάλη δυνατότητα απομάκρυνσης χρειάζεται μικρή p_d . Άρα το πρόβλημα δεν είναι μονοσήμαντο παρόλη την εκλαΐκευση της διαδικασίας που λαμβάνει υπόψη της μόνο την παράμετρο p_d .

Παρόλα αυτά δεν μπορείς κάποιος να παραβλέψει την παρουσία κενών μέσα στην μάζα του προσροφητή. Όπως ζεσταίνεται κάποια ποσότητα προσροφητικού απομακρύνεται σταδιακά από τον AC, όμως μια ποσότητα του παγιδεύεται μέσα σε αυτά τα κενά και έτσι ο κλασσικός ψυκτικός κύκλος τροποποιείται. Το ίδιο συμβαίνει και κατά την ψύξη όπου πρώτα υγροποιείται το προσροφητικό μέσα σε αυτά τα κενά με παρόμοιο αποτέλεσμα. Ο πραγματικός κύκλος λοιπόν λόγω των κενών δίνεται στο Σχήμα 6.3.



Σχήμα 6.3 Πραγματικός κύκλος λόγω κενών στον AC

Έτσι η πραγματική ροή του ψυκτικού ΔC είναι μικρότερη της θεωρητικής Δc και μπορεί να υπολογιστεί από την εξίσωση (6.1).

$$\Delta C = \Delta c + \Delta \rho \cdot (V_{void} - m_{AC}) \dots\dots\dots (6.1)$$

με

$$\Delta \rho = \rho_b - \rho_d < 0 \dots\dots\dots (6.2)$$

$$V_{void} = V_{cell} - \frac{m_{AC}}{\rho_s} \dots\dots\dots (6.3)$$

$$\rho_{eff} = \frac{m_{AC}}{V_{cell}} \dots\dots\dots (6.4)$$

$$\Delta c = c_b - c_d = c_a - c_c \dots\dots\dots (6.5)$$

Όπου ρ_s είναι η πυκνότητα του AC που δίνεται από τον κατασκευαστή, συνήθως γύρω στα 2.2 gr/cm³. m_{AC} μάζα του ενεργού άνθρακα που χρησιμοποιούμε. ρ_{eff} ενεργή πυκνότητα. V_{cell} ολικός όγκος του ενεργού μας άνθρακα.

Αντικαθιστώντας τις παραπάνω σχέσεις στην (6.1) έχουμε την (6.6).

$$\Delta C / \Delta c = 1 + (\Delta \rho / \Delta c) [1 / \rho_{eff} - 1 / \rho_s] \dots\dots\dots (6.6)$$

Ορίζοντας την ελάχιστη δυνατή πυκνότητα $\rho_{eff min}$ που θα ισχύει για $\Delta C=0$ και αντικαθιστώντας την στην (6.6) λαμβάνουμε την εξίσωση της ελάχιστης ρ_d ενός ενεργού άνθρακα στην (6.7)

$$\rho_{eff min} = [1 / \rho_s - \Delta c / \Delta \rho]^{-1} \dots\dots\dots (6.7)$$

Με βάση τα παραπάνω μπορούμε να κάνουμε μια εφαρμογή στους άνθρακες που αναφέραμε για να δούμε τις επιπτώσεις. Τα δεδομένα της εφαρμογής είναι:

- $T_c = -26.07C$
- $P_L = 0.1013MPa$
- $T_H = 100C$
- $P_H = 0.7702MPa$

Η εφαρμογή μας έδωσε τους Πίνακες 6.4,5

Charcoal	cb (kg kg ⁻¹)	cd (kg kg ⁻¹)	cb-cd (kg kg ⁻¹)
Fluka	0.3058	0.2663	0.0395
Chemviron	0.2856	0.2484	0.0372
Maxsorb	1.1698	1.0195	0.1503

Πίνακας 6.4 Αποτελέσματα εφαρμογής.

Charcoal	ρ_{eff} (g cm ⁻³)	V_{void} (cm ⁻³)	ΔC (kg kg ⁻¹)	$\rho_{eff min}$ (g cm ⁻³)
Fluka	0.391	41.065	-0.009	0.462
Chemviron	0.752	32.866	0.017	0.484
Maxsorb	0.281	43.987	0.078	0.144

Πίνακας 6.5 Αποτελέσματα εφαρμογής.

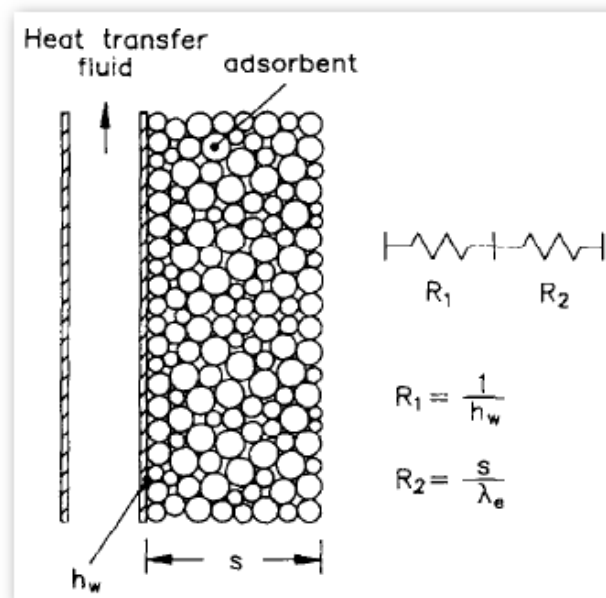
Παρατηρούμε ότι ο AC Fluka παρόλο που είναι καλύτερος όπως είδαμε αρχικά από αυτόν της Chemviron είναι αδύνατο να παράγουμε ψύξη από αυτόν εφόσον το $\Delta C < 0$. Συνεπώς κριτήριο δεν είναι μόνο η W_0 και η συνολική επιφάνεια εναλλαγής ενός άνθρακα αλλά και η πυκνότητα συσκευασίας του.

6.4) Επίδραση της αντίστασης επαφής στον ενεργό άνθρακα.

Ένα από τα μεγαλύτερα προβλήματα κυρίως από κατασκευαστικής άποψης είναι το πως θα κατασκευαστεί η προσροφητική τράπεζα με τρόπο τέτοιο που να έχουμε άριστη μεταφορά θερμότητας από και προς το προσροφητικό μέσω του HTF. Το σημείο στο οποίο έχουν επικεντρωθεί οι προσπάθειες βελτίωσης της αγωγής είναι η ομαλοποίηση της επιφάνειας τους AC που έρχεται σε επαφή με το μέσο μεταφοράς θερμότητας. Το μέγεθος εκείνο που παρουσιάζει την τραχύτητα είναι η αντίσταση επαφής της επιφάνειας R. Όμως υπάρχουν αντκρουόμενα συμφέροντα στην βελτίωση της επιφάνειας. Αυτό γιατί θέλουμε να βελτιώσουμε την επιφάνεια για καλύτερη αγωγή που σημαίνει λιγότεροι πόροι στον AC όμως λιγότεροι πόροι σημαίνουν χαμηλότερη μεταφορά προσροφητικού προς τον προσροφητή αύξηση του χρόνου του κύκλου μείωση του COP. Τα παραπάνω προβλήματα θα εξεταστούν στην συνέχεια.

6.4.1) Μεταφορά θερμότητας δια της προσροφητικής τράπεζας.

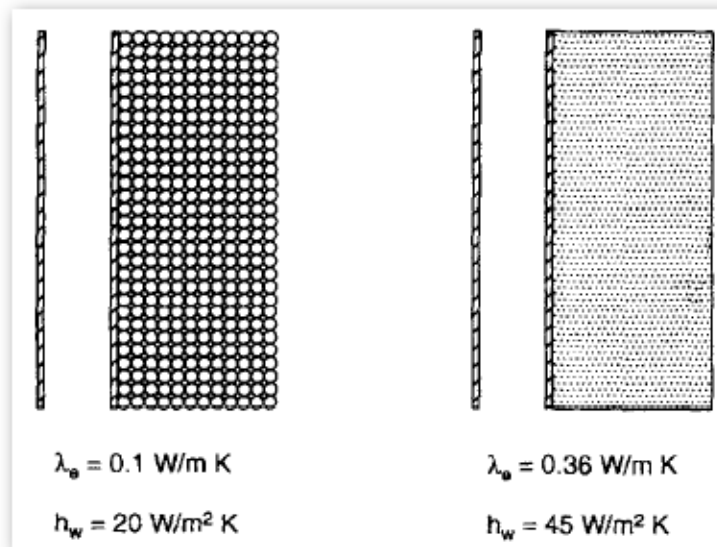
Σε μια θερμική αντλία η θερμότητα κατά την προσρόφηση και η απομάκρυνση μεταφέρεται από και προς το στερεό AC μέσω ενός θερμικού μεταφορέα του HTF. Το ρεύμα αυτού του μεταφορέα συναντά δύο θερμικές αντιστάσεις που σχετίζονται με την πλευρά του προσροφητικού, Σχήμα 6.4.



Σχήμα 6.4

Η πρώτη είναι η R_1 η οποία τοποθετείται μεταξύ του της επιφάνειας συναλλαγής και της επιφάνειας του AC και η δεύτερη R_2 τοποθετείται μέσα στο σώμα του AC. Η R_1 εξαρτάται πάρα πολύ από τη θερμική αγωγιμότητα μεταξύ μετάλλου και επιφάνειας προσρόφησης ενώ η δεύτερη

από το πάχος του AC και από την θερμική αγωγιμότητα λ . Παρατηρούμε ότι με την αλλαγή της μορφής του AC υποδιπλασιάζονται οι αντιστάσεις Σχήμα6.5.



Σχήμα 6.5

Στο Σχήμα6.5α έχουμε ενεργό άνθρακα σε σβόλους ενώ στο Σχήμα6.5β έχουμε τεμάχια πολύ μικρότερης διαμέτρου. Παρατηρούμε λοιπόν για άλλη μια φορά τον καταλυτικό ρόλο που παίζει η μορφή της τράπεζας στην θερμική αντίσταση στην μεταφορά θερμότητας και άρα στην απόδοση της μηχανής.

6.4.2) Ανάλυση της μεταφοράς θερμότητας στην διεπιφάνεια μεταξύ προσροφητή και αγωγίμου σώματος.

Η πιο πιθανή περίπτωση είναι αυτή όπου το HTF ρέει μέσα σε έναν κυκλικό αγωγό ο οποίος διέρχεται με τη σειρά του μέσα από τον προσροφητή. Αυτή η περίπτωση εικονίζεται και στο Σχήμα6.4 και αυτή είναι και η περίπτωση που θα μας απασχολήσει.

Ο συντελεστής αγωγιμότητας λ μπορεί να προσδιοριστεί από την εξίσωση (6.8)

$$\lambda = \frac{s \cdot Q}{\Delta t \cdot 2 \cdot \pi \cdot r^2} \dots\dots\dots (6.8)$$

Όπου Δt η διαφορά θερμοκρασίας, r η ενεργεί ακτίνα του κυκλικού αγωγού (άρα η εσωτερική). Q η ροή θερμότητας από τον αγωγό στον προσροφητή. Ο συνολικός συντελεστής αγωγής θερμότητας δίνεται από την εξίσωση (6.9).

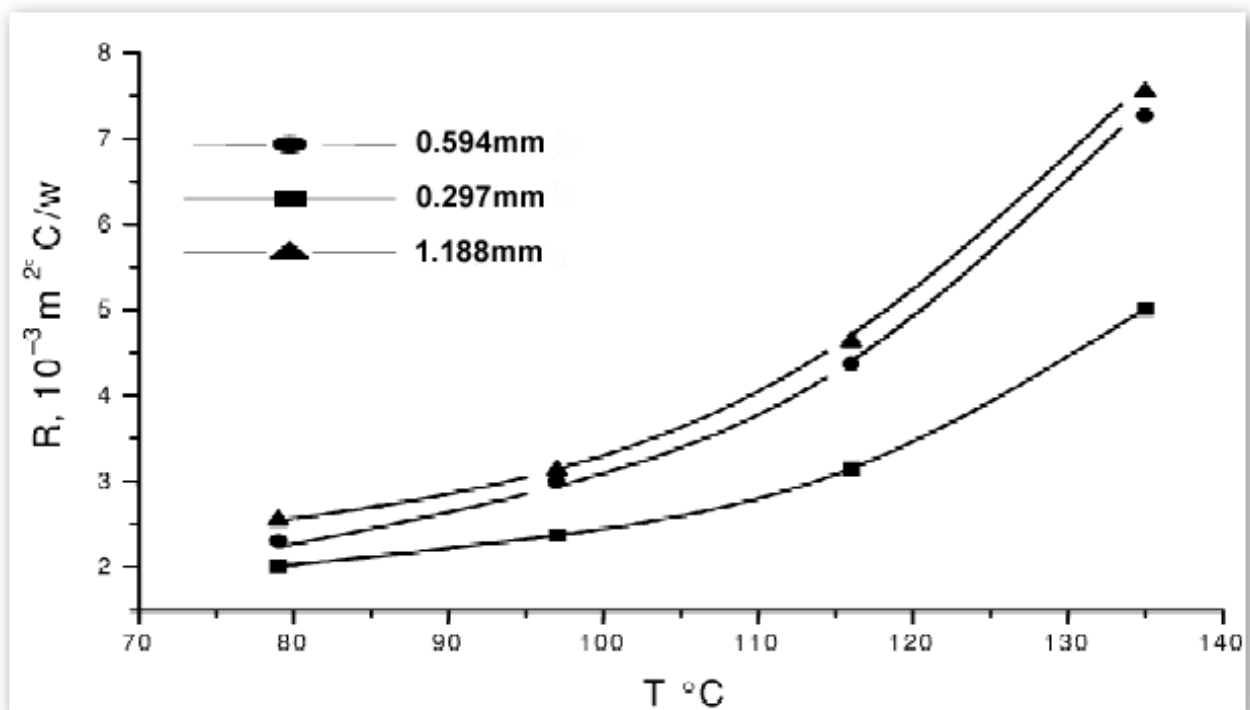
$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_w} + \frac{s}{\lambda} \dots\dots\dots (6.9)$$

6.4.3) Αντίσταση επαφής και μέγεθος κόκκου.

Το μέγεθος του κόκκου του ενεργού άνθρακα επηρεάζει πάρα πολύ την αντίσταση επαφής R το οποίο είναι και λογικό, το ερώτημα είναι πώς επηρεάζει η θερμοκρασία την R σε συνάρτηση με το μέγεθος κόκκου.

Πειράματα που έγιναν σε τρία διαφορετικά δείγματα με διαφορετικές διαμέτρους μας δίνουν το Σχήμα 6.6 από το οποίο μπορούμε να εξάγουμε τα εξής συμπεράσματα:

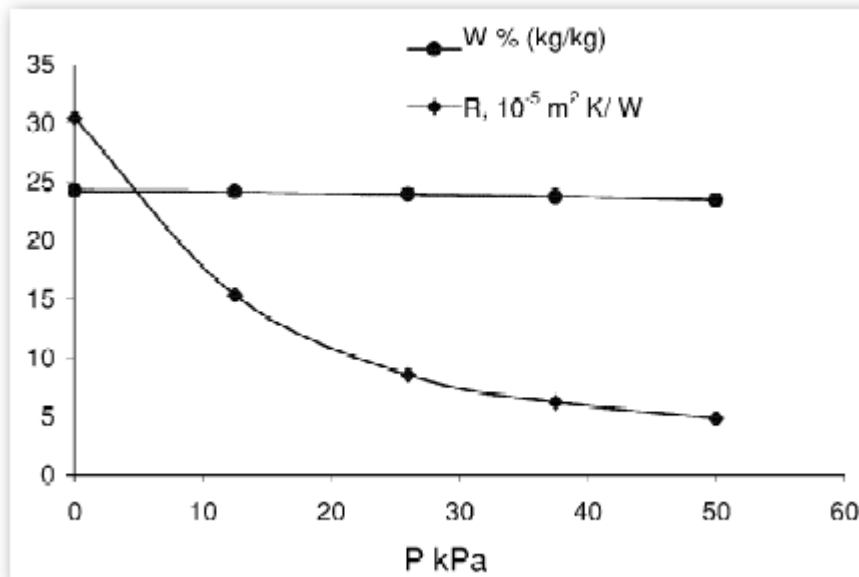
- Με την αύξηση της διαμέτρου των κόκκων του ενεργού άνθρακα διαπιστώνουμε παράλληλη αύξηση της R.
- Με την άνοδο της θερμοκρασίας έχουμε εκθετική άνοδο της R σε όλες τις περιπτώσεις.
- Διαπιστώνουμε ότι το μικρότερο μέγεθος κόκκου δεν ακολουθεί την ίδια εξίσωση $R(T)$ που φαίνεται να ακολουθούν οι άλλοι δύο διάμετροι, αλλά μια με μικρότερη αύξηση της R.
- Για αύξηση 50C έχουμε περίπου αύξηση 5 μονάδων της R για τις μεγάλες διαμέτρους και μόνο 3 μονάδες για την μικρή. Επειδή οι κόκκοι που μας ενδιαφέρουν κυμαίνονται μεταξύ των μελετούμενων τιμών θα μπορούσαμε να πούμε ότι άνοδος 1C συνεπάγεται άνοδο περί τις 0.08 μονάδες του R.
- Συνεπώς καταλήγουμε ότι για να μειώσουμε την αντίσταση R και ιδιαίτερα στις μεγάλες θερμοκρασίες πρέπει να διατηρήσουμε όσο το δυνατόν μικρότερο το μέγεθος του κόκκου.



Σχήμα 6.6 Αντίσταση επαφής συναρτήση της θερμοκρασίας και μεγέθους κόκκου AC.

6.4.4) Αντίσταση επαφής και άσκηση πίεσης.

Πολύ σημαντικά είναι και τα συμπεράσματα είναι τα συμπεράσματα της εργασίας των Dongsheng Zhu και Shengwei Wang των Μάιο του 2001 όταν μελέτησαν τις επιπτώσεις που έχει η άσκηση πίεσης στην αντίσταση επαφής μεταξύ του αγωγίμου υλικού και του προσροφητή. Τα αποτελέσματα δίνονται στο Σχήμα 6.7.



Σχήμα 6.7 Αποτελέσματα άσκησης πίεσης στην αντίσταση επαφής και στην προσροφώμενη ποσότητα

Σε αυτό παρουσιάζεται η μεταβολή της R όπως και της περιεκτικότητας του προσροφούμενου στον ενεργό άνθρακα W. Παρατηρούμε τα εξής:

- Με αύξηση της πίεσης μέχρι 50kPa έχουμε θεαματική μείωση της επιφανειακής αντίστασης χωρίς την τροποποίηση του μεγέθους του κόκκου που έφτασε το 86%! Αυτό σημαίνει ότι στην περίπτωση ενεργού άνθρακα σε σκόνη η R από $2 \cdot 10^{-3} (m^2 K / W)$ θα γίνει $0.28 \cdot 10^{-3} (m^2 K / W)$!
- Μετά το πέρας και των 50kPa η μείωση είναι δυσανάλογα μικρή με την αύξηση της πίεσης.
- Επίσης βλέπουμε ότι η συγκέντρωση W παραμένει σχεδόν αμετάβλητη.

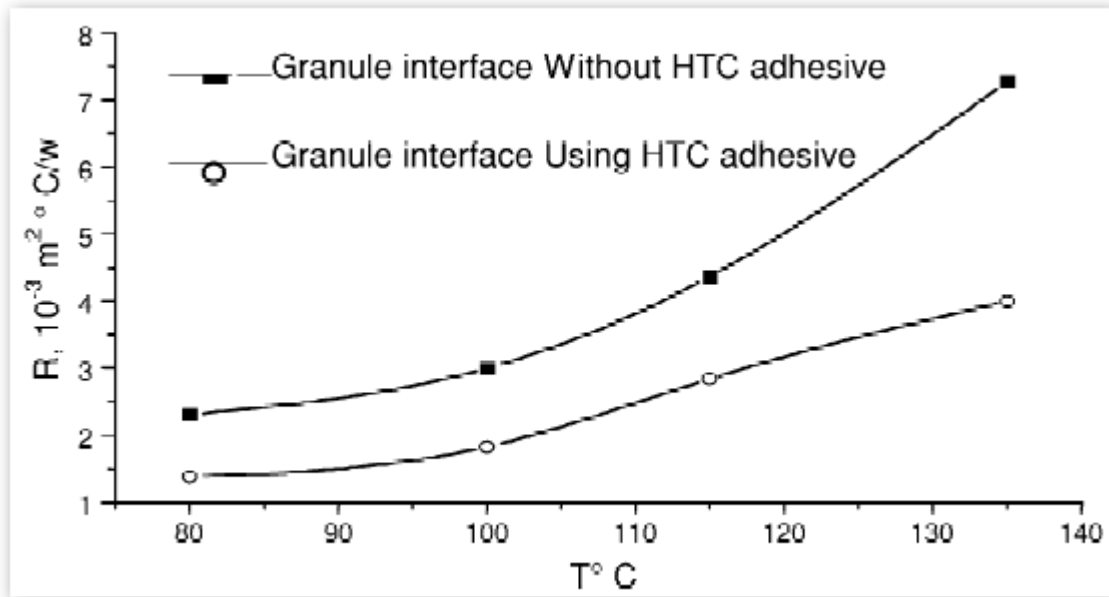
Παρόλα αυτά η πίεση πρέπει να περιοριστεί σε κάποια όριο γιατί υπερβολική αύξηση της πίεσης θα επηρεάσει την προσροφούμενη μάζα (θα την μειώσει) ενώ ενδέχεται να καταστρέψει και το μπλοκ του προσροφητή. Βέλτιστη θεωρείται μια τιμή μεταξύ 20-30kPa.

6.4.5) Η επίδραση της επικάλυψης συνθετικού στον ενεργό άνθρακα.

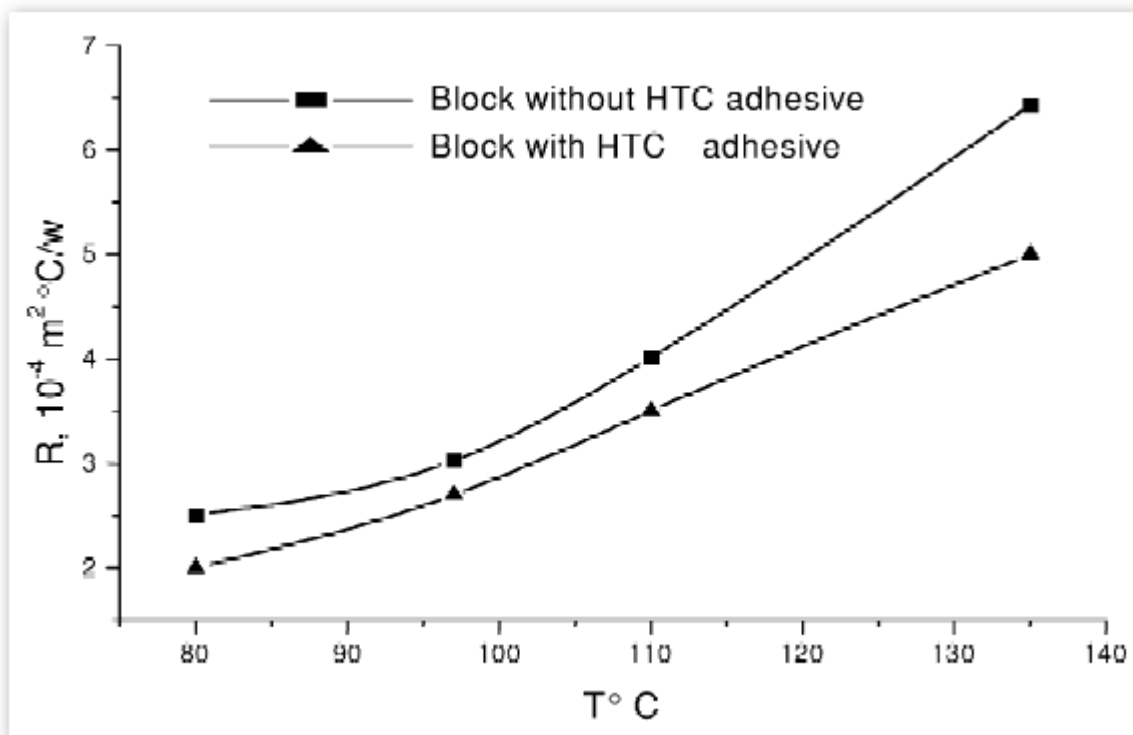
Συνηθισμένη τακτική είναι η επικάλυψη του ενεργού άνθρακα με κάποιο συμβατό συνθετικό (HTC adhesive) της επιφάνειας που έρχεται σε επαφή με τον αγωγό που μεταφέρει το HTF.

Πειράματα έχουν γίνει που δείχνουν την επίδραση αυτής της μεθόδου στην επιφανειακή αντίσταση.

Τα πιο ενδιαφέροντα είναι η μέτρηση που έγινε στην διεπιφάνεια αγωγού και κοκκοειδούς ενεργού άνθρακα Σχήμα6.8 και διεπιφάνειας αγωγού και μπλοκ σκόνης ενεργού άνθρακα Σχήμα6.9.



Σχήμα 6.8 Επίδραση της επικάλυψης συνθετικού στον AC.



Σχήμα 6.9 Επίδραση της επικάλυψης συνθετικού στον AC.

Παρατηρούμε ότι:

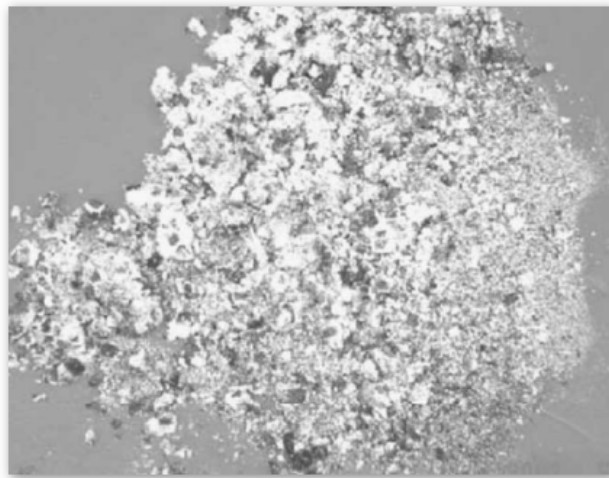
- Στην περίπτωση κοκκοειδούς άνθρακα η επικάλυψη μείωσε την αντίσταση επαφής κατά 40%.
- Στην περίπτωση σκόνης σε μπλοκ η επικάλυψη μείωσε την αντίσταση επαφής κατά 30%

- Τα παραπάνω ποσοστά είναι πολύ λογικά αφού ο κοκκοειδής άνθρακας έχει πολύ μεγαλύτερη περιθώρια βελτίωσης από ότι ο άνθρακας σε σκόνη που είδη βρίσκεται σε μικρή διάμετρο και συνεπώς υπάρχει καλύτερη συνοχή.
- Βλέπουμε ότι όταν επιβάλλεται η χρήση ενεργού άνθρακα μορίων μεγάλης διαμέτρου η επικάλυψη είναι ουσιαστικά αναγκαία.

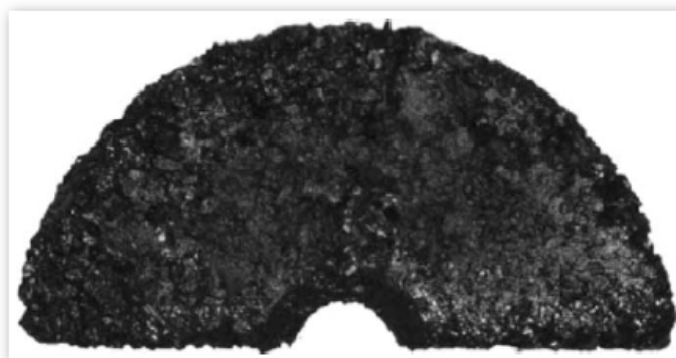
Επίσης πρέπει να πούμε ότι με την επικάλυψη αυτή του συνθετικού έχει παρατηρηθεί ότι δεν υπάρχει μείωση του ποσοστού προσρόφησης και συνεπώς η επικάλυψη βελτιώνει την απόδοση ενός ψυκτικού κύκλου χωρίς μειονεκτήματα πέρα από το επιπλέον κόστος.

6.5) Ενεργός άνθρακας και CaCl₂.

Με σκοπό την βελτιστοποίηση της μεταφοράς μάζας στην προσροφητική τράπεζα χρησιμοποιείται πολλές περιπτώσεις γονιμοποιημένος ενεργός άνθρακας με CaCl₂ σε μπλοκ και μερικές φορές σε σκόνη. Η μορφή του μπλοκ όμως παρουσιάζει τα πλεονεκτήματα της ένωσης αυτής ενώ ταυτόχρονα παρουσιάζει τα μειονεκτήματα της όπως συσσωματώσεις και κατά συνέπεια μείωση της απόδοσης. Οπτικά μπορούμε να παρατηρήσουμε τις δύο αυτές μορφές στα Σχήματα 6.10, 11.



Σχήμα 6.10 AC/CaCl₂ Σε σκόνη.

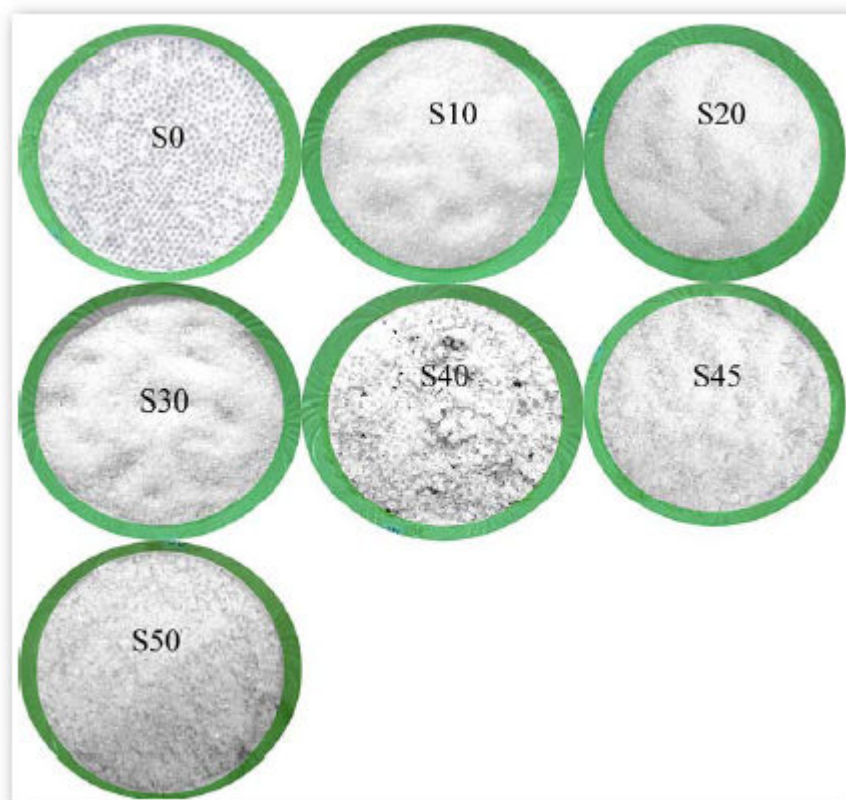


Σχήμα 6.11 AC/CaCl₂ Σε μπλοκ.

Η περιεκτικότητα του CaCl_2 στον άνθρακα λαμβάνει διάφορες τιμές, Πίνακας 6.6, αλλά έχει βρεθεί ότι βέλτιστη είναι η 4:1 για την σκόνη, για την μορφή μπλοκ εξαρτάται από την πυκνότητα του μπλοκ. Οπτικά την μορφή των μειγμάτων του Πίνακα 6.6 την δίνουμε στο Σχήμα 6.12.

Sample	S0	S10	S20	S30	S40	S45	S50
CaCl_2 concentration in the aqueous solution [%]	0	10	20	30	40	45	50
CaCl_2 content in the anhydrous sample [%]	0	12.05	20.54	26.53	31.29	32.45	34.85

Πίνακας 6.6 Τύποι και περιεκτικότητες αυτών σε CaCl_2



Σχήμα 6.12

Από την χρήση αυτού του ευρέως διαδεδομένου μείγματος έχουν βγει τα εξής συμπεράσματα:

- Γενικά το ποσοστό απορρόφησης του προσροφούμενου στον ενεργό άνθρακα αυξάνει με την αύξηση της περιεκτικότητας σε CaCl_2 .
- Ο ρυθμός απομάκρυνσης του προσροφητικού αυξάνει με την αύξηση του CaCl_2 .
- Τα δείγματα S40, S45, S50 μπορούν να αναγεννηθούν σε θερμοκρασίες χαμηλές έως και 70C που μπορούν να επιτευχθούν εύκολα με ηλιακούς συλλέκτες.
- Η γονιμοποίηση του AC με αυτό το υλικό έδειξε ότι μπορεί να αυξήσει αρκετά την ψυκτική ισχύ της ψυκτικής μηχανής.

6.6) Προετοιμασία ενεργού άνθρακα για τη χρήση του σε ψύξη με προσρόφηση.

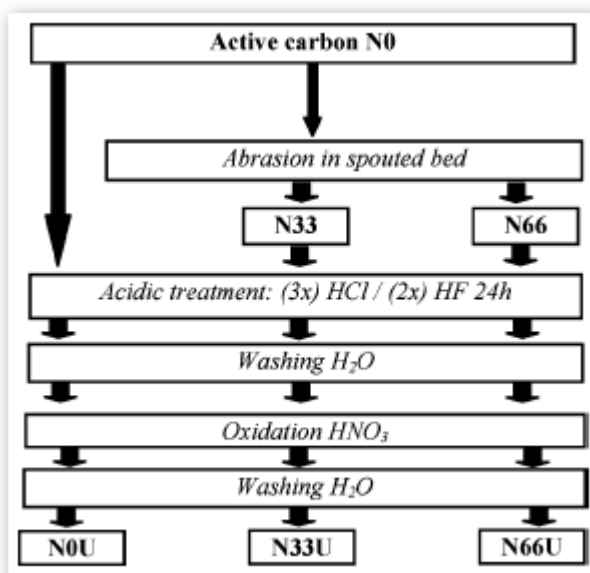
Η χρήση ενεργού άνθρακα στην ψύξη με προσρόφηση προϋποθέτει την βελτίωση της υφής και της φύσης της επιφάνειας αυτού. Με σκοπό λοιπόν την αναγκαία βελτίωση της επιφάνειας πειράματα έγιναν με έναν κοκκοειδή ενεργό άνθρακα τύπου N (Πολωνικό είδος) ο οποίος παράχθηκε από ενεργοποίηση σκληρού άνθρακα με ατμό και δούλεψε με εργαζόμενο μέσο μεθανόλη.

Αρχικά λειάνθηκε επιφανειακά και έως χρόνου τέτοιου ώστε κάθε φορά να έχουμε αύξηση της αποβληθέας σκόνης 33% κατά βάρος. Συνέπεια τούτου ήταν η δημιουργία 3 αρχικών δειγμάτων με διαφορετική επιφανειακή λείανση των N0, N33, N66.

Στη συνέχεια και τα τρία δείγματα πλύθηκαν 3 φορές με HCl και δύο φορές HF με σκοπό την αποβολή των επιφανειακών ακαθαρσιών. Μετά από την όξινη επεξεργασία ακολούθησε καθαρισμός αρκετές φορές με αποσταγμένο νερό.

Ακολούθως και τα τρία δείγματα οξειδώθηκαν περαιτέρω με μείγμα H₂O/HNO₃ v/v με σκοπό την βελτίωση του αριθμού των οξυγονούχων ενώσεων στην επιφάνεια. Ακολούθησε καθαρισμός με αποσταγμένο νερό.

Η διαδικασία παρουσιάζεται στο Σχήμα6.13 ενώ τα αποτελέσματα που πήραμε κατά τις μετρήσεις δίνονται στον Πίνακα6.7.



Σχήμα 6.13 Διαδικασία προετοιμασίας ενεργού άνθρακα για χρήση σε ψύξη.

Σχολιάζοντας και γενικεύοντας τα αποτελέσματα μπορούμε να πούμε τα εξής:

- Η διαδικασία της οξείδωσης προκάλεσε την αύξηση της επιφάνειας του ενεργού άνθρακα και συνεπώς την προσροφητική του ικανότητα.

- Σε γενικές γραμμές μπορούμε να πούμε ότι παρόμοια προετοιμασία ενεργού άνθρακα βελτιώνει πάρα πολύ τα χαρακτηριστικά του και θα πρέπει να λαμβάνει χώρα πριν την εργασία του τουλάχιστον με εργαζόμενο μέσο μεθανόλη.

Property	N0	N33	N66	N0U	N33U	N66U
Volume of micropores, W_o (cm^3g^{-1})	0.334	0.299	0.252	0.320	0.312	0.273
Characteristic energy of adsorption, E_o (kJ mol^{-1})	17.7	19.3	21.6	20.3	20.1	22.0
Micropore width, x_{mi} (nm)	0.74	0.67	0.56	0.49	0.48	0.48
DR surface area, S_{DR} (m^2g^{-1})	942	842	710	900	878	769
Mesopores surface area, S_{me} (m^2g^{-1})	102	76	46	111	88	78
Mean mesopores dimension, d_{me} (nm)	5.1	5.2	4.1	5.8	7.7	7.1
Specific surface, S_{BET} (m^2g^{-1})	803	724	596	819	778	668

Πίνακας 6.7 Αποτελέσματα μετρήσεων στα τελικά προϊόντα.

6.6) Δυνατοί τρόποι διαμόρφωσης και σχεδίασης.

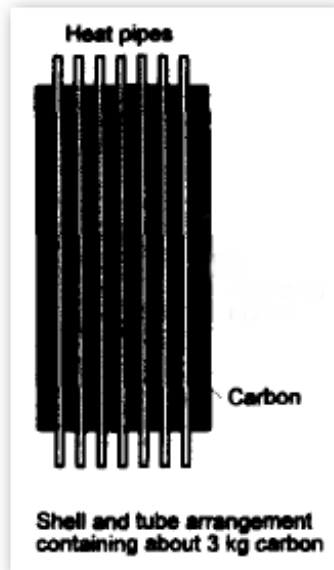
Στην βιβλιογραφία έχουν αναφερθεί διάφοροι τρόποι διαμόρφωσης της προσροφητικής τράπεζας και άρα σχεδίασης του ενεργού άνθρακα. Όλοι στοχεύουν στην δημιουργία μιας κατασκευής της τράπεζας που σαν στόχους θα έχει:

- Μικρή θερμοχωρητικότητα.
- Καλή θερμική αγωγή.
- Μικρό βάρος και όγκο.
- Ευκολία στην κατασκευή της και στην εύρεση των αναγκαίων υλικών.
- Δεν θα διαβρώνεται και ούτε θα καταστρέφεται από το εργαζόμενο μέσο.

Με βάση τα παραπάνω διάφορες κατασκευές έχουν παρουσιαστεί κατά καιρούς που παρουσιάζονται στα παρακάτω σχήματα.

A) Απλή κατασκευή με αγωγούς διαμέσου του AC.

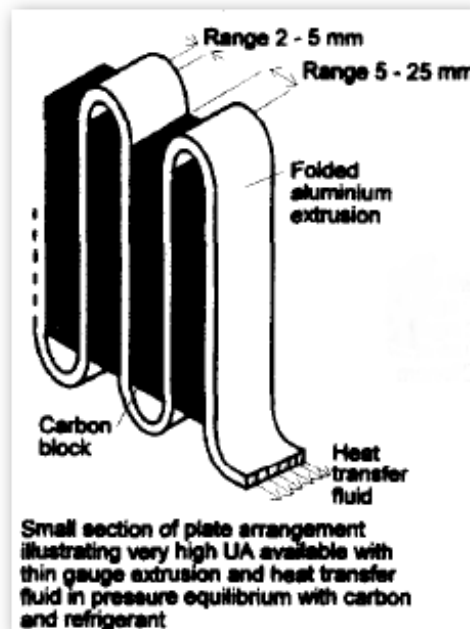
Παρουσιάζεται στο Σχήμα6.14 και πρόκειται για το αμέσως επόμενο βήμα μετά τα απλά μπλοκ. Σε αυτή την κατασκευή έχουμε εισάγει κατά διαστήματα και στις δύο διαστάσεις, εντός του ενεργού άνθρακα, αγωγούς τους οποίους διαρρέει το HTF ενδεχομένως από τον ηλιακό συλλέκτη με αποτέλεσμα μια καλύτερη κατανομή της θερμοκρασίας γύρω από τους αγωγούς. Το ψυκτικό βρίσκεται περί όλης αυτής της κατασκευής και προσροφάτε και απομακρύνεται κατά διαστήματα.



Σχήμα 6.14 Απλή κατασκευή με αγωγούς διαμέσου του AC.

B) Ένας αγωγός μεανδρικού σχεδιασμού διαμέσου του AC.

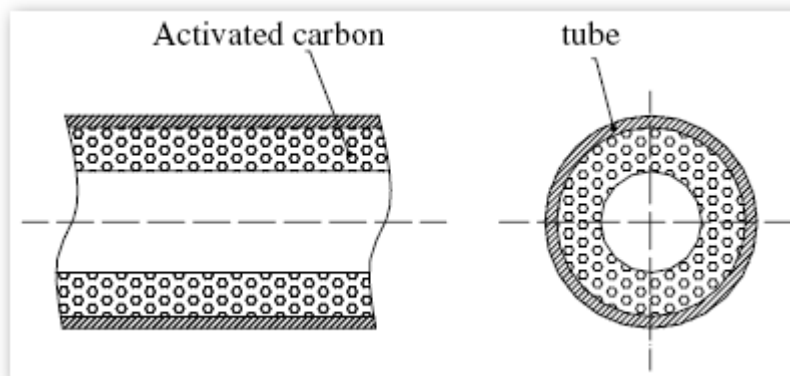
Παρουσιάζεται στο Σχήμα 6.15 και πρόκειται για έναν μονοκόμματο αγωγό μεανδρικής όψης ορθογωνικής διατομής το οποίο διαρρέετε από το HTF. Λόγω της ιδιότητας του να αγκαλιάζει τον άνθρακα υπάρχει καλύτερη μεταφορά θερμότητας από την προηγούμενη σχεδίαση. Μειονέκτημα αποτελεί το γεγονός ότι αναγκαστικά θα υπάρχει μια ανομοιομορφία στην θέρμανση του άνθρακα και κυρίως κοντά στην έξοδο του HTF.



Σχήμα 6.15_Αγωγός μεανδρικού σχεδιασμού διαμέσου του AC.

Γ) Απλή κυλινδρική τράπεζα.

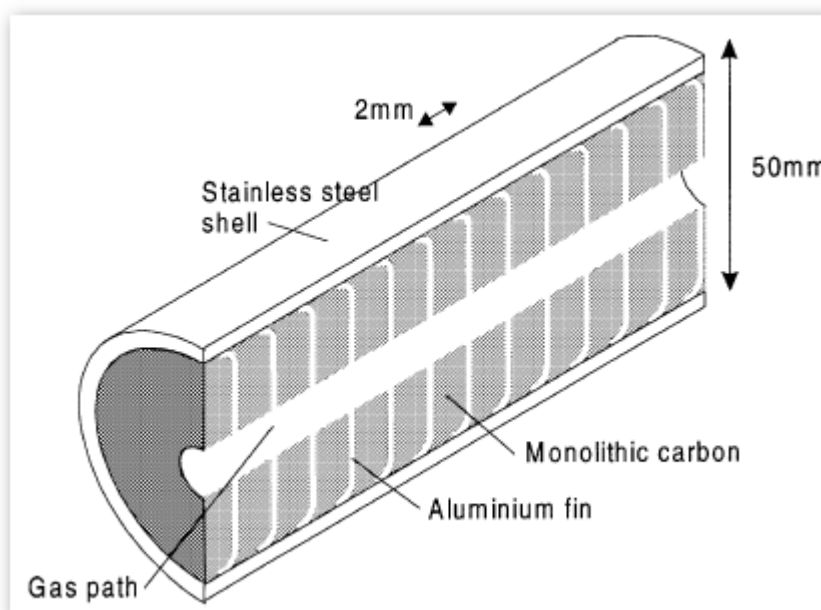
Παρουσιάζεται στο Σχήμα 6.16 και πρόκειται για έναν απλό μεταλλικό αγωγό συνήθως χαλκού που εσωτερικά διαθέτει ικανό πάχος ενεργού άνθρακα και κενό στο οποίο κυκλοφορεί το εργαζόμενο μέσο.



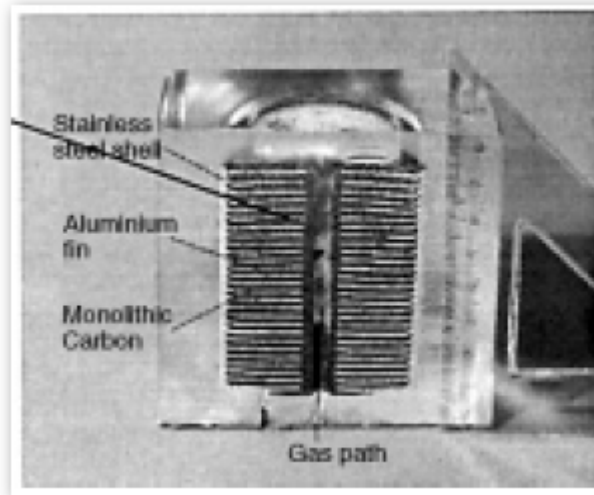
Σχήμα 6.16 Απλή κυλινδρική τράπεζα.

Δ) Κυλινδρική τράπεζα με φύλλα αλουμινίου.

Παρουσιάζεται στα Σχήματα 6.17, 18 και πρόκειται για έναν ανοξείδωτο χαλύβδινο αγωγό διαμέτρου 50mm που εσωτερικά περιέχει ενεργό άνθρακα με ενδιάμεσα φύλλα αλουμινίου για βέλτιστη συναλλαγή θερμότητας. Στο εσωτερικό διακρίνουμε τον αγωγό από τον οποίο προσροφάτε και απομακρύνεται το ψυκτικό. Τα φύλλα αλουμινίου αποτελούν περίπου το 13% του συνολικού όγκου, ο ενεργός άνθρακας περίπου το 34% ενώ το υπόλοιπο 53% αποτελεί ο χαλύβδινος αγωγός. Είναι ουσιαστικά ο απόγονος της προηγούμενης τράπεζας με σαφώς καλύτερα χαρακτηριστικά από αυτήν



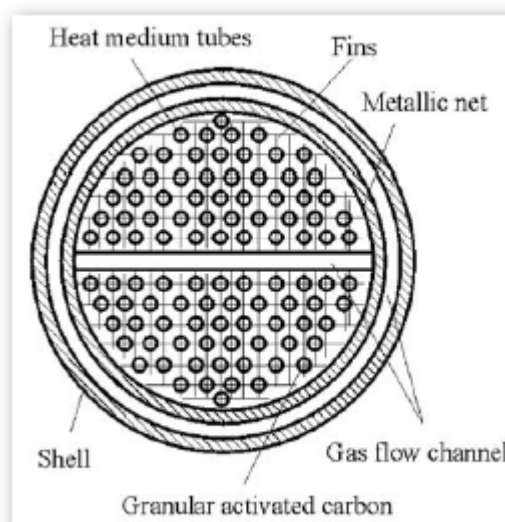
Σχήμα 6.17 Κυλινδρική τράπεζα με φύλλα αλουμινίου.



Σχήμα 6.18 Πραγματικής κατασκευής σε τομή.

E) Κυλινδρική τράπεζα με ενδιάμεσους αγωγούς.

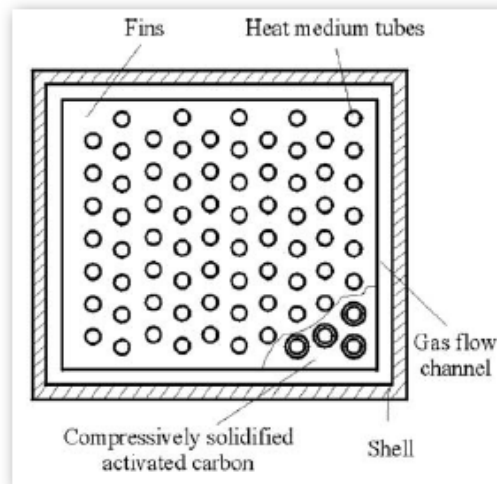
Παρουσιάζεται στο Σχήμα 6.19 και πρόκειται για την καλύτερη κατασκευή που έχει δημιουργηθεί όσον αφορά της τράπεζες κυλινδρικής μορφής από πλευράς απόδοσης. Το πρωτότυπο που παρουσιάζεται στο σχήμα αποτελείται από δύο κυλινδρικούς αγωγούς μεταξύ των οποίων κυκλοφορεί το εργαζόμενο μέσο δηλ. το προσροφούμενο (μεθανόλη), διακρίνουμε μάλιστα και έναν αγωγό που χωρίζει τον ενεργό άνθρακα σε δύο τμήματα και στον οποίο ομοίως κυκλοφορεί εργαζόμενο μέσο. Στα δύο τμήματα στο εσωτερικό του εσωτερικού κυλίνδρου υπάρχει ενεργός άνθρακας που διατρέχεται από αγωγός. Οι αγωγοί αυτοί μεταφέρουν το HTF που μεταδίδει την θερμότητα στον AC. Τέλος παρατηρούμε πλέγμα μετάλλου εντός του AC για καλύτερη μεταφορά θερμότητας. Το συγκεκριμένο τεμάχιο είναι διαστάσεων $\Phi 325 \times 1400 \text{mm}$, περιέχει κοκκοποιημένο AC σε μπλοκ και νερό χρησιμοποιήθηκε σαν HTF.



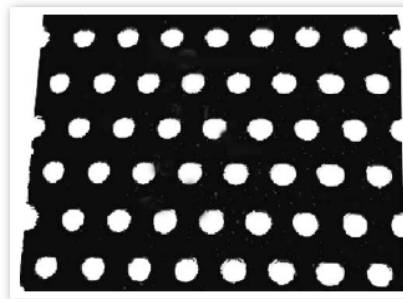
Σχήμα 6.19 Κυλινδρική τράπεζα με ενδιάμεσους αγωγούς.

Z) Ορθογωνική τράπεζα με ενδιάμεσους αγωγούς.

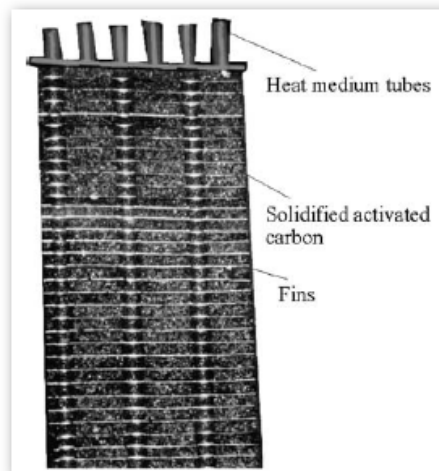
Παρουσιάζεται στα Σχήματα 6.20, 21, 22 και πρόκειται για μια ορθογωνική κατασκευή διαστάσεων (πρωτότυπου) 286x210x2100mm που περιέχει εσωτερικά συμπιεσμένες πλάκες ενεργού άνθρακα την μια επάνω από την άλλη με ενδιάμεσα διαστήματα. Είναι της μορφής του Σχήματος 6.21 και τοποθετούνται όπως στο Σχήμα 6.22. Μεταξύ πλακών και δοχείου τράπεζας υπάρχει κενό ώστε να μεταφέρεται το εργαζόμενο μέσο. Από τις πλάκες του AC διέρχονται αγωγοί που μεταφέρουν το HTF.



Σχήμα 6.20 Ορθογωνική τράπεζα με ενδιάμεσους αγωγούς.



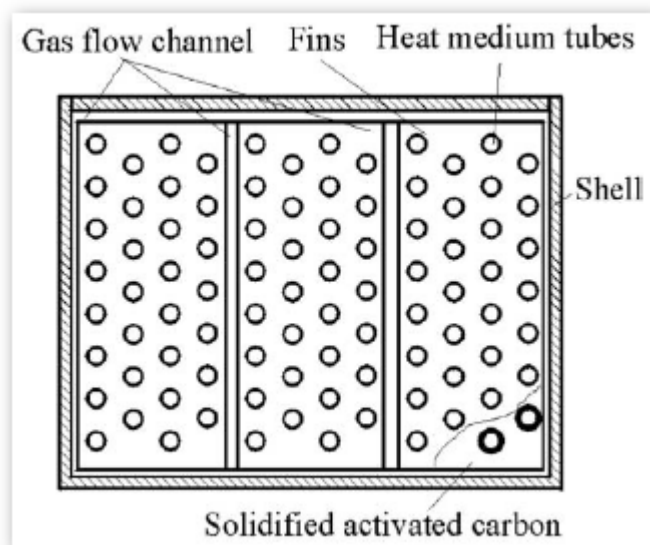
Σχήμα 6.21 Πραγματική λεπτομέρεια.



Σχήμα 6.22 Πραγματική λεπτομέρεια.

H) Ορθογωνική τράπεζα με ενδιάμεσους αγωγούς και κανάλια.

Παρουσιάζεται στο Σχήμα 6.23 και πρόκειται για μια ορθογωνική κατασκευή διαστάσεων (πρωτότυπου) 387x422x1539mm που περιέχει εσωτερικά μπλοκ ενεργού άνθρακα. Μεταξύ πλακών και δοχείου τράπεζας υπάρχει κενό ώστε να μεταφέρεται το εργαζόμενο μέσο, η διαφορά με την περίπτωση (Z) είναι ότι εδώ έχουμε και κανάλια (2) επιπλέον για την μεταφορά αυτού. Από τις πλάκες του AC διέρχονται αγωγοί που μεταφέρουν το HTF. Η συγκεκριμένη κατασκευή είναι η καλύτερη από όσες έχουν προκύψει κατά τους πειραματισμούς και δίνει τα καλύτερα αποτελέσματα.



Σχήμα 6.23 Ορθογωνική τράπεζα με ενδιάμεσους αγωγούς και κανάλια.

Σχολιασμός.

Όπως αναφέρθηκε στη προηγούμενη περίπτωση (H) αυτή μας δίνει τα καλύτερα αποτελέσματα, μετά έρχονται οι περιπτώσεις (E) και (Z). Παρατηρούμε ότι η περίπτωση (Z) παρόλο που διαφέρει ελαφρά από την (H) έρχεται τρίτη, αυτό μας δείχνει την μεγάλη βελτίωση που προκαλούν μόνο δύο αγωγοί εντός του AC που επιτρέπουν καλύτερη μετάδοση θερμότητας. Συγκριτικά αυτών των περιπτώσεων και κατασκευαστικά στοιχεία δίνονται στον Πίνακα 6.8. Εδώ πρέπει να πούμε ότι σε γενικές γραμμές χρησιμοποιείται σχεδόν πάντα η μορφή της προσροφητικής τράπεζας του Σχήματος 6.23 ενώ οι εφαρμογές των προηγούμενων περιπτώσεων είναι ελάχιστες.

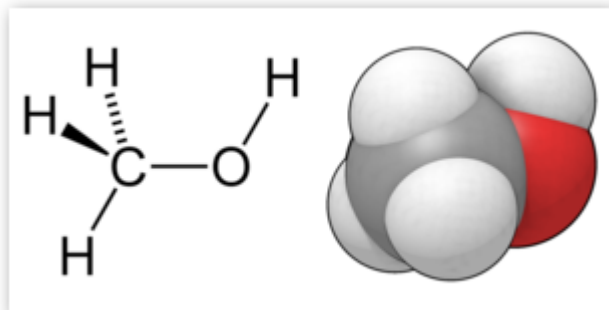
Adsorber	Item	Material	Mass (kg)	Heat capacity (kJ/°C)
ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ (Ε)	Thermal fluid tubes	Copper	22.5	8.686
	Fins	Aluminum	5.4	4.907
	Adsorbent	Activated carbon made by the shell of coconut	26	25.6
	Thermal fluid	Water (two-flow circuit)	10	41.8
	Metal of adsorber	Stainless steel	79.1	37.90
ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ (Ζ)	Thermal fluid tubes	Steel	37.6	14.162
	Fins	Steel	9.1	4.205
	Adsorbent	Solidified activated carbon	41	38.13
	Thermal fluid	Water (two-flow circuit)	10.26	42.89
	Metal of adsorber	Carbon steel	111	46.9
ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ (Η)	Heat medium tubes	Steel	81.52	30.733
	Fins	Steel	5.71	2.152
	Adsorbent	Solidified activated carbon	60	55.8
	Thermal fluid	Water (four-flow circuit)	14.8	62.08
	Metal of adsorber	Carbon steel	158.51	66.384

Πίνακας 6.8 Συγκριτικά των παραπάνω περιπτώσεων και κατασκευαστικά στοιχεία.

7. ΜΕΘΑΝΟΛΗ ΣΤΗ ΨΥΞΗ ΜΕ **ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ.**

7.1) Λόγοι επιλογής της μεθανόλης ως προσροφητικού.

Η μεθανόλη (CH₃OH) Σχήμα 7.1 είναι ένα πολύ γνωστό εργαζόμενο μέσο στον κύκλο της ψύξης με προσρόφηση. Εργάζεται πάντα στο ζεύγος Ενεργού άνθρακα / Μεθανόλης ενώ απειροελάχιστες είναι η εφαρμογές που έχουν γίνει με προσροφητή Ζεολίτη.



Σχήμα 7.1 Χημικός τύπος CH₃OH.

Οι λόγοι για τους οποίους διαλέγουμε αυτό το εργαζόμενο μέσο μεταξύ άλλων είναι οι παρακάτω:

- Η θερμοκρασία ατμοποίησης που δίνει για το κάτω όριο πίεσης της είναι πολύ ικανοποιητική και κάτω από τους 0C οπότε μας δίνει την δυνατότητα παραγωγής πάγου.
- Έχει πολύ μικρή διάμετρο μορίου, περίπου 4Å, λόγω της απλότητας της ένωσης της .
- Έχει υψηλή λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης 1102(kJ/kg) και έρχεται τρίτη μετά το νερό και την αμμωνία.
- Έχει μικρό ειδικό όγκο.
- Είναι θερμικά σταθερή ουσία με τον προσροφητή στον κύκλο λειτουργίας της.
- Εύκολη στην παραγωγή, μεταφορά και χρήση της.
- Είναι φθηνή ουσία και εύκολα προμηθεύσιμη.

Ο κύριος παράγοντας είναι όπως είπαμε η υψηλή λανθάνουσα θερμότητα της που επικαλύπτει ορισμένα μειονεκτήματα που παρουσιάζει η χρήση της, αυτά είναι:

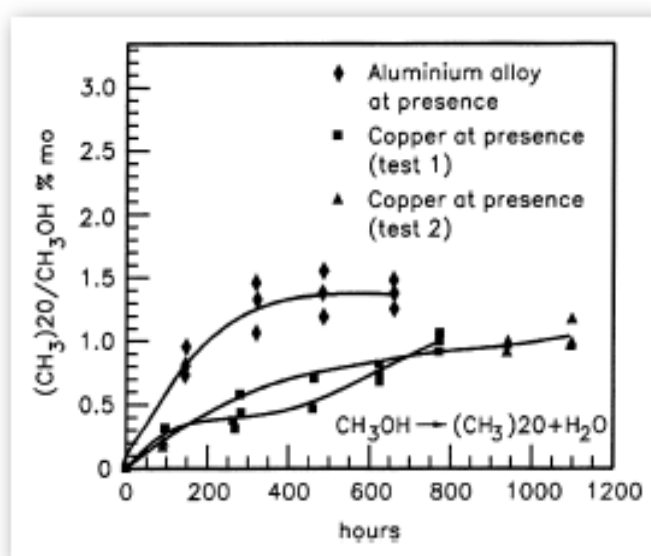
- Η ελαφρά τοξικότητα της που όμως δεν συγκρίνεται με αυτήν την αμμωνίας που σε διάστημα λίγων λεπτών μπορεί να προκαλέσει από ερεθισμούς του δέρματος, τύφλωση μέχρι θάνατο.
- Η ευφλεκτότητα της που όμως μπορεί να ελεγχθεί πολύ εύκολα.
- Ο περιορισμός στην ανώτατη πίεση λειτουργία της που επιβάλλει το άνω όριο θερμοκρασίας της, όπως θα δούμε, των 120C. Επίσης η ίδια η θερμοκρασία ως άνω όριο αποτελεί μειονέκτημα. Το συγκεκριμένο είναι το μεγαλύτερο μειονέκτημα της μεθανόλης.
- Οι χαμηλές πιέσεις οι οποίες είναι κάτω της ατμοσφαιρικής και συνεπώς έχουμε προβλήματα στεγανοποίησης και ιδιαίτερα, όπως έχει αναφερθεί κοντά στις συγκολλήσεις. Το παραπάνω γεγονός έχει ως αποτέλεσμα την εισχώρηση ξένων αερίων στο κύκλωμα.

- Τέλος η μεθανόλη δεν παρουσιάζει συμβατότητα με ορισμένα μέταλλα με αποτέλεσμα την σταδιακή καταστροφή τους. Βέβαια τα περισσότερα αέρια παρουσιάζουν παρόμοια φαινόμενα.

7.2) Ο μηχανισμός αντίδρασης.

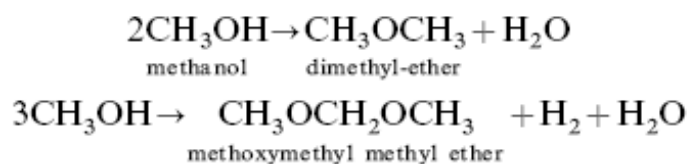
Στα βιβλία χημείας η μεθανόλη χαρακτηρίζεται για την χημική της σταθερότητα, παρόλα αυτά όμως είναι ικανή κάτω από κατάλληλες συνθήκες να αποσυντίθεται και να σχηματίζει Φορμαλδεΰδη (HCHO) και Διμεθυλαιθέρα (CH₃OCH₃). Αυτές οι συνθήκες είναι υψηλή θερμοκρασία και παρουσία καταλύτη. Στην πράξη άλλωστε η μεθανόλη χρησιμοποιείται σαν πρώτη ύλη για την βιομηχανική παραγωγή της Φορμαλδεΰδης που πραγματοποιείται σε μεγάλους ρυθμούς στους 600 – 650C παρουσία ασημιού σε ατμοσφαιρική πίεση. Σύμφωνα με τα εγχειρίδια χημείας θα πρέπει να παραμένει αμετάβλητη μέχρι τους 150C όμως ο Yuan το 1988 βρήκε ότι υπήρξε μετασχηματισμός μέρους της μεθανόλης σε HCHO στους 120C κατά τη διάρκεια πειράματος ψύξης, συνεπώς επιλέγουμε αυτήν την θερμοκρασία ως άνω όριο στην ψύξη με προσρόφηση.

Ενδιαφέρον έχουν και τα αποτελέσματα του πειράματος που διεξήγαγε ο ERIC J. HU το 1997 στο οποίο παρουσιάζονται το αποτέλεσμα ροής της μεθανόλης μέσα σε χαλκινούς και αλουμινένιους αγωγούς όσον αφορά το μετασχηματισμό της. Αυτά παρουσιάζονται στο Σχήμα 7.2 όπου βλέπουμε καθαρά ότι το αλουμίνιο προκαλεί πολύ μεγαλύτερο μετασχηματισμό σε διμεθυλαιθέρα από ότι ο χαλκός. Συνεπώς το υλικό αυτό πρέπει να αποφεύγεται για την δημιουργία προσροφητικών μηχανών όπως και ο χαλκός, βέβαια ο χαλκός παρουσιάζει τέτοια καλή θερμική αγωγιμότητα που συνήθως υπερτερεί του μετασχηματισμού.



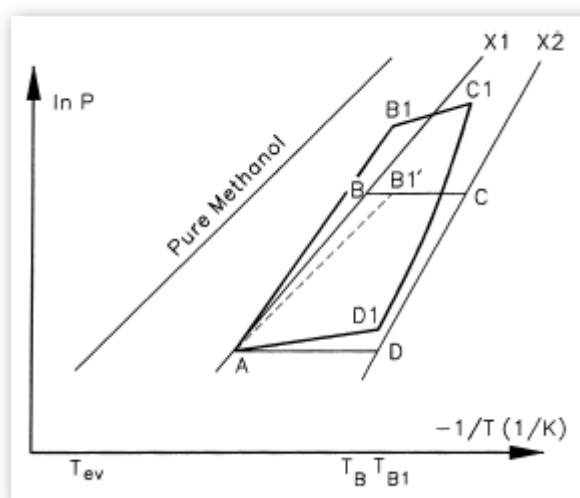
Σχήμα 7.2 Αποτέλεσμα ροής της μεθανόλης μέσα σε χαλκινούς και αλουμινένιους αγωγούς όσον αφορά το μετασχηματισμό της

Η διαδοχικές χημικές αντιδράσεις που λαμβάνουν χώρα κατά το μετασχηματισμό δίνονται παρακάτω, βλέπουμε ότι έχουμε πρώτα μετασχηματισμό σε διμεθυλαιθέρα και ακολούθως σε αιθανόλη και φορμαλδεΰδη.



7.3) Η επίδραση των ξένων ουσιών στην μεθανόλη.

Στην ηλιακή ψύξη με προσρόφιση επιβάλλεται εντός του κλειστού κυκλώματος να υπάρχει μόνο το προσροφητικό (ενεργός άνθρακας) και το προσροφούμενο (μεθανόλη) ενώ όλες οι υπόλοιπες ουσίες πρέπει να απομακρυνθούν εντελώς. Αυτό γίνεται συνήθως με μία αντλία κενού που συνδέεται στο κύκλωμα πριν την είσοδο της μεθανόλης. Εάν τα παραπάνω γίνουν ως ορίζονται με σωστή μεθοδολογία τότε ο ψυκτικός μας κύκλος μπορεί να απεικονισθεί κατά τα γνωστά όπως στη Σχήμα 7.3 ABCD. Όταν όμως υπάρχουν και άλλα δευτερεύοντα αέρια εντός του κυκλώματος τότε ο ψυκτικός μας κύκλος θα λάβει την μορφή της AB1C1D1, στην περίπτωση που μας ενδιαφέρει μόνο η μερική πίεση της μεθανόλης λαμβάνουμε τον κύκλο AB1'CD.



Σχήμα 7.3 Επίδραση ξένων ουσιών στην μεθανόλη.

Πιο αναλυτικά, η μέση διάμετρος πόρου του ενεργού άνθρακα είναι περίπου 20Å και είναι ικανός να προσροφήσει όχι μόνο μεθανόλη αλλά και πολλά ακόμη αέρια όπως HCHO, CH₃OCH₃, αέρα

κ.λ.π. Ξέρουμε ότι τέτοια αέρια που έχουν μεγαλύτερη πίεση κορεσμού από την μεθανόλη στην ίδια θερμοκρασία θα καταστρέψουν το κενό και θα μειώσουν την απόδοση της μηχανής.

Συγκεκριμένα η μεταβολή:

- A-B θα γίνει A-B1. Εδώ παρατηρούμε ότι το σημείο αρχής της απομάκρυνσης μετατοπίστηκε ψηλότερα από της καθαρής μεθανόλης, ενώ αυξήθηκε και η συγκέντρωση του προσροφούμενου. Αρχικά θεωρούμε κατάσταση τέτοια ώστε το νέο A να συμπίπτει με το παλαιό A (πχ αυξάνοντας την ποσότητα του AC). Αυτά συμβαίνουν γιατί τα δευτερεύοντα αέρια απομακρύνονται πριν να αρχίσει η απομάκρυνση της μεθανόλης και έτσι ελευθερώνοντας χώρο στον προσροφητή δίνεται η ευκαιρία στην περιβάλλουσα μεθανόλη να προσροφηθεί και άρα αυξάνεται η τελική συγκέντρωση της. Η θερμοκρασία αυξήθηκε γιατί χρειαζόμαστε υψηλότερη με σκοπό να αναγεννήσουμε την ίδια ποσότητα που θα είχαμε στην περίπτωση TB της καθαρής μεθανόλης.
- B-C θα γίνει B1-C1. Επειδή τα δευτερεύοντα αέρια δεν μπορούν να υγροποιηθούν η πίεση θα συνεχίσει να αυξάνεται με αύξηση της θερμοκρασίας και συνεπώς έχουμε μια άνοδο του σημείου C1 από την παράλληλη στον άξονα των θερμοκρασιών που διέρχεται από το B1. Επίσης το B1 κείται επάνω σε ευθεία μικρότερης συγκέντρωσης λόγω της προσρόφησης των δευτερευόντων αερίων.
- Η C1-D1-A αποτελεί την αντίστροφη διαδικασία από τις παραπάνω ακριβώς με τα αντίθετα αποτελέσματα.

7.4) Όρια λειτουργίας της μεθανόλης.

Τα όρια αυτά δίνονται σε ξεχωριστή παράγραφο μιας και αποτελούν ιδιαίτερα σημαντικές πληροφορίες λόγω του ότι ορίζουν τον μέγιστο ικανό κύκλο που μπορούμε να πάρουμε στην ψύξη.

- Κάτω όριο πίεσης 0.02bar που αντιστοιχούν σε -10C. Αυτά είναι και τα όρια της ατμοποίησης. Παρατηρούμε ότι το κάτω όριο όπως και το πάνω, άρα και το εύρος λειτουργίας της ουσίας είναι κάτω της ατμοσφαιρικής συνεπώς το ζεύγος AC/Μεθανόλης δουλεύει σε υποπίεση.

7.4) Σύγκριση μεθανόλης και αιθανόλης ως προσροφητικού.

Πολλά πειράματα έχουν γίνει και με αιθανόλη (C₂H₆O) ως προσροφητικό με σκοπό την απάντηση στο ερώτημα εάν έχει καλύτερα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά από ότι η μεθανόλη. Οι δύο ουσίες διαφέρουν ελάχιστα άρα θα ήταν πολύ χρήσιμο να ξέρουμε εάν αντικαθιστώντας την μία με την άλλη θα παίρναμε παρόμοια αποτελέσματα ή όχι. Λίγο πολύ ο προβληματισμός είναι ακριβώς ανάλογος με την αντικατάσταση του φρέον με R12 κ.τ.λ. Από πειράματα που έγιναν στην

Ιαπωνία λάβαμε τους Πίνακες 7.1 για την παραγωγή πάγου, COP και τον Πίνακα 7.2 για τα χαρακτηριστικά προσρόφησης – απομάκρυνσης στις δύο περιπτώσεις.

Ice mass production with activated carbon–methanol and activated carbon–ethanol working pairs

Working pairs	Desorbing time (h)	Accepting radiation energy (MJ)	Water mass in ice box (kg)	Initial temperature of ice box (°C)	Adsorption time (h)	Refrigeration effects			COP
						Ice mass (kg)	Water Mass (kg)	Temperature (°C)	
Activated carbon and methanol	5	15.2	6	25	18	3.45	2.55	0	0.113
Activated carbon and ethanol	5	15.2	6	25	18	0	6	4	0.034
Activated carbon and methanol	6	18.2	7	16	18	4.4	2.6	0	0.105
Activated carbon and ethanol	6	18.2	7	17	18	0	7	2	0.029

Πίνακας 7.1 Σύγκριση μεθανόλης – αιθανόλης στην προσρόφηση.

Contrast experiments	Working pair	Accepted radiation energy (MJ)	Desorbing time (h)	Desorbing refrigerant amount (ml)	Adsorbing time (h)	Adsorbing refrigerant amount (ml)
The first contrast group	Activated carbon–methanol	19.44	6	2750	18	2550
The first contrast group	Activated carbon–ethanol	19.44	6	2450	18	950
The second contrast group	Activated carbon–methanol	14.58	4.5	2150	18	2050
The second contrast group	Activated carbon–ethanol	14.58	4.5	800	18	400
The third contrast group	Activated carbon–methanol	19.44	6	2550	18	2550
The third contrast group	Activated carbon–ethanol	19.44	6	600	18	600

Πίνακας 7.2 Σύγκριση μεθανόλης – αιθανόλης στην προσρόφηση.

Εκ πρώτης μπορούμε να παρατηρήσουμε ότι:

- Η μεθανόλη έχει σχεδόν τριπλάσιο COP.
- Η αιθανόλη δεν μπόρεσε να μας δώσει στις ίδιες συνθήκες καθόλου πάγο.
- Η αιθανόλη προσροφά σχεδόν το ένα τρίτο από ότι μεθανόλη.

Καταλήγουμε ότι η αιθανόλη είναι 3 φορές χειρότερη από την μεθανόλη και συνεπώς μια αντικατάσταση εργαζόμενου μέσου θα σήμαινε 3πλάσια ποσότητα ψυκτικού, άρα η αντικατάσταση είναι εντελώς αντιοικονομική. Ενδιαφέρον επίσης παρουσιάζει το γεγονός ότι το COP υποτριπλασιάστηκε από την προσθήκη ενός ατόμου άνθρακα και δύο υδρογόνου. Θεωρώντας αμελητέα την μάζα των δύο υδρογόνων σε σχέση με τον άνθρακα μπορούμε να πούμε ότι το αποτέλεσμα οφείλεται αποκλειστικά στο επιπλέον μόριο άνθρακα, κατά αναλογία ουσίες με μεγάλα μόρια όπως ο άνθρακας δεν ανταποκρίνονται πολύ καλά στην ψύξη με προσρόφιση.

7.5) Χαρακτηριστικά στοιχεία μεθανόλης.

Στην βιβλιογραφία αναφέρονται οι παρακάτω τιμές που χρησιμοποιούνται από τους περισσότερους ερευνητές και αποτελούν τις πιο πιθανές μιας και εξαρτώνται άμεσα από τα δεδομένα άκρα πίεσης και θερμοκρασίας. Αυτές είναι σημαντικές για την υλοποίηση τυχόν υπολογιστικών μοντέλων προσομοίωσης ψυκτικών κύκλων με εργαζόμενο μέσο την μεθανόλη.

- Θερμότητα απομάκρυνσης: $H = 1400 \text{ (KJ / kgr)}$
- Λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης: $L = 1100 \text{ (KJ / kgr)}$
- Ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση: $C_p = 1.34 \text{ (KJ / kgrK)}$

8. ΗΛΙΑΚΟΣ ΣΥΛΛΕΚΤΗΣ ΣΤΗ ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ.

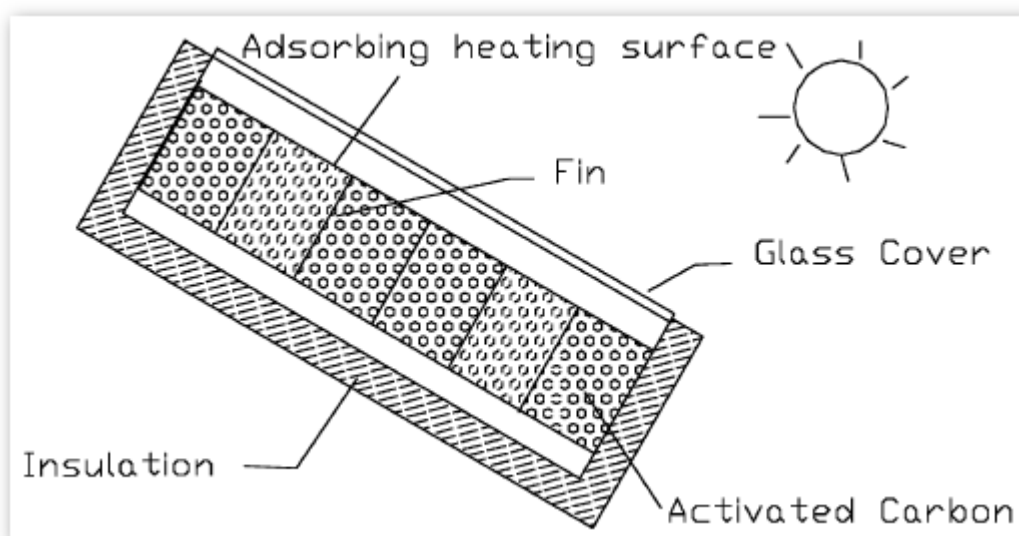
8.1) Εισαγωγή.

Σε χώρες με υψηλή θερμική ακτινοβολία η εμπορευματοποίηση μηχανών που δύναται να την εκμεταλλευτούν ανθεί και είναι συνεχώς ανοιχτεί σε νέες προτάσεις. Στην Κίνα μόνο υπάρχει ένα συνεχώς διευρυνόμενο εμπόριο των 10 δισεκατομμυρίων Yuan ανά έτος. Κλειδί στην εξέλιξη τέτοιων μηχανών είναι η εξέλιξη ενός συλλέκτη που θα συνδυάζει κυρίως:

- Υψηλό βαθμό απόδοσης.
- Χαμηλή τιμή.
- Εύκολη εγκατάσταση.
- Ικανή μόνωση.

Μπορούμε να πούμε ότι τα στοιχεία αυτά δεν έχουν ικανοποιηθεί ενώ κυρίως η υψηλή τιμή τους είναι ο κύριος ανασταλτικός παράγοντας. Παρόλα αυτά πιστεύεται ότι είναι θέμα χρόνου η εμπορική καθιέρωση τους λόγω και της επίκαιρης κρίσης λόγω ανόδου του πετρελαίου και της σταδιακής μείωσης των αερίων κοιτασμάτων καυσίμου.

Στις πιο απλές εφαρμογές παρατηρούμε ότι η έννοια του ηλιακού συλλέκτη συμπίπτει με την προσροφητική τράπεζα, δηλαδή η θερμότητα από τον προσροφητή μεταβιβάζεται απευθείας στον ενεργό άνθρακα. Δεν λείπουν όμως και εφαρμογές στην βιβλιογραφία όπου ο συλλέκτης διατηρεί την κλασσική του μορφή, δηλαδή ο προσροφητής μεταβιβάζει την θερμότητα σε αγωγούς που διαρέονται από νερό κυρίως που στη συνέχεια μεταβιβάζουν την θερμότητα στην προσροφητική τράπεζα. Εμείς θα περιοριστούμε στην πρώτη κατηγορία μιας και η δεύτερη αποτελεί ως επί το πλείστον θεωρία ηλιακών συλλεκτών ενώ η πρώτη παρουσιάζει ενδιαφέρον όσον αφορά τη συνεργασία ενεργού άνθρακα και ηλιακής θερμότητας. Άλλωστε η πρώτη αποτελεί πολύ διαδεδομένη κατασκευή στην βιβλιογραφία. Μπορούμε να δούμε μια τέτοια απλή παράσταση στο Σχήμα8.1 και ενδεικτικές διαστάσεις στον Πίνακα8.1.



Σχήμα 8.1 Απλή παρουσίαση συνεργασίας ηλιακού συλλέκτη – προσροφητικής τράπεζας.

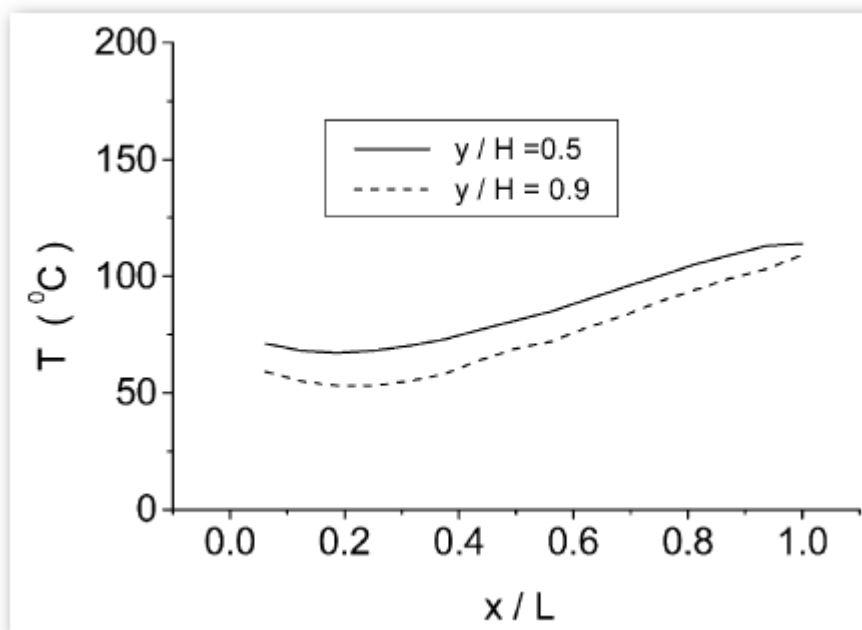
Όπως αντιλαμβανόμαστε υπάρχουν πολλοί παράμετροι που επηρεάζουν μια τέτοια τράπεζα αλλά θα μπορούσαν να ταξινομηθούν σε δύο κύριες κατηγορίες.

- Παράμετροι αμετάβλητοι, όπως οι διαστάσεις των στοιχείων, τα υλικά τους, οι διάταξη τους κ.τ.λ.
- Παράμετροι μεταβλητοί, όπως οι καιρικές συνθήκες, νέφωση, ηλιακή ακτινοβολία κ.τ.λ, η ταχύτητα του ανέμου, υψόμετρο, μέση εξωτερική θερμοκρασία κ.τ.λ.

Στις επόμενες παραγράφους θα δούμε τις σημαντικότερες από αυτές τις συνθήκες και πως μεταβάλλουν την απόδοση της μηχανής μας.

8.2) Επίδραση των ελασμάτων μεταφοράς θερμότητας.

Επειδή η θερμική αγωγιμότητα του προσροφητή είναι μικρή χρησιμοποιώντας ελάσματα εντός του σώματος ανά διαστήματα μπορούμε να αυξήσουμε κατά πολύ την μεταφορά θερμότητας. Το Σχήμα 8.3 δείχνει την κατανομή θερμοκρασίας μεταξύ δύο ελασμάτων αφού η θέρμανση έχει λάβει τέλος.

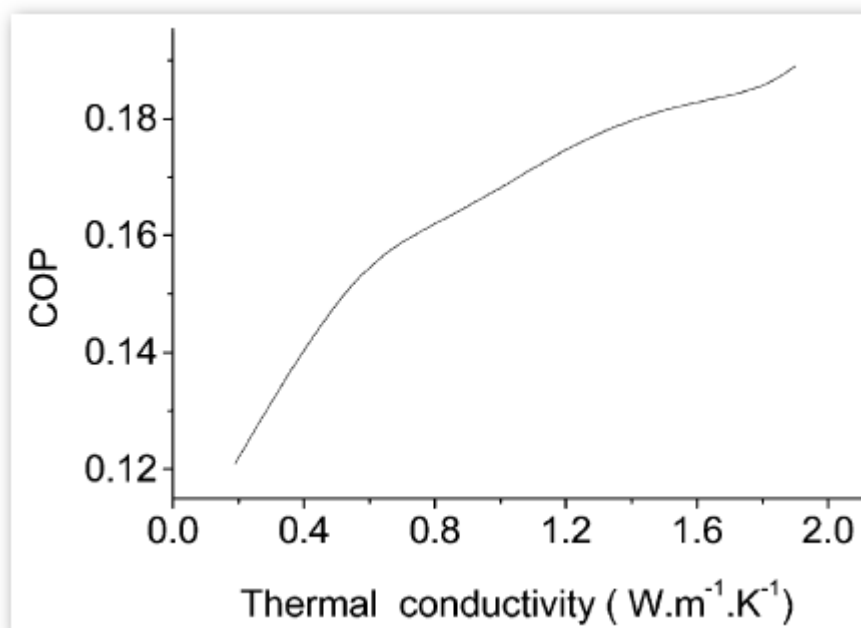


Σχήμα 8.3 Κατανομή θερμοκρασίας δύο διαφορετικών ελασμάτων αφού η θέρμανση έχει τελειώσει. Η κανονική γραμμή στέκει για την κατανομή θερμοκρασίας στο μέσον της απόστασης μεταξύ του επάνω προσροφητή και του κάτω. Η διακεκομμένη στέκει για μια απόσταση πολύ κοντά στην κάτω επιφάνεια του προσροφητή. y είναι η κάθετη απόσταση μεταξύ του πάνω και του κάτω προσροφητή και x είναι η παράλληλη απόσταση μεταξύ δύο ελασμάτων μετρούμενη από το μέσον τους. Μπορούμε να δούμε ότι υπάρχει μεγάλη θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ της επάνω και της κάτω επιφάνειας αλλά και μεταξύ δύο ελασμάτων. Χωρίς τα ελάσματα θα υπήρχε μεγαλύτερη διαφορά θερμοκρασίας στην πρώτη περίπτωση, ενώ η θερμοκρασία θα ήταν ομοιόμορφη κατά των

χ συνεπώς θα χάναμε το ωφέλιμο ποσό της θερμότητας περίπου από το $0.3x/L$ και μετά στο Σχήμα8.3 στο οποίο οφείλεται και η άνοδο της θερμοκρασίας. Κατά τον σχεδιασμό και την βελτιστοποίηση λαμβάνουμε υπόψη την κάθετη διεύθυνση και συνήθως δεν την αφήνουμε να ξεπεράσει τα 5cm. Επίσης βλέπουμε ότι με την αύξηση του αριθμού των ελασμάτων μπορούμε να αυξήσουμε κατά πολύ την ομοιομορφία των καμπυλών σε μια υψηλότερη θερμοκρασία, όμως μεγάλη αύξηση των καμπυλών θα έχει αρνητική επίπτωση λόγω της αισθητής θερμότητας που απορροφούν και ουσιαστικά παραμένει αναξιοποίητη. Αντιλαμβανόμαστε ότι υπάρχει ένα βέλτιστο στον αριθμό των ελασμάτων που μεταβάλλεται σε κάθε περίπτωση.

8.3) Επίδραση της θερμικής αγωγιμότητας του προσροφητή.

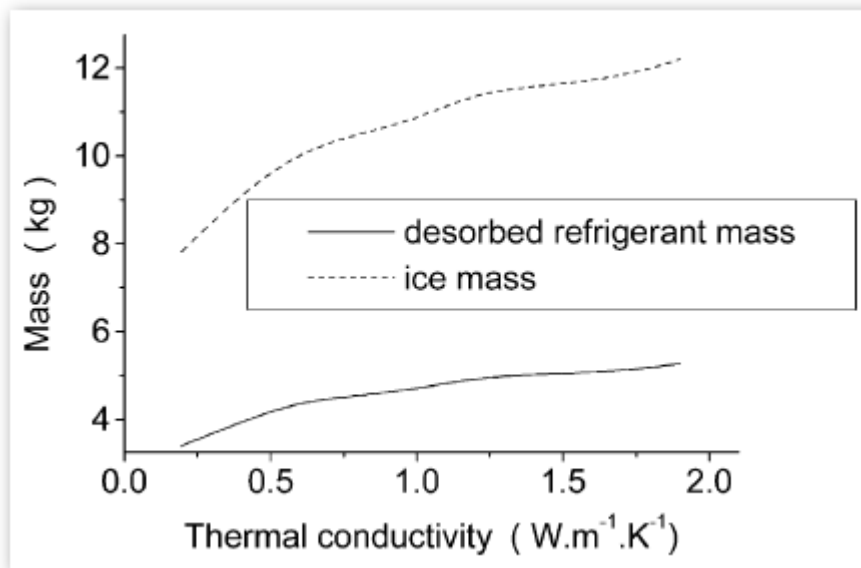
Περίπου όλα τα κατάλληλα προσροφητικά είναι πορώδη υλικά που μπορούν να προσροφήσουν μεγάλες ποσότητες ψυκτικού, ενώ η θερμική τους αγωγιμότητα είναι πολύ χαμηλή. Αυτός είναι ένας πολύ σημαντικός παράγοντας περιορισμού στην απόδοση της μηχανής. Η θερμική αγωγιμότητα του ενεργού άνθρακα κυμαίνεται κάτω από $1(W / mK)$. Μπορούμε να δούμε την εξάρτηση του COP από την θερμική αγωγιμότητα στο Σχήμα8.4.



Σχήμα 8.4 Εξάρτηση του COP από την θερμική αγωγιμότητα.

Μπορούμε καθαρά να δούμε καθαρά ότι αύξηση της αγωγιμότητας κατά μία μονάδα έχουμε αύξηση του COP κατά 0.2. Επίδραση κατά συνέπεια υπάρχει και στην προσροφούμενη μάζα του ψυκτικού άρα και στο παραγόμενο ποσό ψύξης ή πάγου στο Σχήμα8.5 μπορούμε να δούμε πολύ καθαρά αυτήν την εξάρτηση. Εδώ πρέπει να αναφέρουμε ότι έχουν προταθεί πολλοί τρόποι αύξησης του κ εκτός από τα ελάσματα όπως μεταλλικές σφαίρες, αφρός με μεταλλική βάση κ.α

όμως τελικά αποδείχθηκε ότι ουσιαστική επίδραση έχουν εμφυτεύματα μεταλλικών φύλλων και μεμβρανών πολύ μικρού πάχους.



Σχήμα 8.5 Παραγόμενη ποσότητα ψυκτικής μάζας και θερμική αγωγιμότητα

8.4) Επίδραση του αριθμού υαλοπινάκων και της επιλεκτικής επιφάνειας.

Πολύ σημαντικό ρόλο παίζει ο αριθμός υαλοπινάκων επάνω από την προσροφητική τράπεζα όπως και η ύπαρξη ή όχι είδους επιλεκτικής επιφάνειας επάνω στον ενεργό άνθρακα. Κατά τα γνωστά η αύξηση των υαλοπινάκων προκαλεί και αντίστοιχη αύξηση της μέσης θερμοκρασίας στον AC όμως στην πράξη δεν χρησιμοποιούνται περισσότερα από 2-3 τεμάχια. Ο Πίνακας 8.2 δείχνει την επίδραση στο COP και στην παραγόμενη μάζα πάγου σε ψυκτική μηχανή 1 και 2 υαλοπινάκων.

Glass numbers (black coating)	COP	Desorbed mass (kg)	refrigerant Ice mass (kg)
One glass cover	0.116	3.23	7.47
Double glass covers	0.163	4.54	10.51

Πίνακας 8.2 COP, προσροφόμενη μάζα, παραγόμενη ψυκτική μάζα.

Παρατηρούμε γύρω στο 50% αύξηση σε όλες τις υπό μελέτη μεταβλητές. Στον Πίνακα 8.3 βλέπουμε την επίδραση της επικάλυψης στην επάνω επιφάνεια του προσροφητή όταν σε αυτόν εφαρμόζουμε μαύρο χρώμα και επιλεκτική επικάλυψη με ένα υαλοπίνακα. Με την επιλεκτική επιφάνεια υπάρχει βελτίωση κατά 25% στο COP. Συνδυάζοντας τα βέλτιστα των παραπάνω περιπτώσεων λαμβάνουμε τον Πίνακα 8.4.

Coating material (one glass cover)	COP	Desorbed refrigerant mass (kg)	Ice mass (kg)
Black coating	0.116	3.23	7.47
Selective coating material	0.145	4.05	9.37

Πίνακας 8.3 Επίδραση της επικάλυψης στην επάνω επιφάνεια του προσροφητή όταν σε αυτόν εφαρμόζουμε μαύρο χρώμα και επιλεκτική επικάλυψη με ένα υαλοπίνακα.

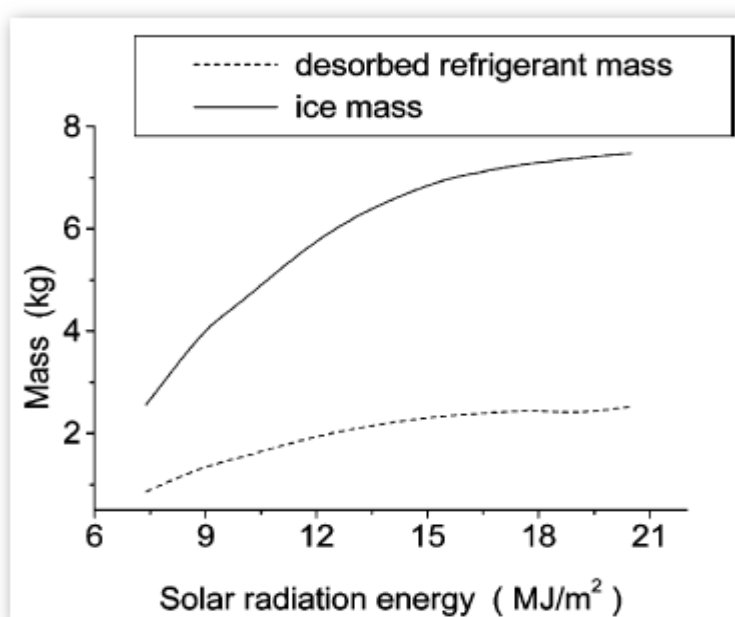
Items	COP	Desorbed refrigerant mass (kg)	Ice mass (kg)
One glass cover, black coating material	0.116	3.23	7.47
Double glass covers, selective	0.193	5.38	12.43

Πίνακας 8.4 Βέλτιστος συνδιασμός.

Σε αυτόν βλέπουμε ότι συνδυάζοντας 2 υαλοπίνακες και επιλεκτική επικάλυψη έχουμε βελτίωση του COP κατά 70%. Συνεπώς μπορούμε με την ίδια διάταξη σε κάθε παρόμοια εφαρμογή να προσδοκάμε παρόμοια αύξηση.

8.5) Επίδραση της ηλιακής ακτινοβολίας.

Η ηλιακή ψύξη με προσρόφηση εργάζεται με ηλιακή ακτινοβολία, έτσι η ηλιακή ακτινοβολία θέτει τα όρια της ποσότητας του πάγου που θα παραχθεί ή της ψύξεως κατά περίπτωση και κατά συνέπεια θέτει και το COP. Φυσικά το COP εκφράζει και την προσροφούμενη μάζα, σχηματικά μπορούμε να δούμε την εξάρτησή τους, όπως και την παραγωγή πάγου) στο Σχήμα 8.6



Σχήμα 8.6 Επίδραση της ηλιακής ακτινοβολίας στην προσροφούμενη μάζα.

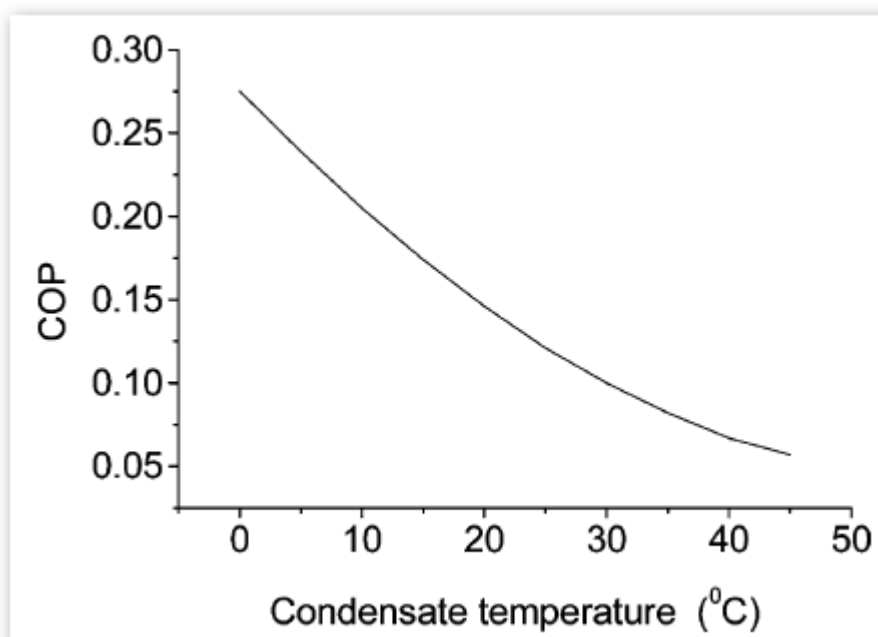
Μπορούμε να πούμε ότι το COP αυξάνει με τη αύξηση της ηλιακής ακτινοβολίας. Παρόλα αυτά δεν έχουμε ταυτόχρονη μεταβολή των δύο ποσοτήτων όπως θα περιμέναμε αλλά το COP έχει μια υστέρηση σε σχέση με την αύξηση της ακτινοβολίας και μάλιστα αργότερα υπάρχει φθίνουσα τάση. Αυτό το γεγονός μπορεί να εξηγηθεί ως εξής: Η ηλιακή ακτινοβολία χρησιμοποιείται τόσο ως λανθάνουσα στον AC όσο και στα μεταλλικά εμφυτεύματα στο εσωτερικό του. Όταν η ακτινοβολία αυξάνει το σημείο τέλους της απομάκρυνσης μετατοπίζεται σε μεγαλύτερες θερμοκρασίες και μάλιστα πάνω από το υπολογισμένο βέλτιστο. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα την απομάκρυνση από τον AC λιγότερης ποσότητας προσροφητικού, το οποίο σημαίνει ότι το μεγαλύτερο μέρος της θερμότητας θα καταναλωθεί σαν λανθάνουσα στα μεταλλικά εμφυτεύματα. Έτσι χάνεται άσκοπα ενέργεια και συνεπώς το COP θα μειώνεται όλο και περισσότερο με την αύξηση την ακτινοβολίας.

Μπορούμε ακόμα να πούμε ότι υπάρχει και ένα κάτω όριο στο οποίο θα εργαστεί μια τέτοια μηχανή, διότι η παραγόμενη ψύξη θα είναι αρκετή για να ψύξει το σώμα του ατμοποιητή. Κατά τον Pons η ελάχιστη ηλιακή ακτινοβολία ανά τετραγωνικό μέτρο συλλέκτη είναι $11 \text{ (MJ / m}^2\text{)}$.

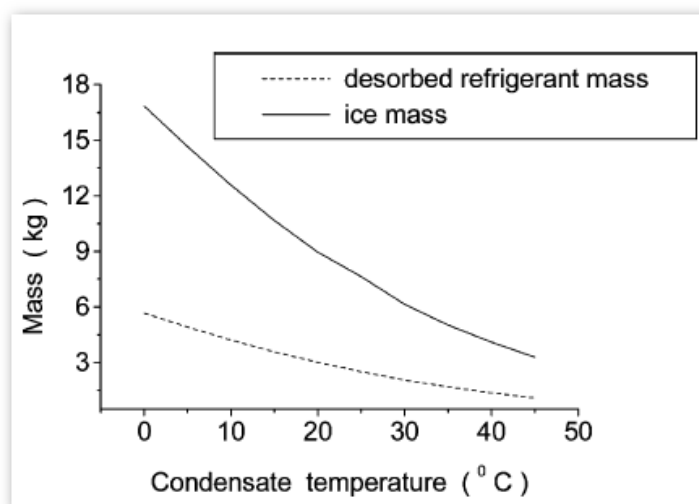
8.6) Επίδραση της θερμοκρασίας συμπυκνώσεως και ατμοποίησης.

Θερμοκρασία Συμπύκνωσης

Προφανώς με την αύξηση της θερμοκρασίας συμπυκνώσεως έχουμε πτώση του COP και της προσροφούμενης μάζας Σχήματα 8.7,8.



Σχήμα 8.7 Επίδραση της θερμοκρασίας συμπυκνώσεως στο COP.

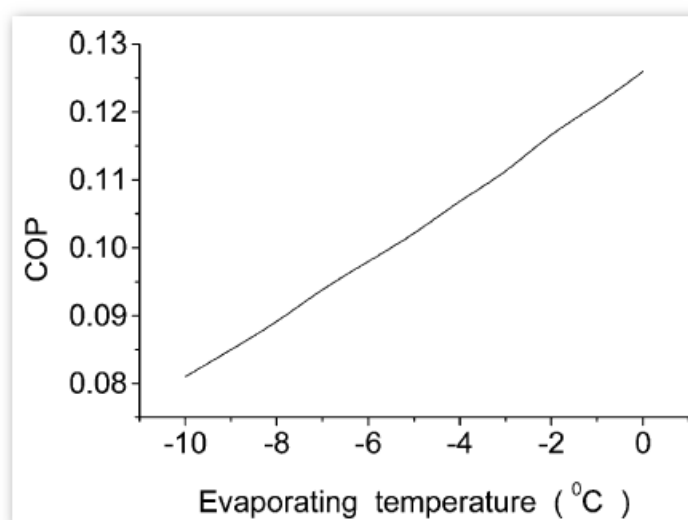


Σχήμα 8.8 Επίδραση της θερμοκρασίας συμπυκνώσεως στην προσροφώμενη μάζα..

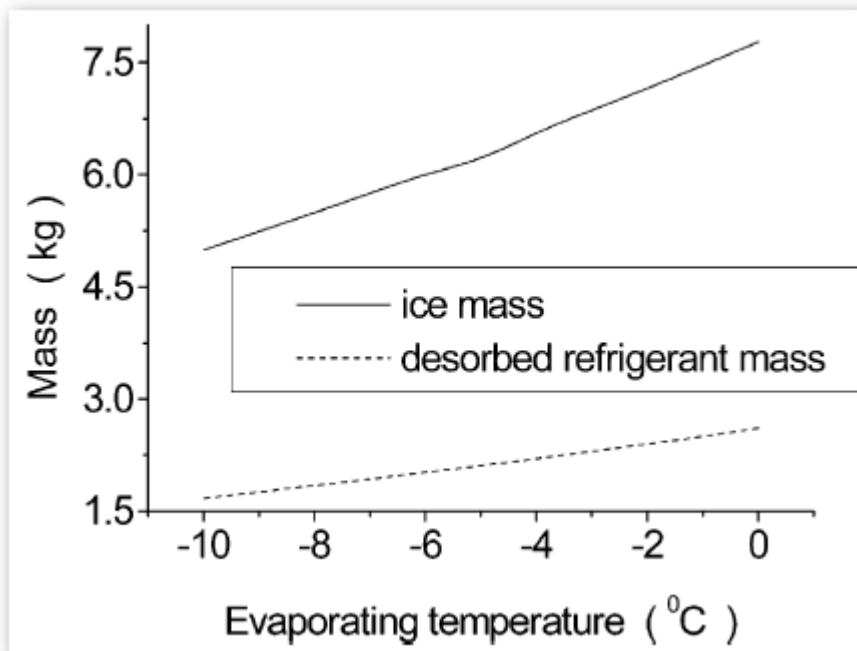
Όταν βρίσκεται κάτω από 20C το COP ξεπερνά το 0.15 και η παραγωγή πάγου φτάνει τα 10kg. Το αποτέλεσμα αυτό είναι πολύ ικανοποιητικό σε πραγματικές εφαρμογές. Όταν είναι επάνω από 40C οι δύο μεταβλητές μειώνονται κατά πολύ και έχουμε σαν αποτέλεσμα μια μη αξιοποιήσιμη ποσότητα ψύξης. Συνήθως το καλοκαίρι η θερμοκρασία περιβάλλοντος είναι αρκετά μεγάλη και ξεπερνά τους 30C, έτσι για να κρατήσουμε την θερμοκρασία συμπύκνωσης σε χαμηλά επίπεδα συνήθως πρέπει να υιοθετήσουμε ψύξη με νερό. Σε μια τέτοια περίπτωση όμως εάν δεν υπάρχει φυσική κυκλοφορία του νερού τότε χάνουμε το πολύ σημαντικό πλεονέκτημα της ολοκλήρωσης του κύκλου μας χωρίς ηλεκτρική ενέργεια μιας και μια αντλία ανακυκλοφορίας του νερού θα χρειαστεί.

Θερμοκρασία Ατμοποίησης.

Η χρήση πολλών ψυκτικού εκτός νερού κάνει δυνατή την ατμοποίηση κάτω από τους 0C. Συνήθως όσο χαμηλότερη είναι η θερμοκρασία ατμοποίησης τόσο πιο πτωχή είναι, αυτό μπορεί να φανεί και στα Σχήματα 8.9, 10.



Σχήμα 8.9 Επίδραση της θερμοκρασίας ατμοποίησης στο COP.



Σχήμα 8.10 Επίδραση της θερμοκρασίας ατμοποίησης στην προσροφώμενη μάζα..

Στην ηλιακή ψύξη με προσρόφιση λόγω του ότι η ηλιακή ενέργεια περιορίζεται από ατμοσφαιρικούς παράγοντες οι θερμοκρασία ατμοποίησης κυμαίνεται μεταξύ -10°C – 0°C . Για θερμοκρασίες άνω των 0°C χρησιμοποιείται κυρίως ζεύγος Ζεολίτης/Νερού διότι η λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης του νερού είναι πολύ μεγαλύτερη από ότι της μεθανόλης.

8.7) Διαθέσιμη ηλιακή τεχνολογία.

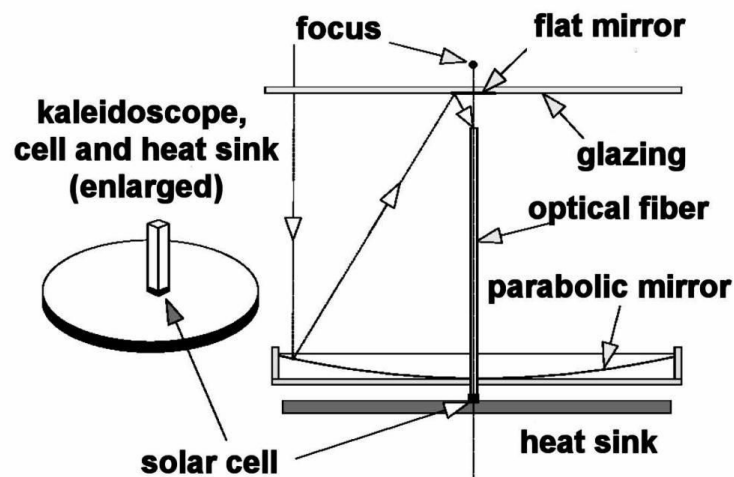
Με σκοπό να μπορέσουμε να εκτιμήσουμε τις δυνατότητες διαφορετικών διατάξεων ηλιακών συστημάτων ψύξεως έγινε μια ταξινόμηση από τους Best και Ortega. Βασίζεται σε 3 κύριες ιδέες:

- A) Τεχνολογίες ηλιακών συλλεκτών.
- B) Τεχνολογίες για παραγωγή ψύξης.
- Γ) Ιδιαίτερες εφαρμογές.

Οι ηλιακές τεχνολογίες που θεωρούνται παρεμφερείς για τις εφαρμογές που μας ενδιαφέρουν είναι:

- Επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες (flat plate collectors). Θεωρούνται πολύ καλή φθηνή, προσιτή και γρήγορη επιλογή για εφαρμογές οικιακές και μικρής κλίμακας που μας ενδιαφέρουν.
- Σωλήνες κενού (evacuated tubes). Είναι σαφώς πιο ακριβοί από τους επίπεδους ενώ δεν φαίνεται να προτιμούνται στα πειράματα ηλιακής ψύξεως. Έχουν επίσης το πλεονέκτημα ότι δεν χρειάζεται να προσανατολιστούν στον ήλιο λόγω της μορφής τους. Καλύτερη λύση από τους επίπεδους εάν το κόστος μπορεί να θεωρηθεί ανεκτό. Γνωστό είναι επίσης ότι έχουν μεγαλύτερη απόδοση κατά τους χειμερινούς μήνες όπως και οι σωλήνες κενού, συνεπώς ικανοποιούν περισσότερο την θέρμανση από ότι την ψύξη.

- Συγκεντρωτικοί συλλέκτες με και χωρίς κάτοπτρο (concentrating collectors CPC). Αρκετά ακριβοί αλλά μπορούν να πετύχουν μεγάλοι άνοδο της θερμοκρασίας άνω των 100C. Δεν κρίνονται κατάλληλοι για ηλιακή ψύξη με προσρόφηση λόγω του ότι δεν μπορούμε να τους εκμεταλλευτούμε, η θερμοκρασία λειτουργίας της μεθανόλη περιορίζεται στους 120C.
- Ηλιακές λίμνες (solar ponds). Πρόκειται για μεγάλες εγκαταστάσεις και συνήθως προορίζονται για παραγωγή ενέργειας και όχι ψύξης. Αρκετά εργοστάσια τέτοιου είδους υπάρχουν στην Αριζόνα στις ΗΠΑ.
- Μίνι συλλέκτες οπτικών ινών (fiber optics mini dish). Πρόκειται για την τελευταία λέξη της τεχνολογία στους ηλιακούς συλλέκτες. Μπορούν να πάρουν πολύ μικρές διαστάσεις, έχουν καλή απόδοση, μπορούν να μεταφέρουν την ηλιακή ενέργεια μέσω οπτικών ινών πολλά μέτρα μακριά χωρίς απώλειες και η τιμή τους είναι αρκετά καλή για αυτά που προσφέρουν, σίγουρα είναι από οποιαδήποτε πλευρά καλύτεροι από τους κλασσικούς συγκεντρωτικούς συλλέκτες. Σχήμα ενός τέτοιου συλλέκτη δίνεται στο 8.11 και μια πραγματική εικόνα ενός πραγματικού συλλέκτη δίνεται στο Σχήμα8.12.



Σχήμα 8.11 Συλλέκτης οπτικών ινών.



Σχήμα 8.12 Συλλέκτης οπτικών ινών.

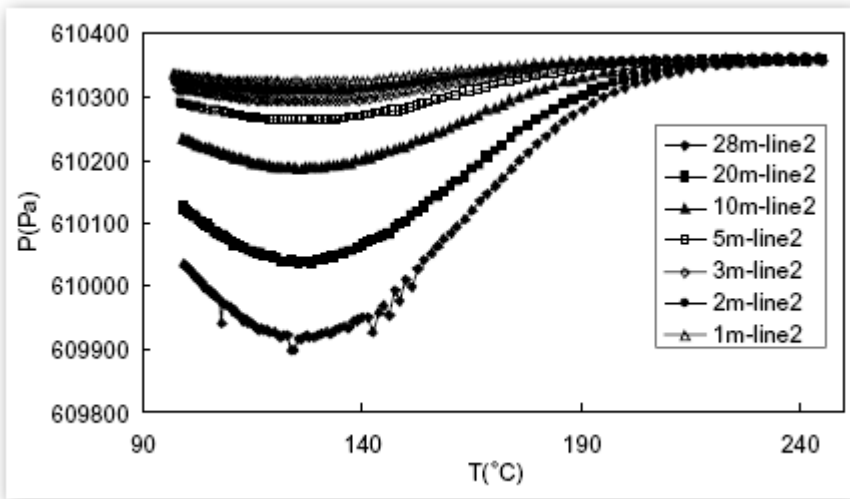
Για οικιακές εφαρμογές προς το παρόν η ηλιακή ψύξη χρησιμοποιεί τους επίπεδους ηλιακούς συλλέκτες κυρίως λόγω του χαμηλού κόστους αγοράς τους συγκριτικά με τους υπόλοιπους. Η συντριπτική πλειοψηφία δε θέλει την προσροφητική τράπεζα και τον ηλιακό συλλέκτη μια ενιαία κατασκευή λόγω μείωσης των απωλειών, αύξησης της απλότητας της κατασκευής κ.α

9. ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ – **ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΣΥΓΚΡΟΤΗΣΗΣ.**

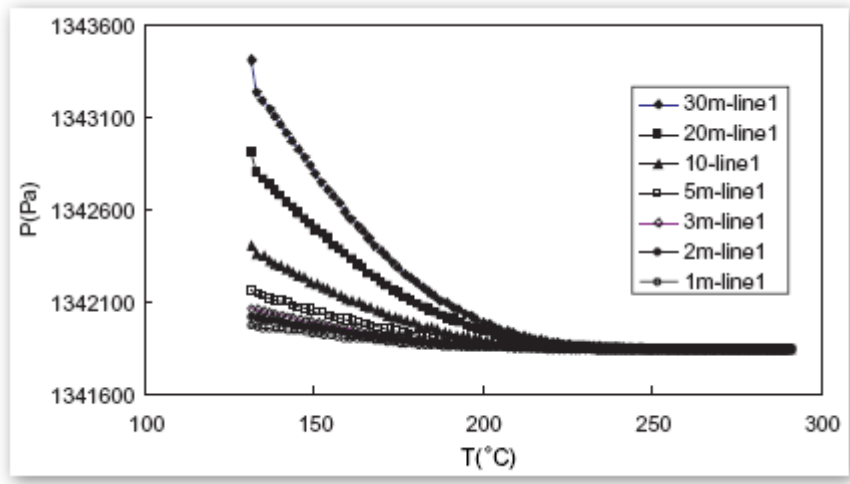
$$P = P_c + \frac{\rho_g \cdot c^2}{2} (\xi_1 - \xi_c) \dots\dots\dots (9.1)$$

$$P = P_e + \frac{\rho_g \cdot c^2}{2} (\xi_1 - \xi_c) \dots\dots\dots (9.2)$$

Όπου c είναι η ταχύτητα του ψυκτικού εντός των αγωγών. ξ1 και ξc είναι συντελεστές απωλειών ο πρώτος γραμμικών και ο δεύτερος τοπικών. Λαμβάνοντας στην συνέχεια την εξίσωση Clausius Clapeyron T(P) και μοντελοποιώντας το πρόβλημα λαμβάνουμε τα Σχήματα 9.2,3.



Σχήμα 9.2 Πίεση κατά την προσρόφηση. (όπου m λεπτά)

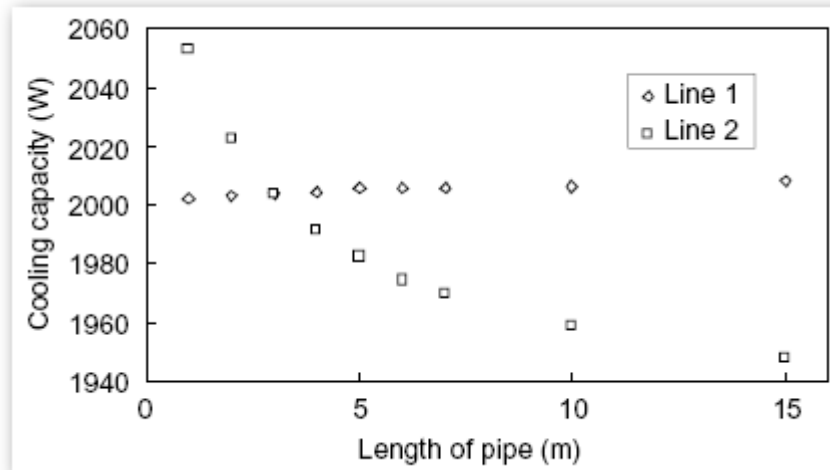


Σχήμα 9.3 Πίεση κατά την απομάκρυνση.

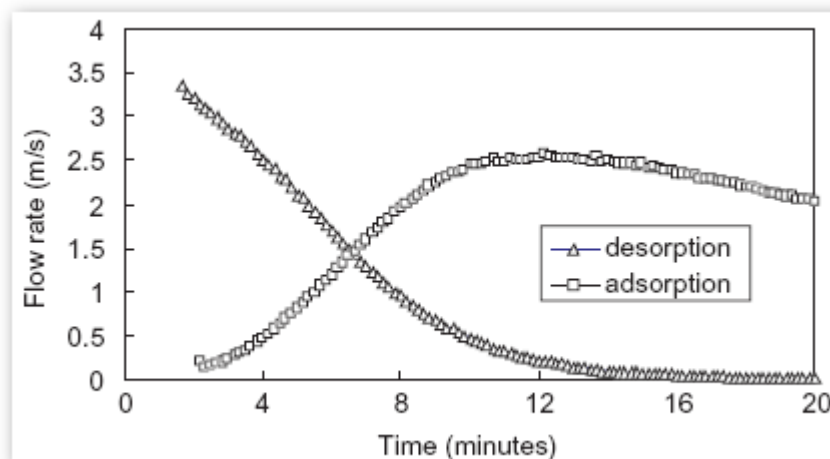
Παρατηρούμε οτι ιδιαίτερα στις χαμηλές θερμοκρασίες και στους αρκετά μεγάλους μήκους αγωγούς η πίεση που έχουμε είναι πολύ διαφορετική από αυτήν που είχαμε υποθέσει.

Συγκρίνοντας τους δύο αγωγούς 1(Γραμμή προσροφητή-συμπυκνωτή) και 2(Γραμμή προσροφητή-ατμοποιητή) στα Σχήματα 9.4,5 με μεταβλητές Ψυκτικό φορτίο-Μήκος αγωγού και Ταχύτητα ψυκτικού- Χρόνος κύκλου βλέπουμε οτι το μήκος της γραμμής δύο είναι καθοριστικό για

την ψυκτική ισχύ που θα λάβουμε ενώ το μήκος της 1 δεν παίζει ουσιαστικά κανένα ρόλο. Ακόμα ότι όσο αυξάνουμε το χρόνο του ψυκτικού κύκλου η απαιτούμενη ταχύτητα στον αγωγό 1 αυξάνει ενώ στον 2 φθίνει άρα υπάρχει μια χρυσή τομή περίπου για $c = 1.5$ (m/sec) με χρόνο κύκλου τα 7.5 (sec).



Σχήμα 9.4 Μήκος αγωγού και ψυκτικό φορτίο.



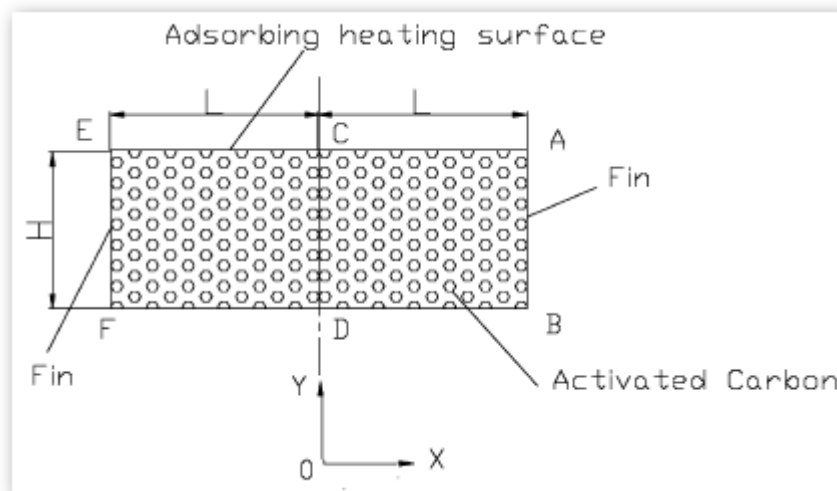
Σχήμα 9.5 Χρόνος και ταχύτητα του ψυκτικού.

Τελικά μπορούμε να πούμε ότι:

- Κυρίως η αντίσταση ροής μεταξύ προσροφητή και ατμοποιητή είναι πολύ σημαντική για την απόδοση του κύκλου. Συνεπώς ο αγωγός μεταξύ των δύο τμημάτων πρέπει να διαθέτει μικρό μήκος, λεία εσωτερική επιφάνεια, μικρή διάμετρο, λίγες ή καμία διακλαδώσεις κ.τ.λ κυρίως στις σχετικά χαμηλές συνθήκες λειτουργίας. Όσο για την γραμμή 1 δεν παρουσιάζει ιδιαίτερο ενδιαφέρον ως προς την αντίσταση που παρουσιάζει στο ρευστό.
- Μεγάλη βάση πρέπει να δοθεί και στο χρόνο του κύκλου της μηχανής στον οποίο θα έχουμε την μικρότερη δυνατή ταχύτητα ροής και στους δύο αγωγούς άρα στην τομή τους.

9.2) Μεταφορά θερμότητας και μάζας δια κλασσικής τράπεζας προσροφητή.

Σε αυτήν την παράγραφο ένα μοντέλο ενιαίας πίεσης θα περιγράψει την μεταφοράς μάζας και θερμότητας δια της κλασσικής προσροφητικής τράπεζας λαμβάνοντας υπόψη δύο διαστάσεις Σχήμα9.6.



Σχήμα 9.6 Κλασσική προσροφητική τράπεζα.

Υποθέσεις

- Η προσροφητική τράπεζα απαρτίζεται από ομοιόμορφου μεγέθους σωματίδια ενώ το ποσοστό πορώδους σε αυτήν θεωρείται σταθερό.
- Το αέριο ψυκτικό συμπεριφέρεται σαν ιδανικό αέριο.
- Η πίεση θεωρείται σταθερή κατά μήκος και πλάτος στην τράπεζα.

Μαθηματική θεμελίωση

Για το μέρος της προσρόφησης η μεταφορά θερμότητας μπορεί να δοθεί από την εξίσωση (9.3).

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = k_e \nabla T + \rho_s q_{sr} \frac{da}{dt} \dots\dots\dots(9.3)$$

Όπου q_{sr} η θερμότητα προσρόφησης, k_e η θερμική αγωγιμότητα του προσροφητή, η ποσότητα ρC_p δίνεται από την εξίσωση (9.4) που περιλαμβάνει με την σειρά το μέρος του ενεργού άνθρακα, του ψυκτικού στην αέρια φάση και στην υγρή.

$$\rho C_p = \rho_g C_{pg} + \rho_l C_{pl} + \rho_s C_{ps} \dots\dots\dots(9.4)$$

Όπου ο όρος da/dt είναι μια ποσότητα που ονομάζεται κινητική της ρόφησης (kinetic of sorption) που δίνεται στην (9.5). Όπου a αντίστοιχο του X (kgf μεθανόλης / kgf AC) και λαμβάνεται από την εξίσωση D-R.

$$da/dt = [15D_o / r^2 \exp(-E_a / RT)](a_{eq} - a) \dots\dots\dots(9.5)$$

Αρχικές συνθήκες

Θεωρούμε ότι την $t = 0$ η πίεση και η θερμοκρασία κατά μήκος όλης της τράπεζας είναι ομοιόμορφη και ίδια, δηλαδή ισχύει η (9.6).

$$T(x, y, t = 0) = T_o$$

$$P(x, y, t = 0) = P_o \dots\dots\dots(9.6)$$

Οριακές συνθήκες

Στο επάνω μέρος του προσροφητή έχουμε τον απορροφητή με μέση θερμοκρασία T_m . Εάν T_c η θερμοκρασία του προσροφητή ισχύει η (9.7). Όπου $1/h$ η θερμική αντίσταση επαφής μεταξύ μετάλλου και προσροφητή.

$$k_e \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=H} = h(T_m - T_c) \dots\dots\dots(9.7)$$

Η T_m μπορεί να υπολογιστεί από την (9.8). Όπου Mm είναι η μάζα του απορροφητήρα, s είναι η επιφάνεια επαφής απορροφητήρα και προσροφητή, Q_{in} είναι η θερμότητα λόγω ηλιακής ακτινοβολίας που απορροφάται.

$$M_m C_m \frac{dT_m}{dt} = Q_{in} - sh(T_m - T_c) \dots\dots\dots(9.8)$$

Για την κάτω πλευρά του προσροφητήρα μπορούμε να γράψουμε όμοια με την (9.7) την (9.9).

$$k_e \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=L} = 2h(T_f - T_c) \dots\dots\dots(9.9)$$

Λόγω των θεωρητικά αδιαβατικών πλευρών του προσροφητή γράφουμε και τις (9.10)

$$\frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = 0$$

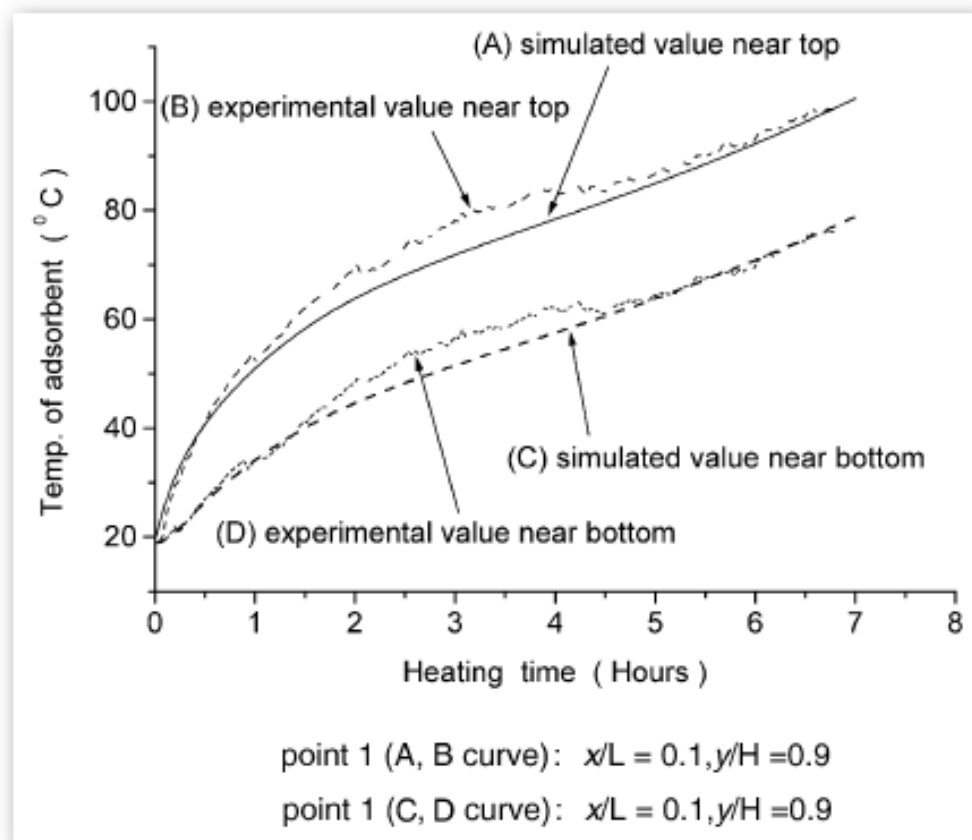
$$\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} = 0$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=L} = 0 \dots\dots\dots(9.10)$$

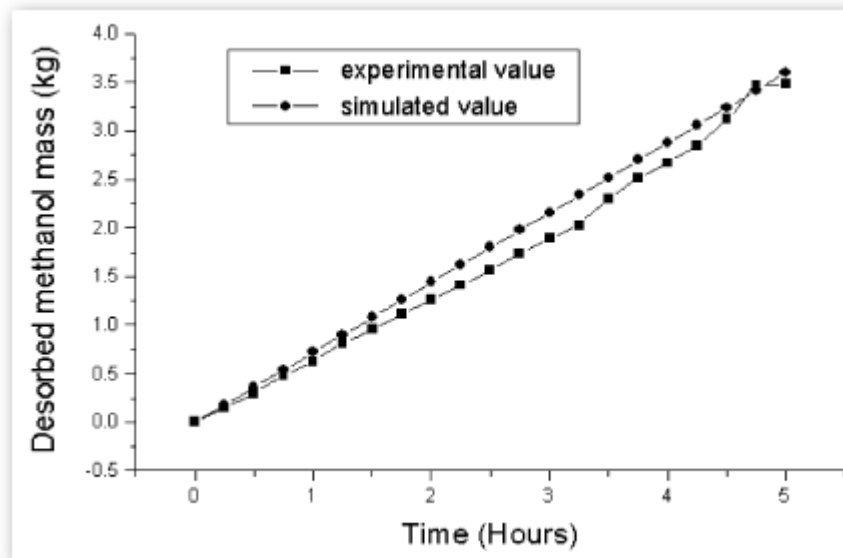
Η επίλυση του παραπάνω συστήματος εξισώσεων γίνεται με πεπερασμένες διαφορές. Οι περισσότερες από τις μεταβλητές που χρειάζονται δίνονται στον Πίνακα 9.1. Τα αποτελέσματα που πήραμε συγκρίθηκαν με πειραματικά δεδομένα και όπως φαίνεται από τα Σχήματα 9.7,8 δίνουν πολύ καλά συγκριτικά, συνεπώς το μοντέλο μπορεί να χρησιμοποιηθεί και σε άλλες παρόμοιες εφαρμογές.

Symbol or name	Value	Unit
L	0.0625	m
H	0.045	m
ke	19.0	$W m^{-1} K^{-1}$
h	17	$W m^{-2} ^\circ C^{-1}$
ρ_s	450	$kg m^{-3}$
Cps	836	$J kg^{-1} K^{-1}$
Csm	238	$W m^{-1} ^\circ C^{-1}$
k	13.289	
n	1.33	
xo	0.238	$kg kg^{-1}$
Ac	1.5	m^2
Ma	42.0	kg
l	600	$W m^{-2}$
τ	0.95	
α	0.9	
Vo	2.0	$m s^{-1}$
Tc	25	$^\circ C$
Te	-1	$^\circ C$
Ta	20~30	$^\circ C$
15Do/r2	7.35×10^{-3}	s^{-1}
Ea/R	978	K

Πίνακας 9.1 Τιμές μεταβλητών που χρησιμοποιήθηκαν κατά την μοντελοποίηση.



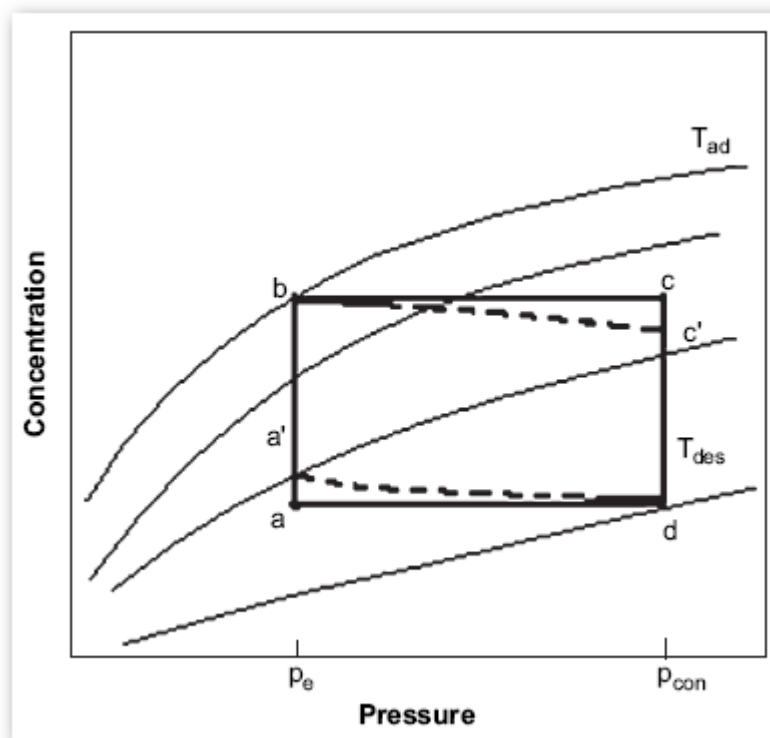
Σχήμα 9.7 Σύγκριση πειραματικών – θεωρητικών δεδομένων.



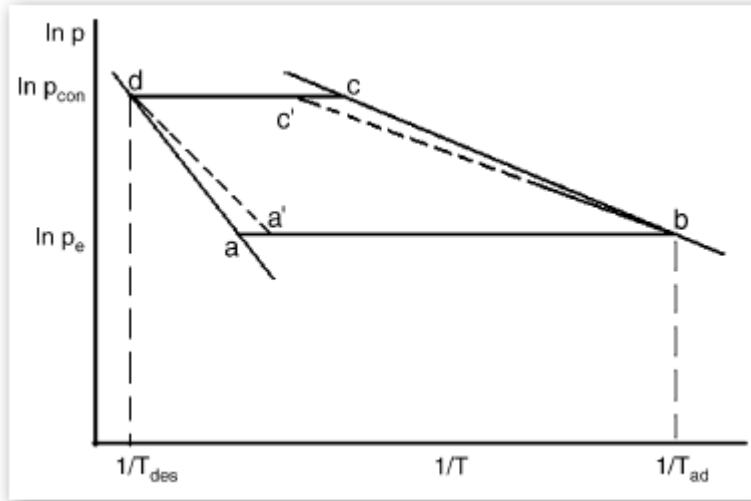
Σχήμα 9.8 Σύγκριση πειραματικών – θεωρητικών δεδομένων.

9.3) Εκτίμηση της ελάχιστης θερμοκρασίας προσρόφησης.

Εδώ θα αναζητήσουμε την ελάχιστη θερμοκρασία απομάκρυνσης που χρειαζόμαστε σε έναν κύκλο για να λειτουργήσουμε μια ψυκτική μηχανή προσρόφησης. Όπως είδαμε και σε προηγούμενο κεφάλαιο ο πραγματικός κύκλος a-b-c-d απέχει από τον ιδεατό a'-b-c'-d κυρίως λόγω κενών εγκλεισμάτων εντός του προσροφητή. Τα Σχήματα 9.9, 10 παρουσιάζουν σε διαφορετικούς άξονες αυτές τις μεταβολές.



Σχήμα 9.9 Άξονες πίεσης – θερμοκρασίας.



Σχήμα 9.10 Άξονες θερμοκρασίας – πίεσης.

Ο Akkimaradi πρότεινε μια μέθοδο υπολογισμού της μείωσης της απόδοσης εξαιτίας των κενών μέσω μιας ποσότητας η_U που την ονόμασε συντελεστή μείωσης της απόδοσης (uptake efficiency) που δίνεται από την (9.11).

$$\eta_U = \frac{c_b - c_{a'}}{c_b - c_a} \dots\dots\dots (9.11)$$

Που δίνει με κάποιους μετασχηματισμούς την (9.12).

$$\eta_U = 1 + \frac{\rho_b - \rho_d}{c_b - c_d} \cdot \left[\frac{1}{\rho_{eff}} - \frac{1}{\rho_{solid}} \right] \dots\dots\dots (9.12)$$

Θεωρώντας ίδιες την θερμοκρασία συμπυκνώσεως με αυτήν της απομάκρυνσης και θέτοντας τον συντελεστή η_U ίσο με την ελάχιστη τιμή που μπορεί να λάβει δηλαδή το 1 λαμβάνουμε την (9.13).

$$\rho_b(P_e, T_{ad}) \cdot \left[\frac{1}{\rho_{eff}} - \frac{1}{\rho_{solid}} \right] + c_b(P_e, T_{ad}) = \rho_d(P_{con}, T_{des}) \cdot \left[\frac{1}{\rho_{eff}} - \frac{1}{\rho_{solid}} \right] + c_d(P_{con}, T_{des}) \dots\dots\dots (9.13)$$

Εισάγοντας την εξίσωση (9.14) D-A μπορούμε να γράψουμε τις (9.15).

$$c(P, T) = c_O \cdot \exp \left[- \left(\frac{RT}{E} \ln \frac{P_s}{P} \right)^n \right] \dots\dots\dots (9.14)$$

$$c_b = c_O \cdot \exp \left[- \left(\frac{RT_{ad}}{E} \ln \frac{P_{sad}}{P_e} \right)^n \right]$$

$$c_d = c_O \cdot \exp \left[- \left(\frac{RT_{des}}{E} \ln \frac{P_{sdes}}{P_{con}} \right)^n \right] \dots\dots\dots (9.15)$$

Έτσι αντικαθιστώντας τις (9.15) στην (9.13) λαμβάνουμε την τελική (9.16). Βέβαια είναι μη γραμμική αλλά λαμβάνοντας τις ρ_b και ρ_d από καταστάσεις ισορροπίας όπως την γνωστή μας (9.17) (Clausius – Clapeyron) ή από την εξίσωση Antoine μπορούμε να υπολογίσουμε τελικά την θερμοκρασία απομάκρυνσης T_{des} .

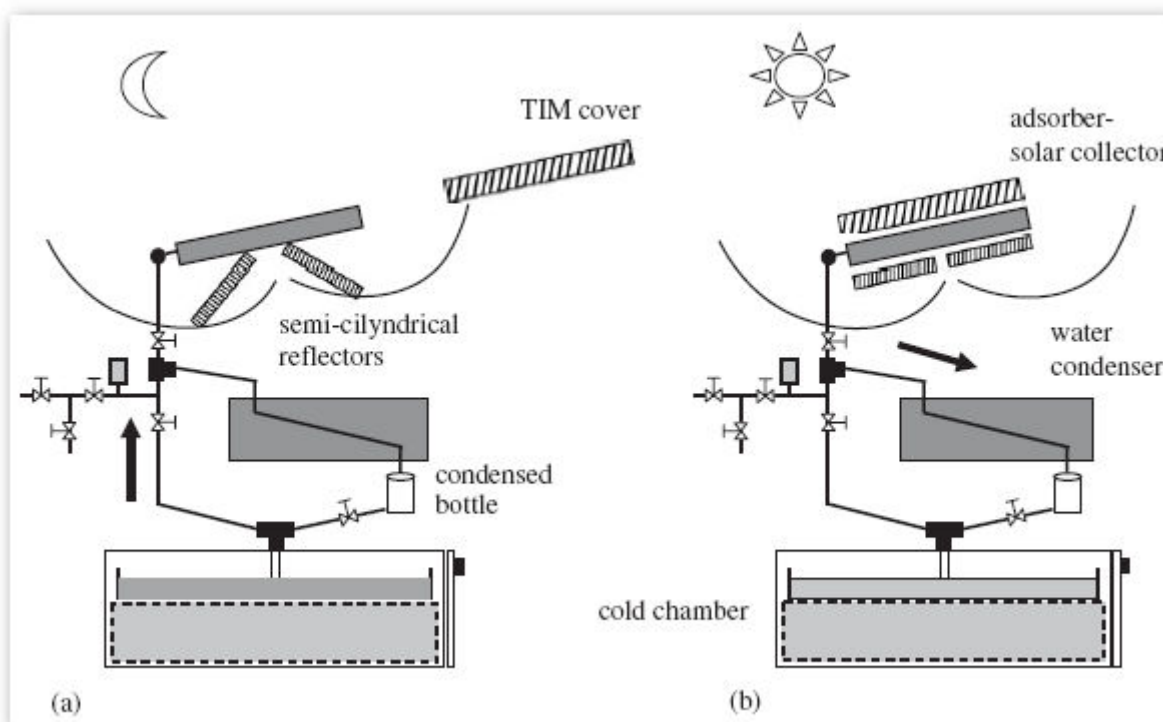
$$\rho_b(P_e, T_{ad}) \cdot \left[\frac{1}{\rho_{eff}} - \frac{1}{\rho_{sold}} \right] + c_o \cdot \exp \left[- \left(\frac{RT_{ad}}{E} \ln \frac{P_{sad}}{P_e} \right)^n \right] = \dots \dots \dots (9.16)$$

$$= \rho_d(P_{con}, T_{des}) \cdot \left[\frac{1}{\rho_{eff}} - \frac{1}{\rho_{sold}} \right] + c_o \cdot \exp \left[- \left(\frac{RT_{des}}{E} \ln \frac{P_{sdes}}{P_{con}} \right)^n \right]$$

$$\ln P_s = A + \frac{B}{T} \dots \dots \dots (9.17)$$

9.4) Η επίδραση ενός θερμού και υγρού κλίματος στον ψυκτικό κύκλο.

Σε αυτήν την παράγραφο θα παραθέσουμε τα αποτελέσματα από πειράματα που έγιναν σε ένα θερμό και υγρό κλίμα και συγκεκριμένα σε μια περιοχή της Βραζιλίας. Χρησιμοποιήθηκε ζεύγος Μεθανόλης / Ενεργού άνθρακα σε διάταξη με συγκεντρωτικά ηλιακά κάτοπτρα, η κατασκευή φαίνεται στο Σχήμα9.11.



Σχήμα 9.11 Πρότυπη κατασκευή μηχανής ψύξης με σύστημα ενεργού AC – μεθανόλης. Τα πειράματα κράτησαν 3 μέρες σε διαφορετικές καιρικές συνθήκες και τα μετεωρολογικά δεδομένα δίνονται στον Πίνακα9.2. Τα θερμοδυναμικά δεδομένα δίνονται στους Πίνακες9.3,4,5.

Cycle	Cycle 1 (5–6 October 2003)	Cycle 2 (29–30 November 2003)	Cycle 3 (8–9 December 2003)
Predominant conditions of night sky	Clear	Partially cloudy	Totally cloudy
Opening time of TIM covers	14:00	13:30	13:40
Hourly incident solar energy (MJ m^{-2})	23.7	23.2	23.3
Condensed methanol mass (kg)	3.0	2.0	2.3
Adsorber-collector inclination (β)	3.3°N	9.5°S	9.5°S
Incidence angle at solar noon (θ_{sn})	2.0°	5.2°	6.3°

Πίνακας 9.2 Μετεωρολογικά δεδομένα πειράματος.

Thermodynamic properties and physical parameters for cycle 1 (5–6 October 2003)

Limit points	Local time	T_{amb} (°C)	T_{p} (°C)	T_{ac} (°C)	P (h Pa)	a (kg kg^{-1})
Regeneration's start	4:00	25.6	24.3	25.8	26	0.220
Desorption's start	9:25	30.5	74.6	71.7	192	0.176
Maximum temperature	13:00	31.0	100.1	93.5	221	0.087
End of desorption	13:57	30.6	60.7	84.0	127	0.077
Adsorption's start	19:00	26.2	33.3	49.2	27	0.090
End of adsorption	3:20	24.7	23.7	24.3	26	0.230

Πίνακας 9.3 Θερμοδυναμικά δεδομένα πειράματος.

Thermodynamic properties and physical parameters obtained for cycle 2 (29–30 November 2003)

Limit points	Local time	T_{amb} (°C)	T_{p} (°C)	T_{ac} (°C)	P (h Pa)	a (kg kg^{-1})
Regeneration's start	4:00	25.7	26.2	25.6	31	0.240
Desorption's start	9:37	29.7	66.5	64.7	204	0.220
Maximum temperature	13:00	29.9	87.3	82.6	236	0.147
End of desorption	13:25	31.3	84.0	82.3	234	0.145
Adsorption's start	19:00	26.4	27.1	39.6	38	0.150
End of adsorption	2:00	25.8	25.0	24.6	28	0.245

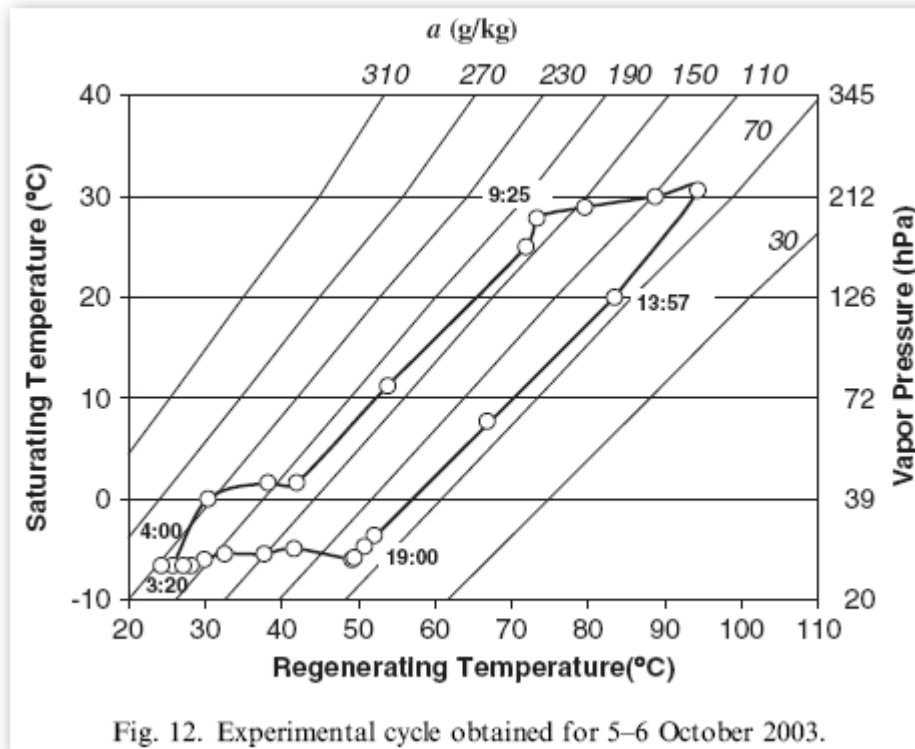
Πίνακας 9.4 Θερμοδυναμικά δεδομένα πειράματος.

Thermodynamic properties and physical parameters obtained for cycle 3 (8–9 December 2003)

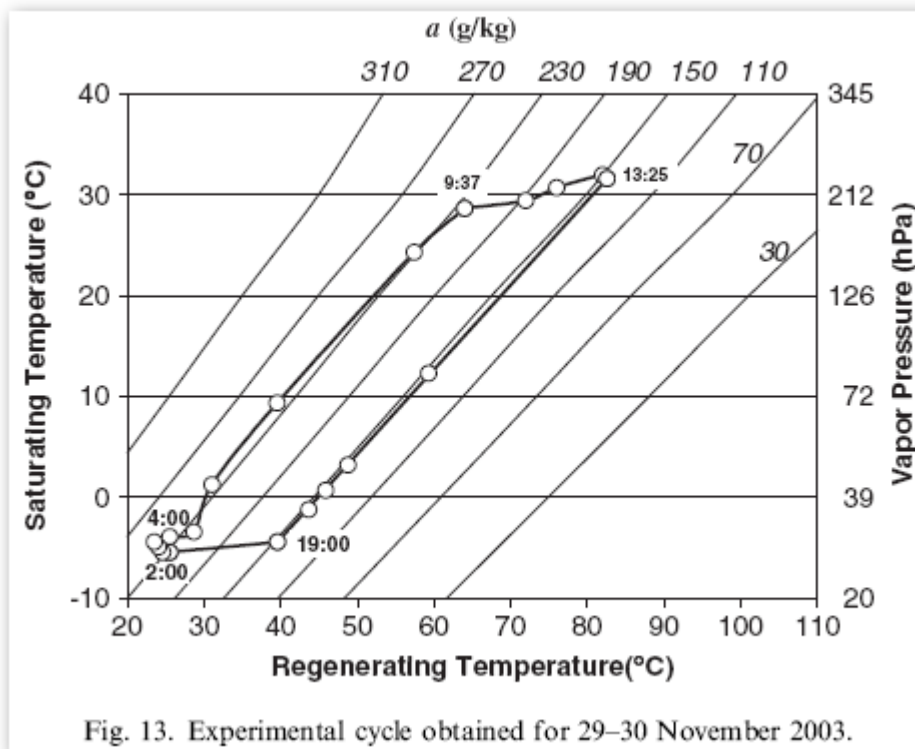
Limit points	Local time	T_{amb} (°C)	T_{p} (°C)	T_{ac} (°C)	P (h Pa)	a (kg kg^{-1})
Regeneration's start	4:00	26.6	26.2	26.6	32	0.237
Desorption's start	9:37	31.6	65.3	64.5	210	0.230
Maximum temperature	13:00	31.5	92.7	86.7	242	0.128
End of desorption	13:25	31.9	89.5	86.9	244	0.127
Adsorption's start	19:00	26.7	29.1	42.1	41	0.175
End of adsorption	2:00	24.7	24.0	24.1	30	0.235

Πίνακας 9.5 Θερμοδυναμικά δεδομένα πειράματος.

Από τα παραπάνω συστήματα προέκυψαν οι 3 κύκλοι που παρουσιάζονται στα Σχήματα 9.12, 13, 14.



Σχήμα 9.12 Κύκλος 5-6 Οκτωμβρίου 2003.



Σχήμα 9.13 Κύκλος 29-30 Νοεμβρίου 2003.

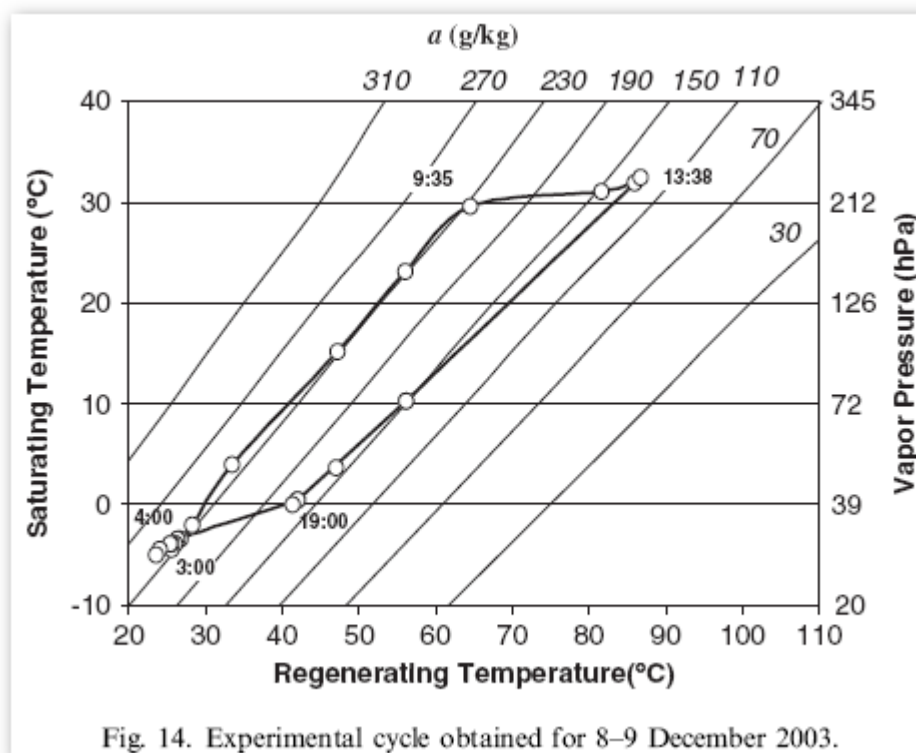


Fig. 14. Experimental cycle obtained for 8-9 December 2003.

Σχήμα 9.14 Κύκλος 8-9 Δεκεμβρίου 2003.

Η παραγωγή πάγου που προέκυψε από τους κύκλους και ο χρόνος του εκάστοτε δίνονται αντίστοιχα από τους Πίνακες 9.6,7

Minimum temperatures inside the frigorific chamber and the ice quantity

CYCLE	T_{sat} (°C)	T_{evap} (°C)	T_{water} (°C)	M_{cond} (kg)	M_{ice} (kg)
Cycle 1 (5-6 October 2003)	-6.6	-4.6	-3.3	3.0	6.05
Cycle 2 (29-30 November 2003)	-5.5	-2.5	-1.5	2.0	2.10
Cycle 3 (8-9 December 2003)	-4.9	-1.8	-0.5	2.3	0

Πίνακας 9.6 Παραγωγή ψυκτικής ισχύος σε κάθε κύκλο.

Duration of the desorption and adsorption, concentration variations and masses of condensed and evaporated methanol for the obtained cycles

Cycle	Cycle 1 (5-6 October 2003)	Cycle 2 (29-30 November 2003)	Cycle 3 (8-9 December 2003)
Desorption's duration	4 h 32 min	3 h 48 min	4 h 03 min
Δa in regeneration ($g\ kg^{-1}$)	143	95	110
Mass of condensed methanol (kg)	3.0	2.0	2.3
Adsorption's duration	8 h 20 min	7 h 00 min	8 h 00 min
Δa in adsorption ($g\ kg^{-1}$)	141	95	60
Mass of evaporated methanol (kg)	3.0	2.0	1.3

Πίνακας 9.7 Πειραματικά δεδομένα κάθε κύκλου.

Παρατηρούμε από τις παραπάνω πληροφορίες ότι η ημερήσια ηλιακή ενέργεια και στις τρεις περιπτώσεις είναι περίπου η ίδια και γύρω στα 23.3MJ/m². Όμως η κάθετη προσπίπτουσα ακτινοβολία στην πρώτη περίπτωση ήταν σαφώς μεγαλύτερη των άλλων δύο λόγω των νεφών που επικρατούσαν σε αυτές. Η περίπτωση με τον μεγαλύτερο χρόνο απομάκρυνσης ήταν η 1.

Στη συνέχεια βλέπουμε ότι κατά τη διάρκεια της προσρόφησης η συγκέντρωση αυξάνει πολύ πιο αργά στην περίπτωση 1 από ότι στους υπόλοιπους κύκλους και ότι ο ίδιος κύκλος έχει και το μεγαλύτερο ποσό προσροφούμενου μέσου.

Φανερή ακόμα είναι και η ευαισθησία του μηχανισμού στις βραδινές συνθήκες όπου υπάρχει και η ψύξη της τράπεζας. Το μεγαλύτερο μέρος της ανομοιογένειας των γραφημάτων οφείλετε σε αυτόν τον παράγοντα. Αποτέλεσμα και αυτού είναι η μορφή των αποτελεσμάτων των Σχημάτων 9.13,14 όπου οι βραδινές καιρικές συνθήκες επιτρέπουν την γρήγορη ατμοποίηση με αποτέλεσμα την δημιουργία μη ισοβαρής μεταβολής και συνεπώς την αδυναμία δημιουργίας πάγου.

10. ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ – **ΒΑΣΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ.**

10.1) Εισαγωγή.

Ο βασικός ψυκτικός κύκλος με προσρόφηση αναφέρεται στην βιβλιογραφία πολύ συχνά και ως ενδιάμεσος βασικός κύκλος (intermittent basic cycle). Τα περισσότερα πειράματα που έχουν γίνει και οι περισσότερες κατασκευές που έχουν δημιουργηθεί στην συντριπτική τους πλειοψηφία είναι αυτού του είδους. Αυτό συμβαίνει γιατί πρόκειται για πολύ εύκολες κατασκευές, γιατί είναι οι πιο φθηνές που υλοποιούν έναν προσροφητικό κύκλο άρα έχουν μεγαλύτερες πιθανότητες να αξιοποιηθούν εμπορικά, γιατί υπάρχει αδυναμία υλοποίησης άλλων πιο εξελιγμένων θεωρητικά κ.α. Βασίζονται στον κλασικό πολύ απλό κύκλο που παρουσιάσαμε στα πρώτα κεφάλαια και αποτελούνται από:

- Έναν συλλέκτη που φέρει και την προσροφητική τράπεζα εντός με όλα τα παρελκόμενα δηλαδή μονώσεις, υαλοπίνακες κ.τ.λ. Πολλές φορές συναντάμε και παράθυρα (dampers) που ανοίγουν κατά τις βραδινές ώρες για καλύτερη απαγωγή της θερμότητας.
- Έναν συμπυκνωτή που συνήθως είναι ένας αγωγός με πτερύγια ψύξεως με καμπυλώσεις ώστε να έχει ικανό μήκος για την συμπύκνωση.
- Έναν ατμοποιητή που συνήθως είναι ένας ψυκτικός θάλαμος μικρών διαστάσεων μέσα στον οποίο δημιουργείται ο πάγος.
- Μία βαλβίδα για την πτώση της πίεσης του ψυκτικού.
- Όταν το προσροφητικό το απαιτεί, όπως η μεθανόλη, μια αντλία κενού. Χρήση αυτής γίνεται μόνο μια φορά στην αρχή.

Έχουν συνήθως το ύψος ενός ανθρώπου, πλάτος μερικά μέτρα 1-2m, είναι σχετικά ελαφρές κατασκευές και εύκολα μετακινούνται.

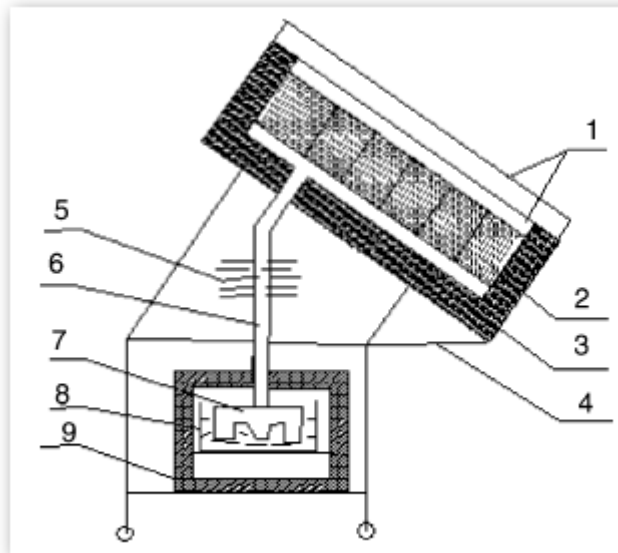
Πολλοί επιστήμονες έχουν λάβει μέρος σε αρκετές χώρες του κόσμου σε δημιουργίες βασικών κύκλων όπως η Ιαπωνία, Κίνα, Αγγλία, Γαλλία, Βραζιλία, Αμερική ενώ φαίνεται ότι τα ηνία κατέχουν οι Ασιάτες με αρκετές εφαρμογές και επιστημονικά άρθρα.

10.2) Ανάπτυξη ηλιακού ψύκτη χωρίς βαλβίδες.

Αυτή είναι η απλούστερη των απλούστερων περίπτωση και παράλληλα πολύ πρωτοποριακή. Αν και ως σύλληψη η ιδέα είναι απλούστατη το πρωτότυπο πρωτοπαρουσίασε το 2003 από ομάδα Κινέζων μελετητών στο ινστιτούτο ψύξεως και κρυογονικής στη Shanghai.

Αρχή λειτουργίας

Το Σχήμα 10.1 παρουσιάζεται η κατασκευή αυτή. Τα στοιχεία που την απαρτίζουν αντίστοιχα με το σχήμα είναι 1)2 υαλοπίνακες, 2)Προσροφητική τράπεζα, 3)Μόνωση, 4)Στηρίξεις, 5)Συμπυκνωτής, 6)Αγωγός, 7)Ατμοποιητής, 8)Δεξαμενή νερού, 9)Μόνωση.



Σχήμα 10.1 Ηλιακός ψυκτής χωρίς βαλβίδες.

Επειδή ο αγωγός συνδέει ατμοποιητή και προσροφητική τράπεζα υπάρχει μια πίεση ενιαία στον εσωτερικό χώρο στον οποίο δρα το ψυκτικό εφόσον στο ενδιάμεσο δεν υπάρχει βαλβίδα και συνεπώς μπορούμε να πούμε ότι η αυξομειώση της πίεσης στην τράπεζα συμβαίνει ταυτόχρονα και στον ψυκτικό θάλαμο. Δηλαδή δεν υπάρχει η ανάγκη ύπαρξης βαλβίδων που θα χωρίζουν κατά διαστήματα τον χώρο σε μέρη διαφορετικής πίεσης.

Αρχική κατάσταση θεωρείται το σημείο τέλους της προσρόφησης ($Ta2$). Κατά τη διάρκεια της ημέρας η προσροφητική τράπεζα δέχεται ηλιακή ακτινοβολία και ανεβάζει την θερμοκρασία, άρα και την πίεση του χώρου, μέχρι το σημείο $Tg1$ (Pc) όπου αρχίζει η απομάκρυνση του προσροφούμενου (μεθανόλης). Αυτό θα συνεχίζεται μέχρι η θερμοκρασία να φτάσει το όριο απομάκρυνσης $Tg2$. Το ψυκτικό που απομακρύνθηκε αναγκάζεται φυσικά να διέλθει μέσα από τον αγωγό όπου μέρος του υγροποιείται και καταλήγει λόγω βαρύτητας στο δοχείο συγκέντρωσης (7) όπου παράλληλα έχει και τον ρόλο του ατμοποιητή. Με το τέλος της μέρας και κατά τη διάρκεια της νύχτας η τράπεζα ψύχεται και συνεπώς ρίχνει στον χώρο και την πίεση σε Pe , στο σημείο αυτό έχουμε θερμοκρασία $Ta1$ και αρχίζει ξανά η προσρόφηση της μεθανόλης. Λόγω της προσρόφησης υπάρχει ατμοποίηση της υγρής μεθανόλης στον ατμοποιητή και έτσι παράγεται το ψυκτικό αποτέλεσμα στο νερό όπου και σχηματίζεται φιλμ πάγου εξωτερικά του ατμοποιητή. Το παραπάνω θα συμβαίνει μέχρι την στιγμή όπου η θερμοκρασία της τράπεζας θα φτάσει το κάτω όριο θερμοκρασίας $Ta2$ και ο κύκλος ξαναρχίζει από την αρχή.

Χαρακτηριστικές εξισώσεις.

Το φαινόμενο λόγω της απλότητας του μπορεί να χαρακτηριστεί από πολύ λίγες εξισώσεις τρεις ουσιαστικά που μας δίνουν όλα τα αναγκαία στοιχεία. Από την εξίσωση (10.1) λαμβάνουμε το ψυκτικό αποτέλεσμα, από την εξίσωση (10.2) λαμβάνουμε την διαφορά συγκεντρώσεων, από την

εξίσωση (10.3) λαμβάνουμε το COP, από την (10.4) το ποσό θερμότητας που χρειάστηκε για να ψύξουμε την μεθανόλη από την θερμοκρασία συμπύκνωσης μέχρι την θερμοκρασία ατμοποίησης. Το ολοκλήρωμα της έντασης είναι η προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία που μπορεί να υπολογιστεί με τις γνωστές μεθόδους, L_e η λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης της μεθανόλης 1100KJ/kg.

$$Q_{ref} = \Delta x \cdot M_a \cdot L_e \dots\dots\dots (10.1)$$

$$\Delta x = x_{conc} - x_{dil} \dots\dots\dots (10.2)$$

$$COP_{solar} = \frac{Q_{ref} - Q_{cc}}{\int i(t) dr} \dots\dots\dots (10.3)$$

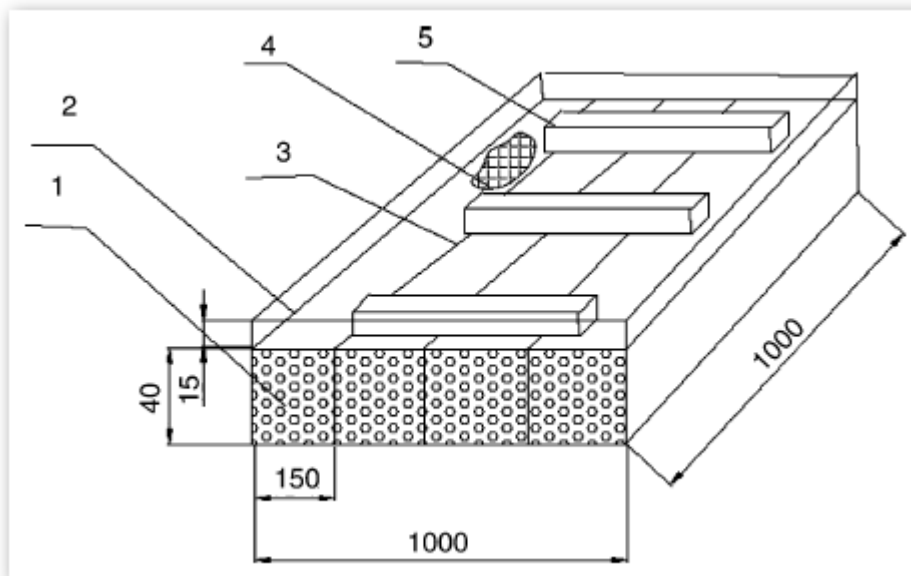
$$Q_{cc} = \int_{T_c}^{T_e} \Delta x \cdot M_a \cdot C_{pt} \cdot dT \dots\dots\dots (10.4)$$

Σχολιασμός

Πρόκειται για μια πολύ απλή ιδέα και ιδιαίτερα ελκυστική αφού πραγματικά δεν γίνεται να απλοποιηθεί περισσότερο. Το κόστος της είναι σαφώς μικρότερο οποιασδήποτε άλλης κατασκευής που θα συναντήσουμε, όπως ο χρόνος παραγωγής και εγκατάστασης. Όμως παράλληλα έχουμε και κάποια αρνητικά στοιχεία, μπορούμε να περιμένουμε πάρα πολύ μικρό COP λόγω καταρχήν της φυσικής κυκλοφορίας του ψυκτικού. Λόγω της συγκεκριμένης μορφής της τράπεζας θα υπάρχει δυσκολία προσρόφησης και απομάκρυνσης από τα άνω στρώματα της και ιδιαίτερα κοντά στον απορροφητήρα.

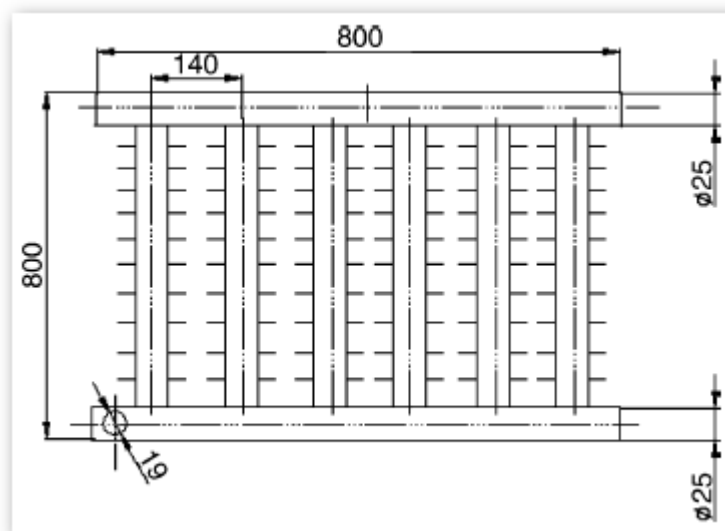
Κατασκευή της μηχανής (περιγραφή πρωτοτύπου)

Αναφορικά με την τράπεζα προσρόφησης έχουμε μια κλασσική ορθογωνική διάταξη ενεργού άνθρακα 19kgr, πάχους 40mm, κατασκευής Hainan province επιφάνειας 1m². Η επιφάνεια του AC φέρει ανοξείδωτο ατσάλι ως απορροφητήρα που έχει περαστεί με επιλεκτική ουσία. Τα παραπάνω βρίσκονται πίσω από δύο τεμάχια fiber plastic το οποίο έχει καλύτερη απόδοση από ότι οι υαλοπίνακες. Μέσα στον προσροφητή έχουμε εισάγει φύλλα ανοξείδωτου χάλυβα σε αποστάσεις 0.1m μεταξύ τους. Το συνολικό βάρος της κατασκευής ανέρχεται στα 20kgr. Με σκοπό τη βελτίωση της μεταφοράς της μεθανόλης μέσα στην τράπεζα αφήνουμε 10mm κενό σε κάθε κατεύθυνση μεταξύ ενεργού άνθρακα και μόνωσης. Ένα σχηματικό διάγραμμα δίνεται στο Σχήμα 10.2. Σε αυτό 1)Ενεργός άνθρακας, 2)Ανοξείδωτο ατσάλι, 3)Φύλλα μεταφοράς θερμότητας, 4)Μεταλλικό δίχτυ, 5)Μπάρα στήριξης.



Σχήμα 10.2 Κατασκευαστική διαμόρφωση προσροφητικής τράπεζας.

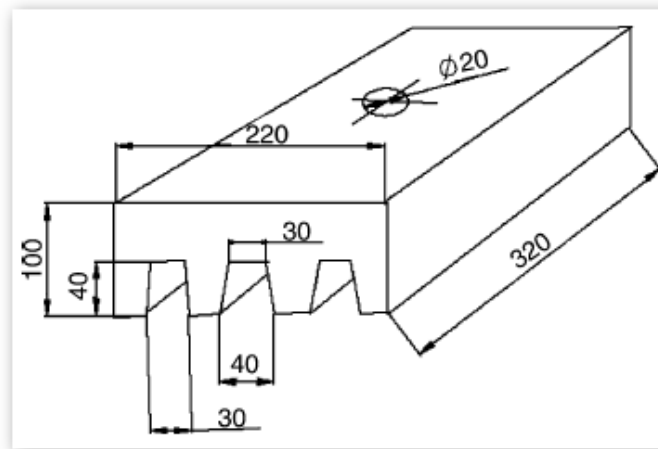
Αναφορικά με τον συμπυκνωτή και τον ατμοποιητή έχουμε και εκεί κάποιες απαιτήσεις. Κατά τη διάρκεια της προσρόφησης της μεθανόλης ένας καλοσχεδιασμένος συμπυκνωτής χρειάζεται για την απόρριψη της θερμότητας στο περιβάλλον, για να ικανοποιήσουμε την απαίτηση αυτή αγωγοί χαλκού με φύλλα αλουμινίου χρησιμοποιούνται και σχηματίζουν συνολική επιφάνεια μεταφοράς 4.5m². Το σχήμα αυτού δίνεται στο Σχήμα10.3.



Σχήμα 10.3 Κατασκευαστική διαμόρφωση συμπυκνωτή.

Στον ατμοποιητή, Σχήμα10.4, με σκοπό να βελτιώσουμε το φαινόμενο της μεταφοράς θερμότητας, η επιφάνεια συναλλαγής σχεδιάζεται σαν σειρά από 4 τραπεζοειδή τμήματα. Οι διαστάσεις του είναι 220mmx320mmx100mm με συνολική επιφάνεια 0.28m². Ο ατμοποιητής είναι μερικώς βυθισμένος σε δεξαμενή νερού η οποία έχει φτιαχτεί από ανοξείδωτο ατσάλι και τα δύο μαζί έχουν

τοποθετηθεί σε δοχείο που φέρει μόνωση, με αυτόν τον τρόπο είναι πολύ εύκολο να απομακρυνθεί ο πάγος που δημιουργείται κατά τις βραδινές ώρες. Η συνολική κατασκευή έχει τη μορφή του Σχήματος 10.5.



Σχήμα 10.4 Κατασκευαστική διαμόρφωση ατμοποιητή.



Σχήμα 10.5 Συνολική κατασκευή.

Η κατασκευή αυτή έδωσε μετά από μετρήσεις 4 ημερών τα αποτελέσματα του Πίνακα 10.1.

Experimental day	Active adsorbed collector area (m ²)	Accepted solar radiation energy (MJ)	Ice obtained from solar ice maker (kg)	COP _{solar}
2001/11/08	0.94	19.24	7.0	0.137
2001/11/15	0.94	17.3	6.0	0.146
2001/11/18	0.94	16.28	4.0	0.12
2002/02/28	0.94	17.10	4.5	0.13

Πίνακας 10.1 Αποτελέσματα μετρήσεων.

Τα εξαρτήματα που εικονίζονται στο παραπάνω σχήμα έχουν ως εξής, 1) Προσοφοητική τράπεζα, 2) Υαλοπίνακες, 3) Παράθυρα νυκτερινού αερισμού, 4) Μονωτικό υλικό, 5,15) Μανόμετρα, 6,23,24) Θερμόμετρα, 7,9,10,12) Φλάντζες σύνδεσης, 8,11,17,20,25) Βαλβίδες, 13) Ατμοποιητής, 14) Δοχείο, 16) Συμπυκνωτής, 18) Αγωγοί εισόδου ψυκτικού, 19) Αποθηκευτικός χώρος μεθανόλης, 22) Δοχείο συγκέντρωσης πάγου.

Αρχή λειτουργίας

Την ημέρα η προσροφητική τράπεζα δέχεται ηλιακή ακτινοβολία που ανεβάζει την θερμοκρασία και την πίεση του χώρου της. Όταν η θερμοκρασία φτάσει αυτήν της προσρόφησης οι βαλβίδες 8 και 25 ανοίγουν ενώ η 11 είναι κλειστή και το ψυκτικό αρχίζει να απομακρύνεται. Το ψυκτικό αυτό θα συμπυκνωθεί στον συμπυκνωτή 16 και θα συγκεντρωθεί στον χώρο 19 όπου και θα συνεχίσει στον ατμοποιητή μέσω της βαλβίδας 20. Τα παραπάνω λαμβάνουν χώρα μέχρι τέλος της ημέρας όπου τότε έχουμε κλείσιμο της βαλβίδας 25. Το απόγευμα τα damper 3 ανοίγουν και η τράπεζα ψύχεται καλύτερα από τις νυκτερινές αέριες μάζες. Όταν η πίεση του ψυκτικού στην τράπεζα προσρόφηση λάβει την τιμή της πίεσης ατμοποίησης η βαλβίδα 11 ανοίγει και αρχίζει η προσρόφηση της μεθανόλης στον AC, παράλληλα παράγεται και το ψυκτικό αποτέλεσμα στον ατμοποιητή 13. Μόλις το τελευταίο στάδιο λάβει τέλος ο κύκλος ξαναρχίζει από την αρχή.

Χαρακτηριστικές εξισώσεις.

Οι εξισώσεις που χρειάζονται για να χαρακτηρίσουν ένα τέτοιο σύστημα είναι οι παρακάτω. Η εξίσωση (10.5) μας δίνει το COP του κύκλου, το ηλιακό COP μπορεί να ληφθεί από την (10.3), η (10.6) δίνει την θερμότητα που δαπανάμε κατά την αναγέννηση δηλ. από T_{a2} - T_{g2} , την θερμότητα που πρέπει να δώσουμε ώστε να ψύξουμε την μεθανόλη από την θερμοκρασία συμπύκνωσης μέχρι την θερμοκρασία ατμοποίησης Q_{cc} την λαμβάνουμε από την (10.4), τις Q_{ref} και Δx από τις (10.1) και (10.2) αντίστοιχα.

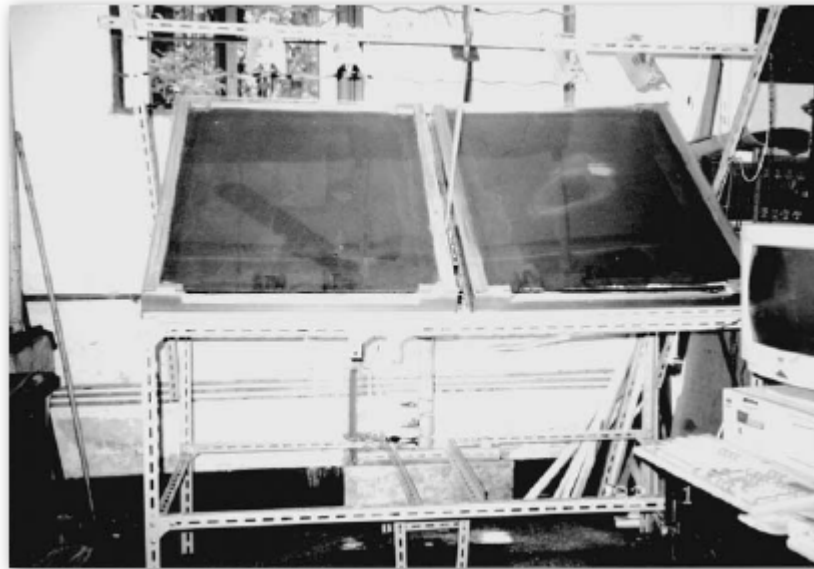
$$COP_{cycle} = \frac{Q_{ref} - Q_{cc}}{Q_g} \dots\dots\dots (10.5)$$

$$Q_g = \int_{T_{a2}}^{T_{g2}} (M_m C_{pm} + M_a C_{pa}) dT + \int_{T_{a2}}^{T_{g1}} X_{cond} M_a C_{pl} dT + \int_{T_{g1}}^{T_{g2}} X M_a C_{pl} dT + \int_{T_{g1}}^{T_{g2}} h_d M_a dX \dots\dots\dots (10.6)$$

Σχολιασμός

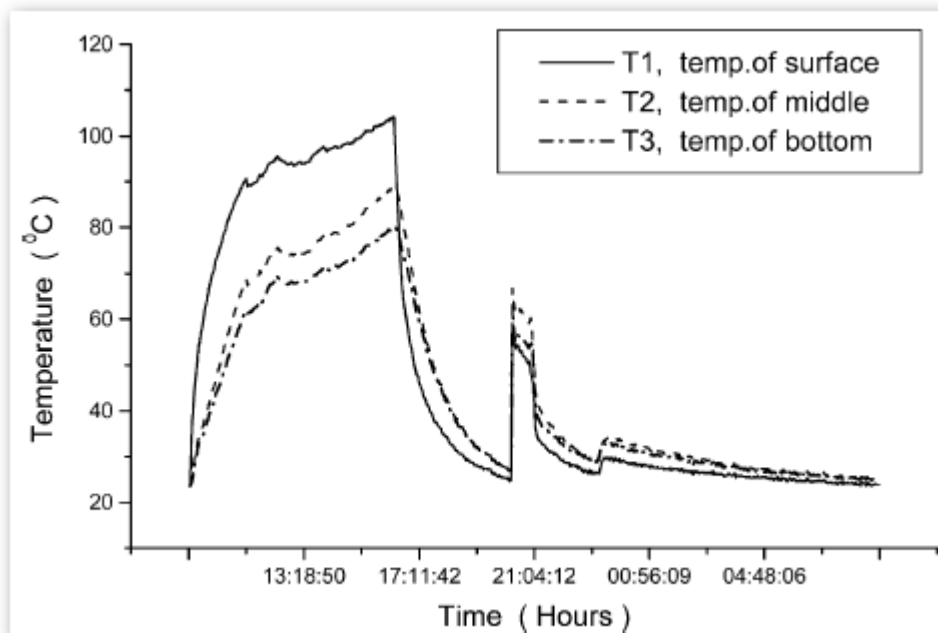
Καταρχήν τα κατασκευαστικά στοιχεία συγκρότησης μιας τέτοιας μηχανής είναι περίπου τα ίδια με αυτά που περιγράφηκαν στην προηγούμενη παράγραφο ενώ πληροφορίες δίνονται και στο Σχήμα 10.6. Πρωτότυπο βασισμένο στα παραπάνω δημιουργήθηκε από ομάδα Κινέζων και

εικονίζεται στο Σχήμα 10.7. Απαρτίζεται από δύο προσροφητικές τράπεζες με δύο επίπεδους απορροφητήρες διαστάσεων 0.75m έκαστος.



Σχήμα 10.7 Κατασκευαστική διαμόρφωση.

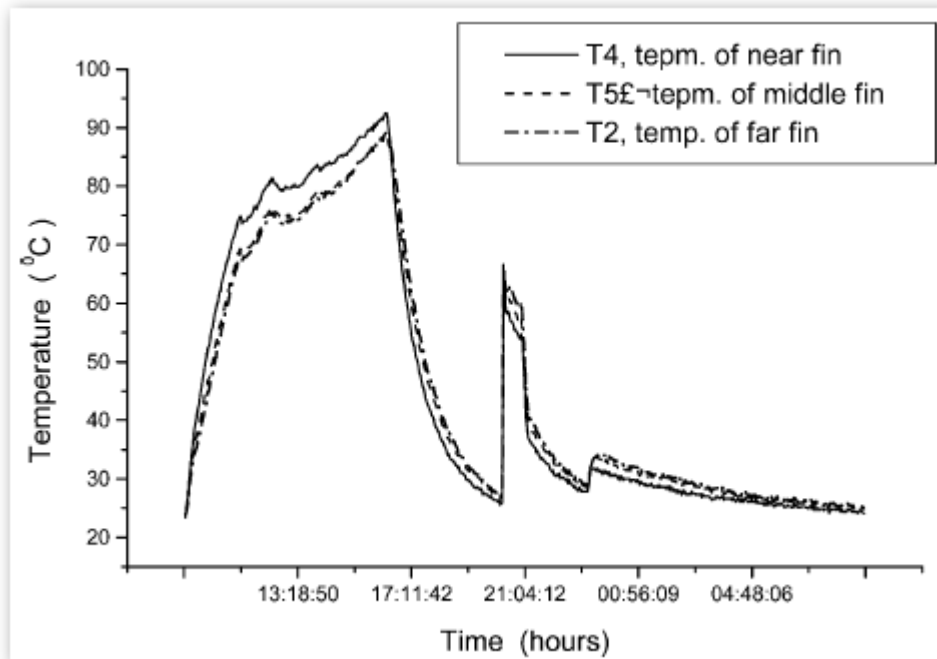
Τα πειράματα που έγιναν έδωσαν τα Σχήματα 10.8, 9 στα οποία βλέπουμε τη συνολική κατανομή της θερμοκρασίας μέσα στην προσροφητική τράπεζα και κατά ύψος και την μεταβολή της θερμοκρασίας μεταξύ δύο φύλλων μετάλλου.



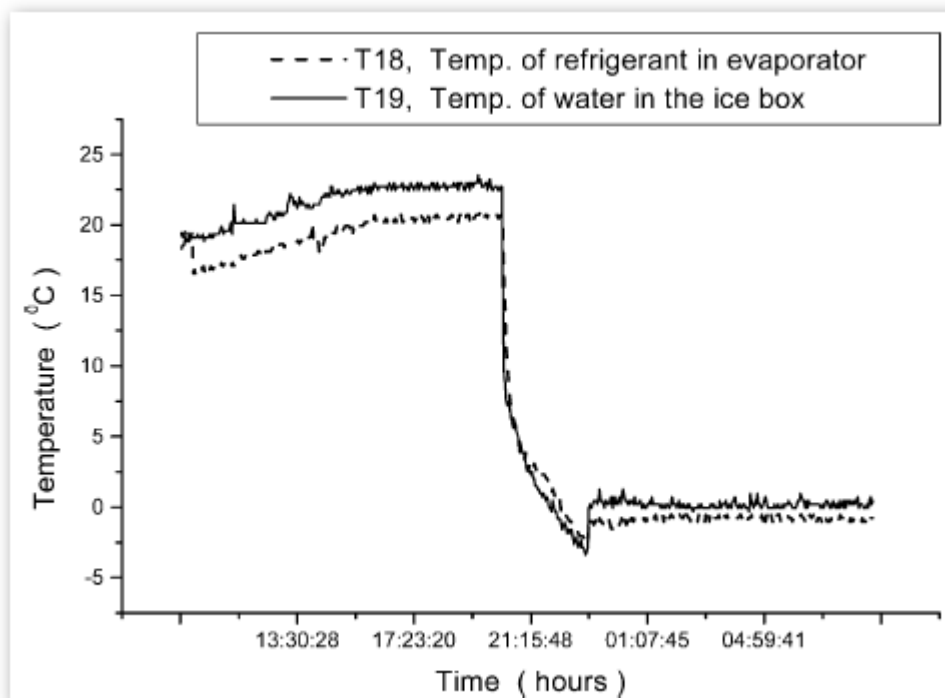
Σχήμα 10.8 Μεταβολή της θερμοκρασίας καθ' ύψος.

Μπορούμε να δούμε πολύ καθαρά ότι υπάρχει μεγάλη ανομοιομορφία της θερμοκρασίας από την κορυφή της τράπεζας στο κατώτατο σημείο της παρόλο που το πάχος του AC είναι μόνο 4cm και ξεπερνά τους 20C. Το ίδιο συμβαίνει και μεταξύ των ελασμάτων. Στο Σχήμα 10.10 δίνεται η μεταβολή της θερμοκρασίας μέσα στο δοχείο νερού όπου ασκείται και η ψυκτική επίδραση. Τα

τελικά αποτελέσματα μετά από 4 ημέρες πειραμάτων δίνονται στον Πίνακα 10.3. Παρατηρούμε ότι περίπου για τις ίδιες συνθήκες ηλιακής ακτινοβολίας έχουμε περισσότερη παραγωγή πάγου, μεγαλύτερο COP ηλιακό και συνεπώς καλύτερα αποτελέσματα από την περίπτωση της παραγράφου 10.2. Βέβαια πρέπει να μελετηθεί εάν το κόστος των επιπλέον εξαρτημάτων δύναται να καλυφθεί από την αύξηση των αποτελεσμάτων. Σχολιάζοντας πρέπει να πούμε ότι τα αποτελέσματα θα ήταν ακόμα καλύτερα εάν είχαμε χρησιμοποιήσει fiber plastic αντί για



Σχήμα 10.9 Μεταβολή της θερμοκρασίας μεταξύ δύο φύλλων.



Σχήμα 10.10 Μεταβολή θερμοκρασίας εντός δοχείου νερού όπου ασκείται και η ψυκτική επίδραση.

υαλοπίνακες και εάν αφαιρούσαμε την ενδιάμεσες φλάντζες μετά από καλύτερη σχεδίαση της μηχανής.

Date of experiment	Collector area (m ²)	Energy received by the system (MJ)	Ice T (°C)	Weight (kg)	Desorbed methanol mass (ml)	COP _{cycle}	COP _{system}
28–29 April 1999	1.5	29	−1.5	8.0	4000	0.432	0.125
1–2 May 1999	1.5	27.93	−1.0	9.0	4300	0.445	0.14
3–4 May 1999	0.75	14.36	−1.0	4.5	2400	0.452	0.147

Πίνακας 10.3 Τελικά αποτελέσματα πειραμάτων.

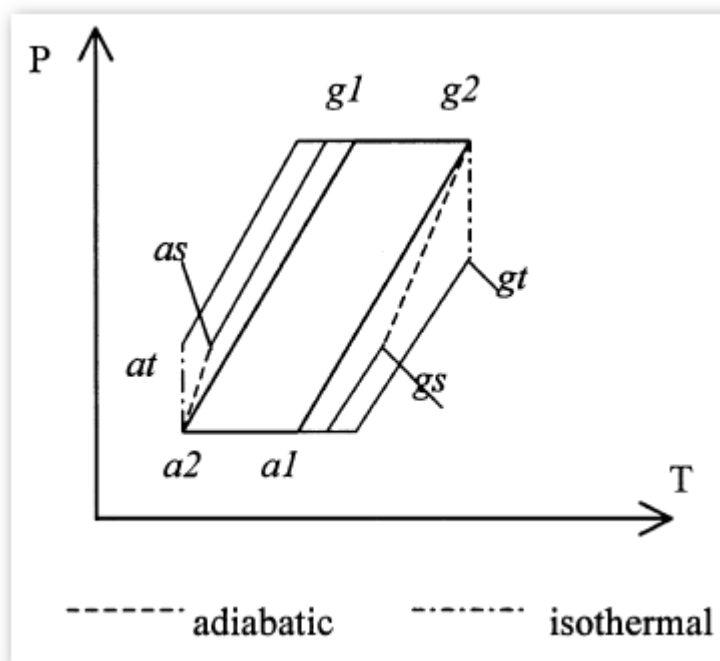
11. ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ – ΜΕ **ΑΝΑΚΤΗΣΗ ΜΑΖΑΣ ΚΑΙ ΑΝΑΓΕΝΝΗΣΗ** **ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ.**

11.1) Εισαγωγή.

Η ανάκτηση μάζας σκοπό έχει την μεταβίβαση αέριου ψυκτικού από μια προσροφητική τράπεζα σε μια άλλη όταν η πρώτη έχει μεγαλύτερη πίεση από την δεύτερη. Έχει αποδειχθεί ότι βελτιώνει πάρα πολύ το COP του κύκλου και μπορεί να εμφανισθεί με ταυτόχρονη πρόσδοση ή απομάκρυνση θερμότητας στις τράπεζες, ανάλογα με την φάση στην οποία ευρίσκονται, ή μη. Τα αποτελέσματα των μελετών δείχνουν ακόμα ότι και η Ειδική ψυκτική δύναμη (Specific cooling power SCP) βελτιώνεται κατά πολύ ενώ μειώνεται και η αναγκαία θερμοκρασία εισόδου του **HTF (Heat transfer fluid)**. Η ανάκτηση θερμότητας και αυτή με την σειρά της εφαρμόζει την πολύ γνωστή τακτική της χρησιμοποίησης αποβάλλουσας θερμότητας για προθέρμανση με σκοπό την βελτίωση του κύκλου. Αρκετές φορές στην βιβλιογραφία χρησιμοποιούνται και οι δύο μέθοδοι μαζί και συνήθως μελετώνται σαν σύστημα που δρα παράλληλα.

11.2) Ανάκτηση μάζας στην ψύξη με προσρόφηση.

Το Σχήμα 11.1 δείχνει την αρχή της ανάκτησης μάζας. $a1-a2-g1-g2$ είναι ο απλός προσροφητικός κύκλος, στον οποίο οι $a1-a2$ και $g1-g2$ είναι ισοβαρής ενώ οι $a2-g1$ και $g2-a1$ είναι ισόογκες. Η $a1-a2$ είναι συνδεδεμένη με την ατμοποίηση στον ατμοποιητή και την προσρόφηση στην τράπεζα. Εάν μεγάλωνε το μήκος της ευθείας αυτής θα σήμαινε και την αύξηση της προσροφούμενης ποσότητας και συνεπώς την αύξηση του COP.



Σχήμα 11.1 Αρχή της ανάκτησης μάζας.

Παρατηρούμε ότι η πίεση στο τέλος της απομάκρυνσης P_{g2} είναι μεγαλύτερη από την πίεση στο τέλος της προσρόφησης P_{a2}. Έτσι έχοντας δύο τράπεζες που η μία να βρίσκεται στο σημείο P_{g2} και η άλλη στο σημείο P_{a2} και ενώνοντας αυτές απευθείας, θα αναγκάζαμε το ρευστό σε κίνηση λόγω ΔP χωρίς πρόσδοση ενέργειας. Αυτή η μετακίνηση που συμβαίνει λίγο πριν το τέλος της εκάστοτε διεργασίας και παρουσιάζει ένα βέλτιστο, μετατοπίζει δεξιότερα το σημείο α1 και αριστερότερα το σημείο g1. Σύμφωνα με το Διάγραμμα P-T-X φαίνεται ξεκάθαρα ότι η διαδικασία της μεταφοράς μάζας διευρύνει το μήκος ΔX και συνεπώς αυξάνει το COP του κύκλου μιας και είναι ευθέως ανάλογο της προσροφούμενης μάζας.

Η μεταφορά μάζας μπορεί να πραγματοποιηθεί με δύο τρόπους αδιαβατικά ή ισόθερμα. Στο Σχήμα11.1 α1-α2-as-g1-g2-gs είναι ο κύκλος με αδιαβατική μεταφορά μάζας και ο κύκλος α1-α2-at-g1-g2-gt είναι αυτός με ισοθερμοκρασιακή μεταφορά μάζας. α2-as και g2-gs είναι συγκεκριμένα η αδιαβατική μεταφορά και α2-at g2-gt είναι η ισόθερμη μεταβολή. Στην αδιαβατική μεταφορά οι δύο (ή περισσότερες αλλά προφανώς πάντα ζυγού αριθμού τράπεζες) δεν συνδέονται με δευτερεύουσα πηγή θερμότητας ενώ στην ισόθερμη η τράπεζα που βρίσκεται στην φάση της ψύξεως παράλληλα ψύχεται και από μια δεύτερη πηγή όπως συμβαίνει και για την άλλη δηλαδή θερμαίνεται από μια τρίτη πηγή, το αποτέλεσμα της παραπάνω διαδικασίας είναι η διατήρηση σταθερής θερμοκρασίας στις τράπεζες που δικαιολογεί και την ονομασία της μεταβολής. Στο Σχήμα11.1 φαίνεται καθαρά ότι στην περίπτωση της ισόθερμης το ΔX είναι μεγαλύτερο άρα και το COP θα είναι μεγαλύτερο. Σε αυτό το σημείο πρέπει να πούμε ότι για όλο το σύστημα ο κύκλος είναι ο ίδιος για ένα απλό βασικού κύκλου αλλά πλέον η ψύξη και η θέρμανση δεν γίνεται από μια τράπεζα κατά διαστήματα αλλά ταυτόχρονα σε δύο διαφορετικές τράπεζες. Για να απλοποιήσουμε την ανάλυση αυτήν είναι πολύ λογικό να υποθέσουμε ότι όλες οι διαδικασίες της προσρόφησης είναι σε ισορροπία και ότι η θερμοχωρητικότητα του HTF μπορεί να αμεληθεί. Κατά συνέπεια μπορούμε να γράψουμε τις κλασσικές εξισώσεις ισοζυγίου (11.1).

$$\Delta x_{a2-at} = \Delta x_{g2-gt} \dots\dots\dots (11.1)$$

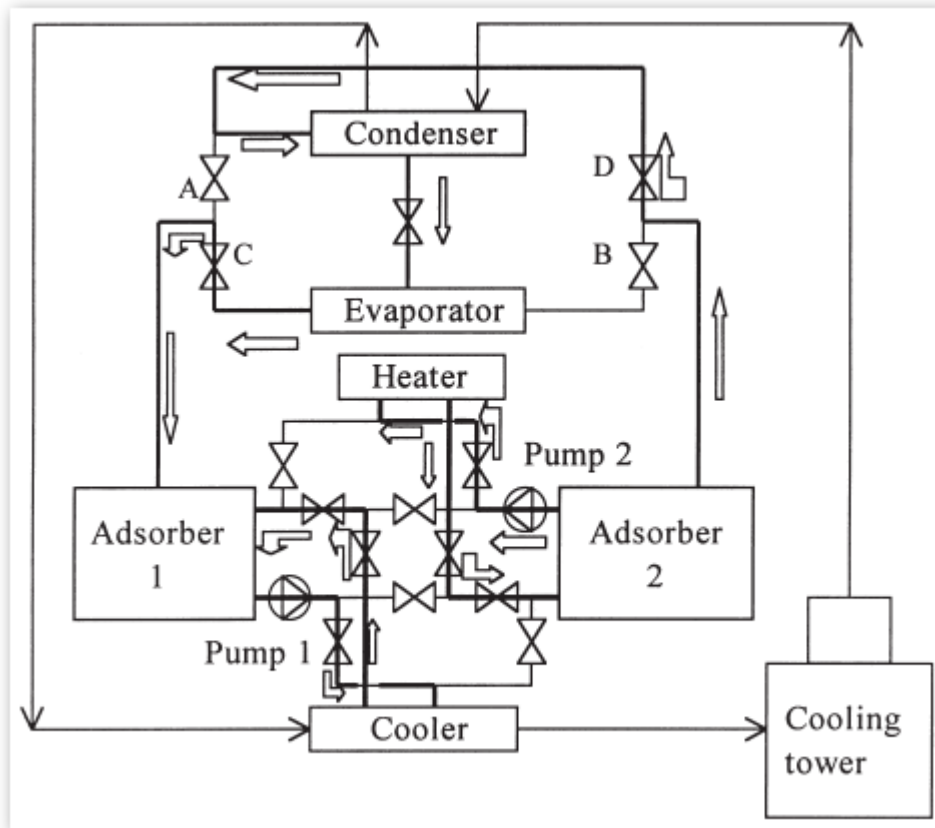
$$\Delta x_{a2-as} = \Delta x_{g2-gs} \dots\dots\dots$$

Οι τιμές ΔX_{a2-at} ή ΔX_{a2-as} θα έφταναν στο μέγιστό τους εάν οι διαφορά πίεσης P_{gs} – P_{as} ή P_{gt} - P_{at} γίνονταν 0, αλλά αυτό για να γίνει πρέπει η διαδικασία της ανάκτησης μάζας να διατηρηθεί για πάρα πολύ μεγάλο χρονικό διάστημα και μάλιστα αντικειμενικά για άπειρο.

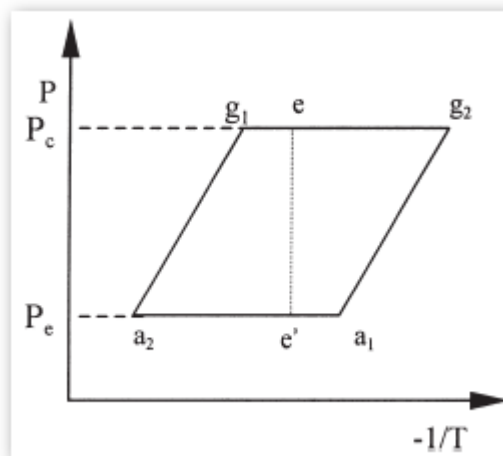
11.3) Αναγέννηση θερμότητας στην ψύξη με προσρόφηση.

Και εδώ χρειαζόμαστε δύο τράπεζες με προσροφητές καθώς και δύο αγωγούς με μία αντλία που θα πραγματοποιεί την μεταφορά του HTF. Ο συνεχής αυτός κύκλος εικονίζεται στο Σχήμα11.2. Εκεί βλέπουμε την στιγμή στην οποία η προσροφητική τράπεζα 1 ψύχεται και συνδέεται με τον

ατμοποιητή με σκοπό την προσρόφηση, η τράπεζα 2 θερμαίνεται και είναι συνδεδεμένη με τον συμπυκνωτή με σκοπό την απομάκρυνση και υγροποίηση του ψυκτικού.



Σχήμα 11.2 Θεωρητική υλοποίηση ψύξη με προσρόφηση με δύο τράπεζες και αναγέννηση. Την στιγμή πριν την αντιστροφή του κυκλώματος κλείνουν οι βαλβίδες πριν τον συμπυκνωτή και πριν τον ατμοποιητή και δύο αντλίες (στην συγκεκριμένη περίπτωση, θα μπορούσε να είναι και μία) (pump1,2) αρχίζουν να λειτουργούν μεταφέροντας το HTF μεταξύ των δύο τραπεζών και άρα έχουμε ανάκτηση ποσού θερμότητας αντί να την απομακρύνουμε εξολοκλήρου στον ψυκτικό πύργο. Το διάγραμμα P-T-X σε μια τέτοια περίπτωση δίνεται από το Σχήμα11.3.

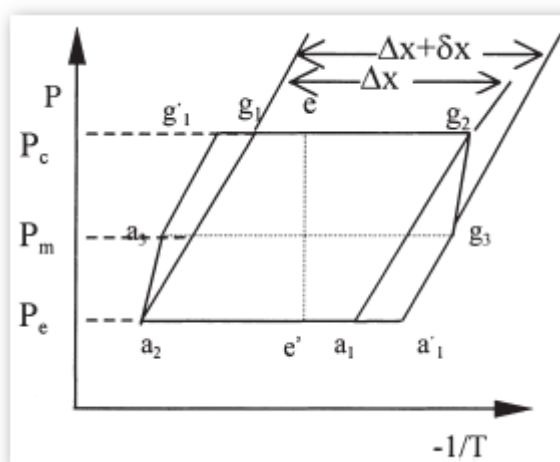


Σχήμα 11.3 Κλασσικό διάγραμμα αναγέννησης.

Το διάγραμμα αυτό δείχνει τον ενιαίο κύκλο ενώ η ευθεία e-e' παρουσιάζει το βέλτιστο δηλαδή χωρίζει σε δύο ίσα μέρη τον κύκλο. Αυτή η θεώρηση μπορεί να μας δώσει γεωμετρικά την επιθυμητή θερμοκρασία και άρα θερμότητα που πρέπει να μεταφέρουμε κατά την ανάκτηση. Οπτικά βλέπουμε ότι μειώνουμε το ποσό θερμότητας που πρέπει να δαπανήσουμε (g1-e εκτός) και μειώνεται και το ποσό θερμότητας που πρέπει να αποβάλλουμε (a1-e'). Έχειδειχτεί ότι το COP αυξάνεται έως και 25% με αυτή την διαδικασία αλλά και παρόλα αυτά το πολύ ένας κύκλος με δύο ψυκτικές τράπεζες να φθάσει ένα COP 0.4-0.6 που ακόμα είναι μικρό, κύκλοι πολλών τραπεζών θα μπορούσαν να βοηθήσουν στην επίλυση του προβλήματος.

11.4) Ανάκτηση μάζας και αναγέννηση θερμότητας ταυτόχρονα.

Η ανάκτηση μάζας μπορεί να αρχίσει την διαδικασία και να ακολουθηθεί από την αναγέννηση. Αυτό μπορεί να συμβεί ως εξής: Αφού έχει ολοκληρωθεί η διαδικασία της ανάκτησης μάζας με την διαδικασία που περιγράφηκε στην 11.2 σε πίεση μέση μεταξύ πίεσης ατμοποίησης και συμπύκνωσης δηλ. $P_m = (P_e + P_c)/2$ μεσολαβεί ένα μικρό χρονικό διάστημα στο οποίο λαμβάνει χώρα η αναγέννηση όπως περιγράφηκε στην 11.3. Το αποτέλεσμα του συνδυασμού των δύο αυτών μεθόδων βελτίωσης του COP δίνεται σε διάγραμμα P-T-X στο Σχήμα 11.4.



Σχήμα 11.4 Κύκλος όπου λαμβάνει χώρα ανάκτηση μάζας και θερμότητας.

Είναι φανερή η διπλή βελτίωση του κύκλου. Για ένα ζεύγος Ενεργού άνθρακα / Μεθανόλης και με θερμοκρασία εισόδου γύρω στους 120C το COP αγγίζει το 0.8.

11.5) Συντελεστής πίεσης ανάκτησης μάζας.

Με στόχο να καταλάβουμε το βαθμό ανάκτησης μάζας στην διαδικασία μια παράμετρος em που καλείται συντελεστής πίεσης ανάκτησης μάζας (pressure coefficient of mass recovery) εισάγεται στην εξίσωση (11.2).

$$\varepsilon_m = 1 - \frac{P_{gs} - P_{as}}{\Delta P} = 1 - \frac{P_{gt} - P_{at}}{\Delta P} \dots\dots\dots (11.2)$$

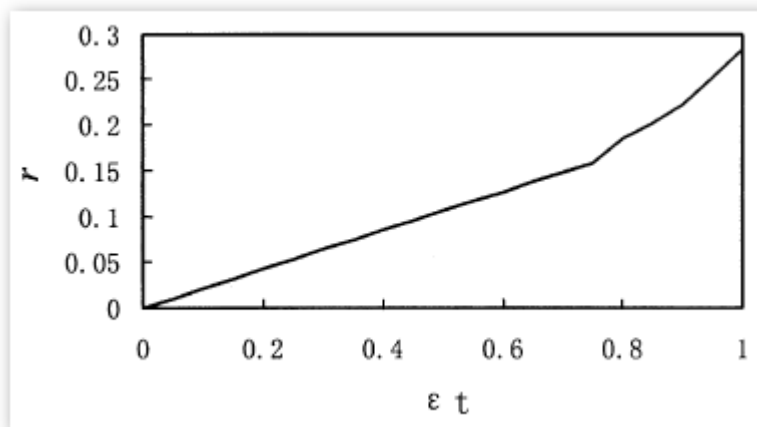
Σε αυτόν με ΔP συμβολίζουμε την διαφορά μεταξύ των δύο προσροφητικών τραπεζών πριν την μεταφορά μάζας. Όταν $\varepsilon_m = 1$ η μεταφορά μάζας έχει ολοκληρωθεί ενώ όταν $\varepsilon_m = 0$ δεν υπάρχει μεταφορά μάζας στον κύκλο.

11.6) Συντελεστής θερμοκρασίας αναγέννησης θερμότητας.

Όπως ορίσαμε τον συντελεστή ε_m ανάλογα ορίζουμε και τον συντελεστή θερμοκρασίας αναγέννησης θερμότητας ε_t (temperature coefficient of heat regeneration) στην εξίσωση (11.3)

$$\varepsilon_t = 1 - \frac{T_g - T_a}{\Delta T} \dots\dots\dots (11.3)$$

Όπου T_g και T_a είναι οι θερμοκρασίες των τραπεζών μετά την αναγέννηση θερμότητας και ΔT η διαφορά θερμότητας των δύο τραπεζών πριν την ανάκτηση. Γενικά ο ε_m είναι μικρότερο από το 1 αλλά ο ε_t είναι περισσότερο από 1. Η σχέση μεταξύ συντελεστή αναγέννησης r και ε_t δίνεται στο Σχήμα 11.5



Σχήμα 11.5 Σχέση μεταξύ συντελεστή αναγέννησης r και ε_t .

11.7) Συντελεστής ψυκτικής απόδοσης.

Σε έναν απλό συνεχές κύκλο με δύο προσροφητές, η ψυκτική ενέργεια του κύκλου Q_c μπορεί να προσδιοριστεί μέσω της εξίσωσης (11.4).

$$Q_c = m_c \cdot \Delta x \cdot (L - C_p \cdot (T_c - T_e)) / t \dots\dots\dots (11.4)$$

Στην οποία όπου t είναι η διάρκεια του κύκλου δια δύο. Ο παράγοντας $m_c \Delta x C_p (T_c - T_e)$ είναι η αισθητή θερμότητα αποτέλεσμα της ψύξης του ψυκτικού μέχρι το σημείο ατμοποίησης. Εάν εφαρμοστεί και ανάκτηση μάζας τότε η (11.4) γίνεται η (11.5).

$$Q_c = m_c \cdot (\Delta x + \Delta x_m) \cdot (L - C_p \cdot (T_c - T_e)) / t \dots\dots\dots (11.5)$$

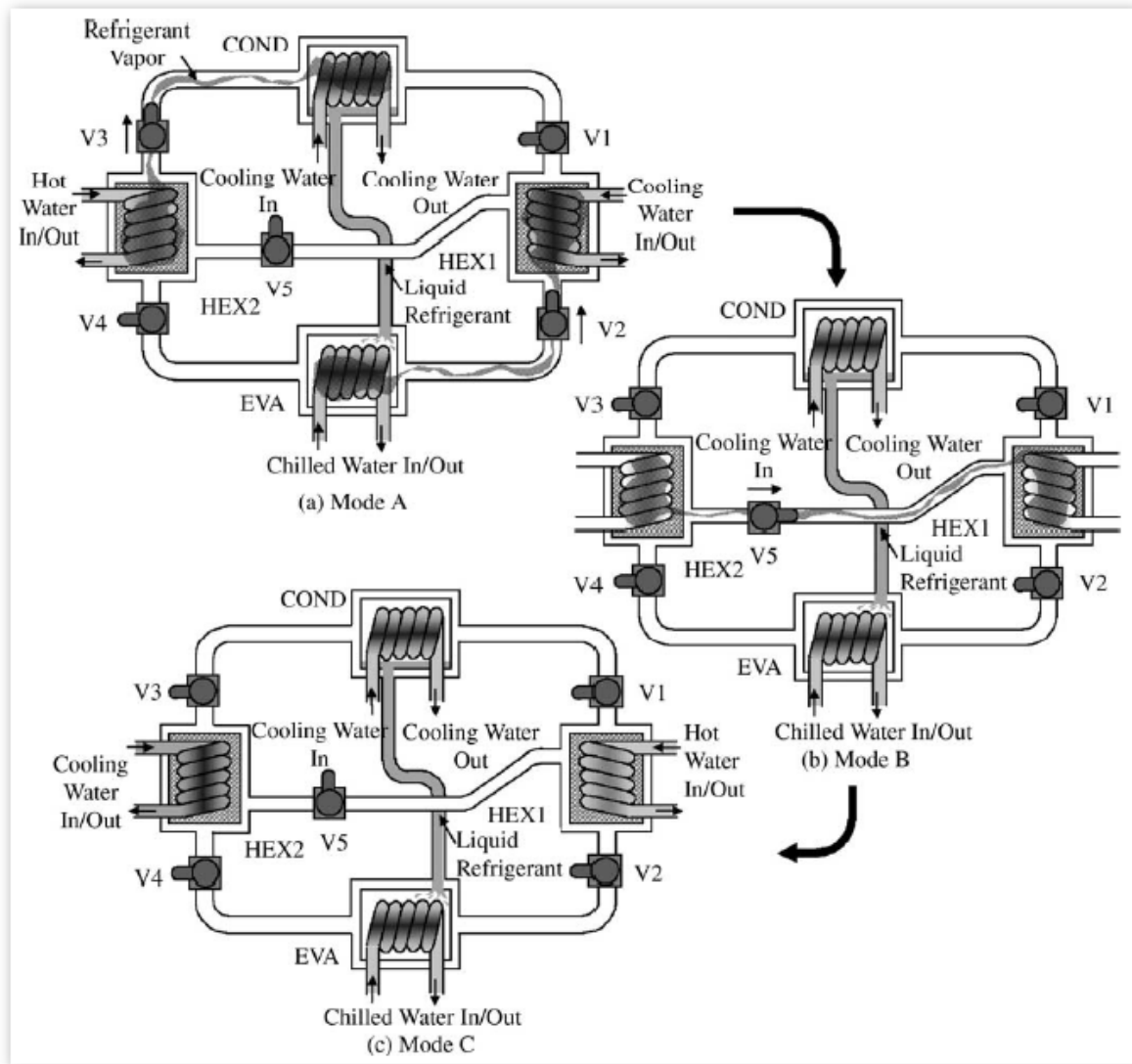
Στην αδιαβατική $\Delta x_m = \Delta x_{g2-gs}$ ενώ στην ισόθερμη $\Delta x_m = \Delta x_{g2-gt}$. Τελικά ο συντελεστής ψυκτικής απόδοσης δίνεται στην (11.6)

$$COP = \frac{Q_c}{Q_h - Q_{re} + Q_m} \dots\dots\dots (11.6)$$

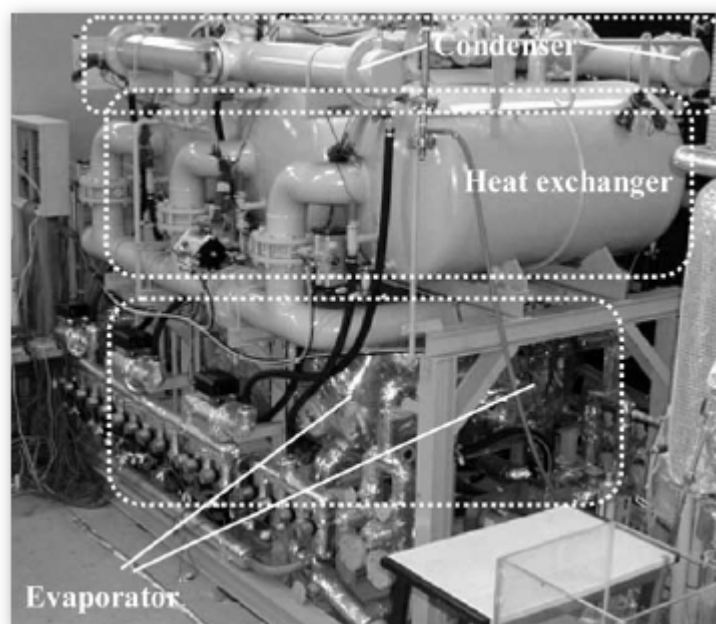
Όπου Q_h είναι η συνολική θερμική δύναμη που από την πηγή θερμότητας. Q_{re} είναι η ανακτημένη θερμότητα κατά τη μεταφορά μάζας όποτε υπάρχει. Q_m είναι η έξτρα θερμότητα που απαιτείται κατά την ισόθερμη μεταβολή, στην αδιαβατική είναι μηδέν.

11.8) Απλός κύκλος με αδιαβατική ανάκτηση μάζας.

Στο Σχήμα 11.6 μπορούμε να δούμε έναν τέτοιο κύκλο πως υλοποιείται στην θεωρία ενώ στο Σχήμα 11.7 μπορούμε να δούμε μια κατασκευή πραγματική σε ένα πανεπιστήμιο στην Κίνα. Η αρχή λειτουργίας της μηχανής έχει ως εξής: Ο κύκλος απαρτίζεται από τέσσερις μεταφορείς θερμότητας οι οποίοι είναι ένας ατμοποιητής (EVA), δύο τράπεζες προσροφητικές (HEX1-2) και έναν συμπυκνωτή (COND). Ο HEX1 συνδέεται στον HEX2 μέσω της βαλβίδας V5. Ο κύκλος έχει 6 φάσεις Α,Β,С,Д,Е,Ғ. Στην Α φάση που φαίνεται και στον Σχήμα 11.6^α οι βαλβίδες V1,4,5 είναι κλειστές, το σύστημα EVA-HEX1 είναι στην φάση της απομάκρυνσης και το σύστημα COND-HEX2 είναι στην φάση της προσρόφησης. Στην διαδικασία της προσρόφησης-ατμοποίησης το ψυκτικό ατμοποιείται σε T_e και απομακρύνει θερμότητα Q_e από το ΗΤҒ. Ο ατμός στην συνέχεια προσροφάτε από την τράπεζα που την ψύχει κύκλωμα ΗΤҒ και απομακρύνει την θερμότητα Q_{ads} . Η απομάκρυνση – συμπύκνωση λαμβάνει χώρα σε πίεση P_c . Ο HEX2 θερμαίνεται μέχρι T_{des} με Q_{des} που προσφέρεται από την πηγή θερμότητας. Ο σαν αποτέλεσμα ατμός του ψυκτικού συμπυκνώνεται σε T_c στον συμπυκνωτή από ΗΤҒ που του αφαιρεί θερμότητα Q_c . Όταν οι συγκεντρώσεις του ψυκτικού βρίσκονται κοντά στο ισοζύγιο τους τότε η φάση περνά στην Β. Στην φάση Β Σχήμα 11.6β ο HEX1 συνδέεται με τον HEX2 μέσω της βαλβίδας V5. Σε αυτήν την φάση οι δύο τράπεζες δεν αντιδρούν ούτε με τον συμπυκνωτή ούτε με τον ατμοποιητή. Οι δύο τράπεζες όμως είναι σε διαφορετική πίεση μεταξύ τους και εξαιτίας αυτής το ψυκτικό από τον HEX2 (P_{cond}) θα κινηθεί στον HEX1 (P_{eva}) αυτή η διαδικασία είναι και η μεταφορά μάζας. Μετά το πέρας αυτής περνάμε στη φάση С Σχήμα 11.6с, σε αυτήν όλες οι βαλβίδες είναι κλειστές. Ο HEX1 θερμαίνεται από το ΗΤҒ ενώ ο HEX2 ψύχεται. Όταν οι πιέσεις των δύο τραπεζών είναι σχεδόν ίσες



Σχήμα 11.6 Απλός κύκλος με αδιαβατική ανάκτηση μάζας.



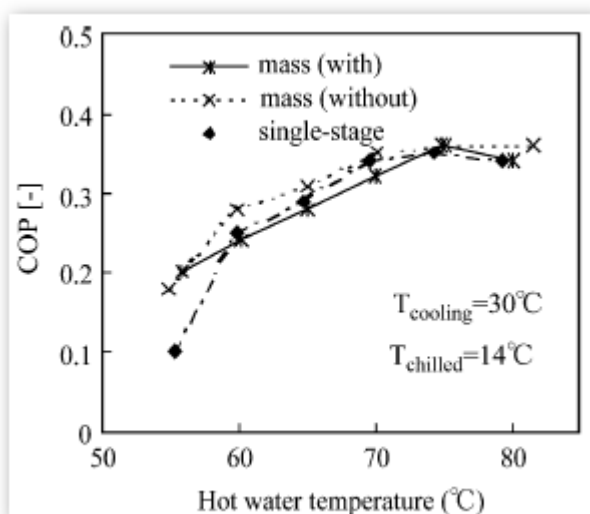
Σχήμα 11.7 Κατασκευαστική διαμόρφωση.

με τις αντίστοιχες του συμπυκνωτή και του ατμοποιητή οι βαλβίδες μεταξύ τους ανοίγουν και επιτρέπουν την κίνηση του ρευστού. Τότε έχουμε και το τέλος της φάσης C και την αρχή της φάσης D. Τότε οι βαλβίδες V1 και V4 ανοίγουν, το σύστημα COND-HEX1 βρίσκεται σε κατάσταση απομάκρυνσης και το σύστημα EVA-HEX2 σε κατάσταση προσρόφησης. Στη φάση E η βαλβίδα V5 είναι ανοιχτή και έχουμε ανάκτηση μάζας όπως ακριβώς στην φάση B αλλά με αντίθετη φορά. Η φάση F είναι θέρμανσης όπως η φάση C. Με το πέρας και της τελευταίας φάσης ο κύκλος επανέρχεται στη φάση A και ξαναρχίζει από την αρχή.

11.9) Απλός κύκλος με ισόθερμη ανάκτηση μάζας.

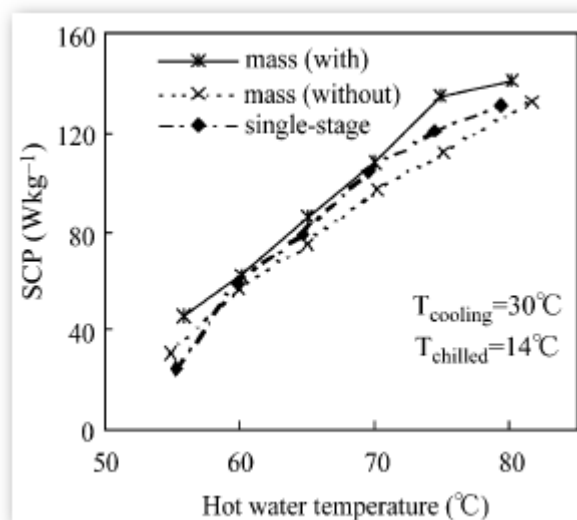
Ο συγκεκριμένος κύκλος στοχεύει στο να προσφέρει μεγαλύτερη ψυκτική δυνατότητα προσφέροντας ή αφαιρώντας ενέργεια κατά το στάδιο της ανάκτησης μάζας. Κατά συνέπεια οι φάσεις A, C, D, F είναι οι ίδιες με την παράγραφο 11.8 αλλά στις φάσεις B και E υπάρχει και επιπλέον πρόσδοση θερμότητας στην τράπεζα που απομακρύνει και επιπλέον απομάκρυνση θερμότητας στην τράπεζα που προσροφά. Η συναλλασσόμενες θερμότητες αυξάνουν το προσροφούμενο ποσό από την τράπεζα όπως έχει αποδειχτεί.

Από πειράματα που έγιναν επάνω στις περιπτώσεις των παραγράφων 11.8 και 11.9 λάβαμε τα Σχήματα 11.8,9 του COP και SCP συναρτήσει της θερμότητας εισόδου του HTF. Από αυτά συμπεραίνουμε ότι η ανάκτηση μάζας δίνει καλύτερα αποτελέσματα από ότι ο συμβατικός απλός κύκλος. Επιπλέον η θερμοκρασία του HTF στην έξοδο ελαττώνεται, συναλλάσσοντας ποσά θερμότητας με τις τράπεζες κατά την ανάκτηση (ισόθερμη). Βέβαια το COP στην περίπτωση αυτή βλέπουμε ότι είναι μειωμένο σε σχέση με τις άλλες περιπτώσεις εφόσον όμως έχουμε μικρότερη θερμοκρασία εξόδου του HTF και η πηγή θερμότητας είναι δωρεάν πχ ηλιακή δεν πρόκειται για έναν παράγοντα που μας ενδιαφέρει. Επίσης εξάχθηκε και το συμπέρασμα ότι όσο μεγαλύτερος



Σχήμα 11.8 Αποτελέσματα μετρήσεων με ισόθερμη ανάκτηση μάζας.

είναι ο χρόνος που διαρκεί η ανάκτηση τόσο καλύτερη μεταφορά θερμότητας έχουμε και άρα τόσο μεγαλύτερο το SCP όμως τόσο μικρότερο θα είναι και το COP, είναι όμως κάτι όπως αναφέραμε που δεν μας προβληματίζει λόγω δωρεάν προσφοράς της θερμότητας.

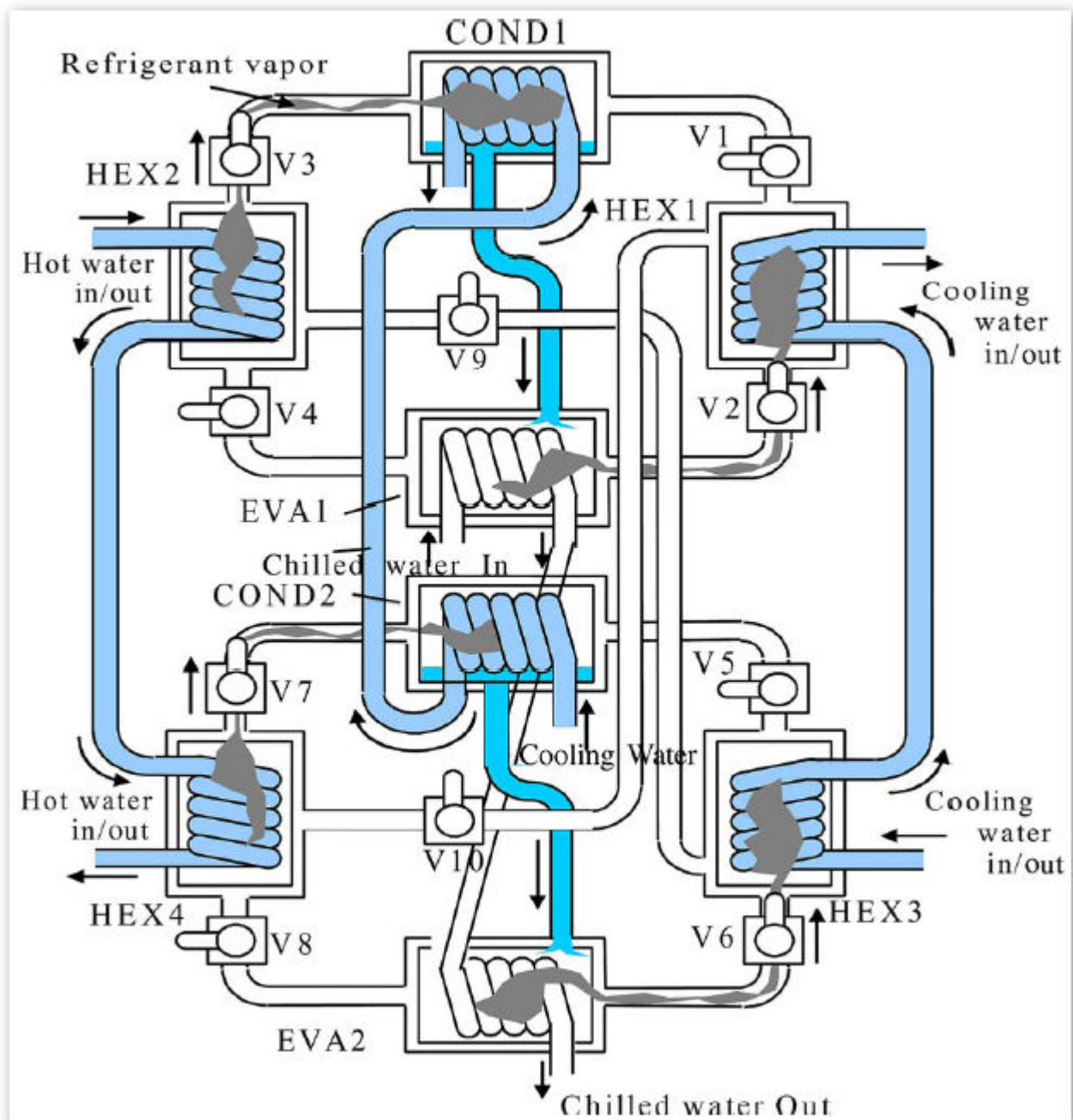


Σχήμα 11.9 Αποτελέσματα μετρήσεων με ισόθερμη ανάκτηση μάζας.

11.10) Κύκλος τεσσάρων τραpezών με ισόθερμη ανάκτηση μάζας.

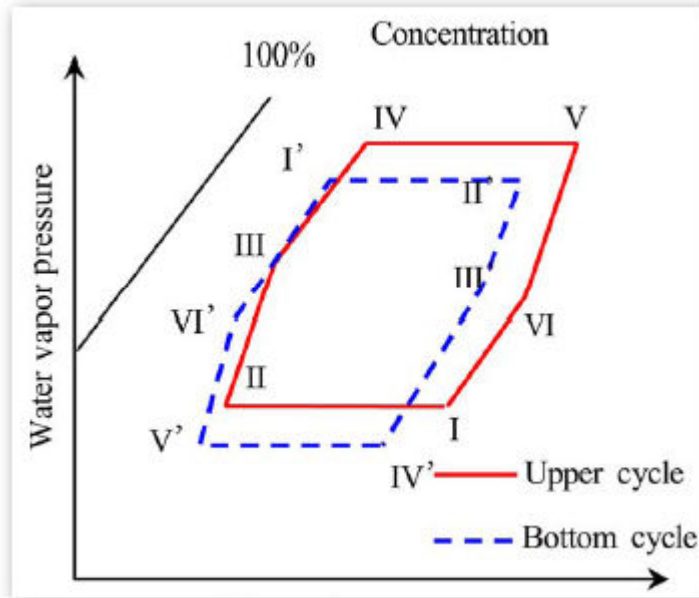
Περιγραφή του κύκλου

Ο κύκλος 4 τραpezών δίνεται στο Σχήμα 11.10 και βελτιώνει κατά πολύ την απόδοση του κύκλου και σε σχέση με τον κύκλο ισόθερμης ανάκτησης 2 τραpezών. Απαρτίζεται από δύο μονοβάθμιους προσροφητικούς κύκλους και αποτελείται από 4 τράπεζες (HEX1,2,3,4) από δύο συμπυκνωτές (COND1,2) από δύο ατμοποιητές (EVA1,2). Ο ένας κύκλος ενεργεί στο άνω μέρος του σχεδιαγράμματος (HEX1, HEX2, COND1, EVA1) και ο άλλος στο κάτω μέρος (HEX3, HEX4, COND3, EVA2). Το θερμό ρεύμα του HTF ρέει από την πάνω τράπεζα προς την κάτω και το ψυχρό ρεύμα ρέει από την κάτω τράπεζα στην άνω. Ο κύκλος έχει έξι φάσεις A,B,C,D,E,F, στο Σχήμα 11.10 βλέπουμε μόνο την φάση A. Σε αυτήν οι βαλβίδες V1,4,5,8,9,10 είναι κλειστές ενώ οι V2,3,6,7 είναι ανοιχτές. Το σύστημα EVA1-HEX1 και EVA2-HEX3 βρίσκονται σε προσροφητικό στάδιο ενώ το σύστημα COND1-HEX2 και COND2-HEX4 βρίσκονται στο στάδιο της απομάκρυνσης. Στην φάση B οι τράπεζες HEX1 και HEX2 συνδέονται μεταξύ τους όπως και οι HEX3 και HEX4 μέσω των βαλβίδων V9 και V10 αντίστοιχα. Σε αυτό το στάδιο δεν υπάρχει καμία ανοιχτή βαλβίδα που να συνδέει συμπυκνωτή ή ατμοποιητή με οποιαδήποτε τράπεζα, αυτό είναι και το στάδιο της ανάκτησης μάζας. Παρατηρούμε ότι η κάτω τράπεζα συνδέεται με την επάνω και το αντίστροφο στις άλλες δύο, αυτό συμβαίνει για να μεριστοποιήσουμε την διαφορά πίεσης μεταξύ των τραpezών συνεπώς και το προσροφητικό αποτέλεσμα. Στη φάση C έχουμε θέρμανση



Σχήμα 11.10 Κύκλος 4 τραpezών με ισόθερμη ανάκτηση μάζας.

των τραpezών HEX1,3 και ψύξη των τραpezών HEX2,4 μέχρι την εξισορρόπηση των πιέσεων της κάθε τράπεζας με τον αντίστοιχο ατμοποιητή ή συμπυκνωτή. Τότε αρχίζει η φάση D όπου οι βαλβίδες V4,5,8 ανοίγουν και οι V2,3,6,7,9,10 κλείνουν. Έτσι έχουμε τα συστήματα COND1-HEX1 και COND2-HEX3 στην απομάκρυνση και τα συστήματα EVA1-HEX2 και EVA2-HEX4 στην προσρόφηση. Στην φάση E οι βαλβίδες V9,10 ανοίγουν και έχουμε ανάκτηση μάζας. Στην τελευταία φάση F οι τράπεζες HEX1 και HEX3 ψύχονται ενώ οι HEX2 και HEX4 θερμαίνονται. Τέλος αυτής της φάσης το κύκλωμα επανέρχεται στην αρχική του θέση και ξαναρχίζει από την αρχή. Ο κύκλος αυτός δίνεται σε διάγραμμα P-T-X στο Σχήμα 11.11.



Σχήμα 11.11 Κύκλος 4 τραπεζών με ισόθερμη ανάκτηση μάζας διάγραμμα P, T.

Διατύπωση των εξισώσεων

Όπου q στις παρακάτω εξισώσεις είναι η αδιάστατη συγκέντρωση δηλαδή το X. Το δε ψυκτικό αποτέλεσμα για κάθε κύκλο μπορεί να δοθεί από την εξίσωση (11.7). Η θερμότητα εισόδου για κάθε κύκλο μπορεί να δοθεί από την (11.8).

$$Q_{cooling} = (q_{max} - q_{min}) \cdot [L - C_{vapor} \cdot (T_{con} - T_{eva})] \dots \dots \dots (11.7)$$

$$Q_{heating} = Q_{preheat} + Q_{des-con} \dots \dots \dots (11.8)$$

Όπου $Q_{preheat}$ θερμότητα προθέρμανσης και $Q_{des-con}$ θερμότητα κατά την απομάκρυνση και την συμπύκνωση και μπορούν να υπολογιστούν από τις (11.9) και (11.10).

$$Q_{preheat} = (C_s + C_{vapor} \cdot q_{max}) \cdot (T_{preheat_end} - T_{preheat_begin}) \dots \dots \dots (11.9)$$

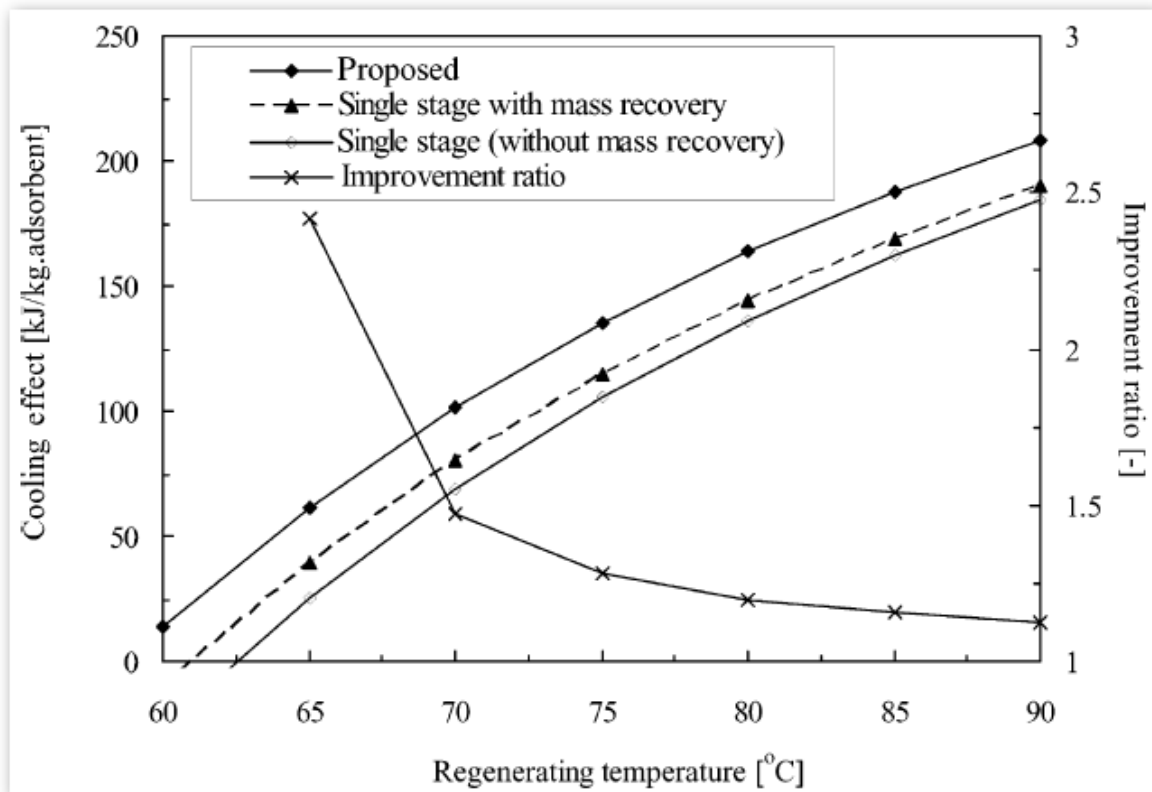
$$Q_{des-con} = \left(C_s + C_{vapor} \cdot \frac{q_{max} + q_{min}}{2} \right) \cdot (T_{des_end} - T_{des_begin}) + (q_{max} - q_{min}) \cdot DH \dots \dots \dots (11.10)$$

Όπου το DH στέκει για την θερμότητα απομάκρυνσης. Το COP και το ψυκτικό αποτέλεσμα μπορεί να υπολογιστεί από τις (11.11) και (11.12)

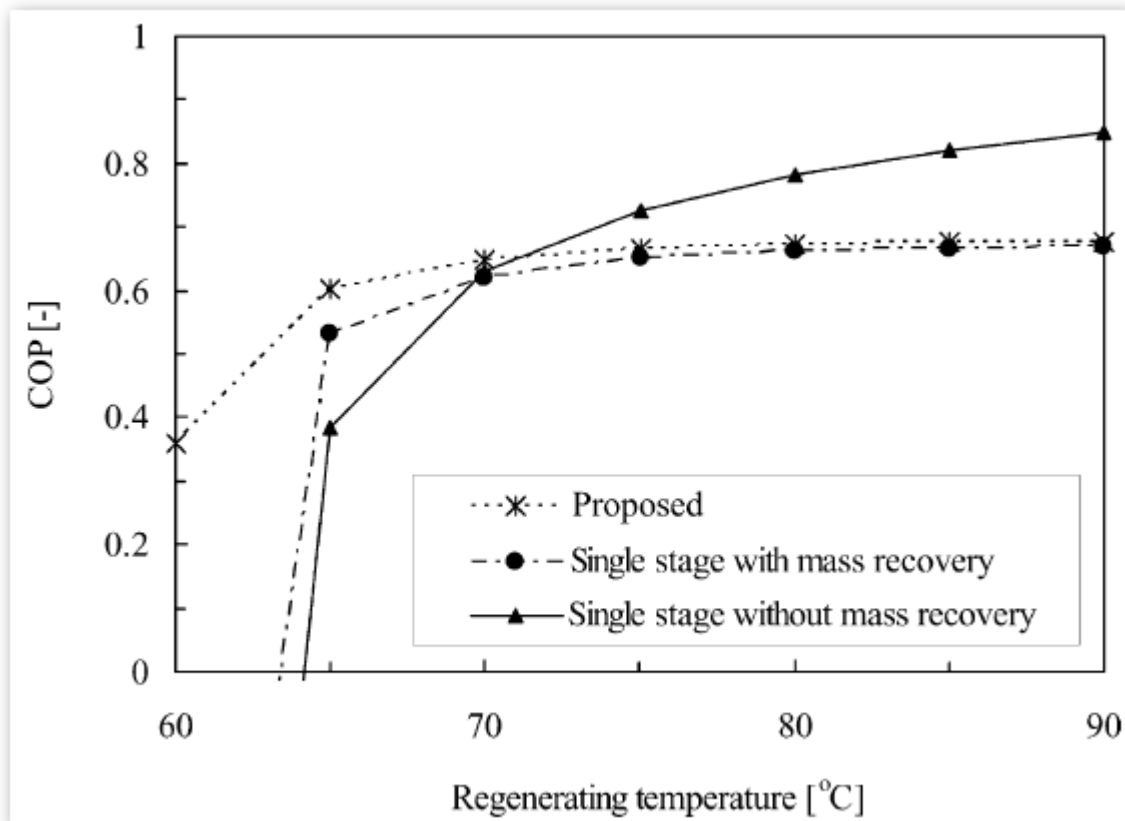
$$Cooling\ effect = (Q_{cooling,upper} + Q_{cooling,bottom}) / 2 \dots \dots \dots (11.11)$$

$$COP = \frac{Q_{cooling,upper} + Q_{cooling,bottom}}{Q_{heating,upper} + Q_{heating,bottom}} \dots \dots \dots (11.12)$$

Τα αποτελέσματα που εξάχθηκαν μετά από πειράματα που έγινε με τέτοιο κύκλο λάβαμε τα διαγράμματα των Σχημάτων 11.12, 13 σχετικά με το COP και το SCP.



Σχήμα 11.12 Αποτελέσματα πειραμάτων ψυκτικού κύκλου με 4 τράπεζες.



Σχήμα 11.13 Αποτελέσματα πειραμάτων ψυκτικού κύκλου με 4 τράπεζες.

Παρατηρούμε την ανωτερότητα του συγκεκριμένου κύκλου όσον αφορά το SCP για κάθε περίπτωση, όμως μετά τους 70C η βελτίωση είναι κάπως μικρότερη. Βέβαια το COP φθίνει εάν η

θερμοκρασία αναγέννησης είναι μεγαλύτερη των 70C αλλά αυτό δεν μας απασχολεί και πολύ εφόσον η θερμότητα εισόδου προέρχεται από δωρεάν πηγή.

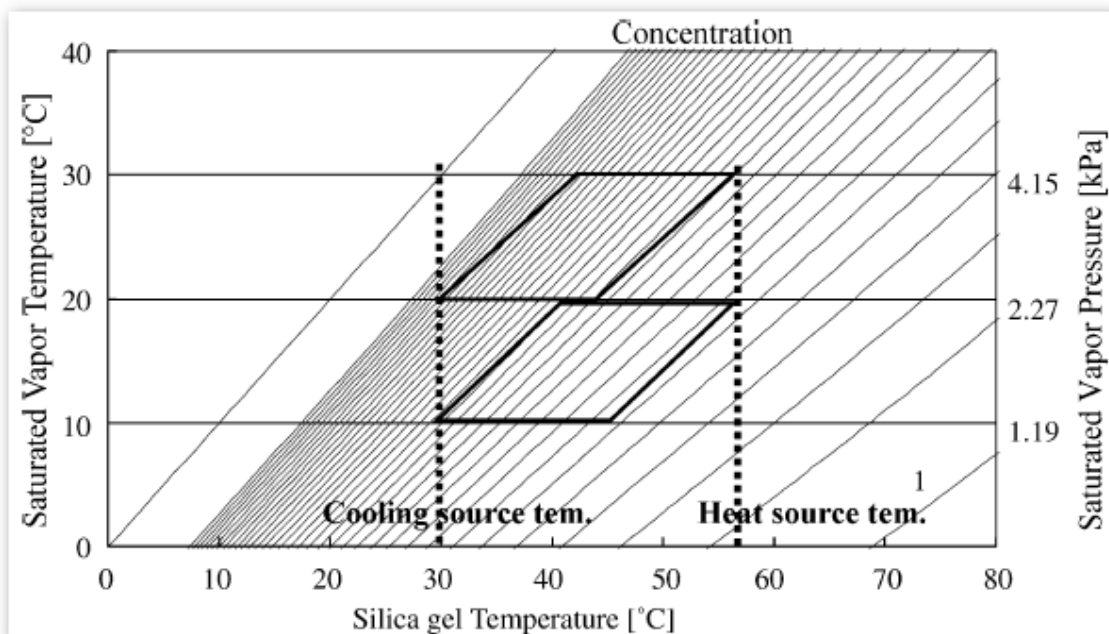
12. ΨΥΧΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ – ΠΟΛΥΒΑΘΜΙΟΣ.

12.1) Εισαγωγή.

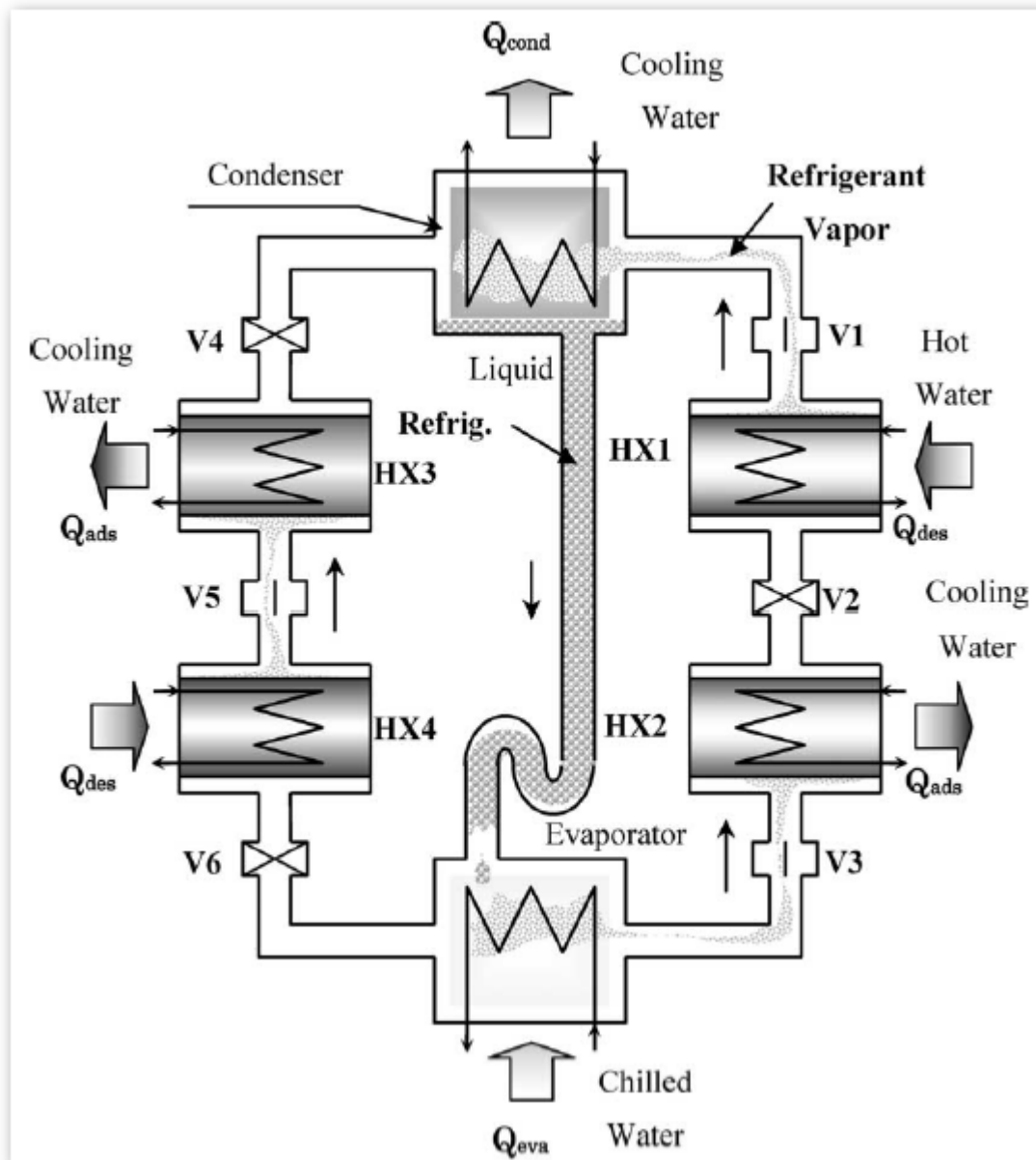
Ο πολυβάθμιος προσροφητικός ψυκτικός κύκλος (multi-stage cycle) σκοπό έχει να μειώσει την απαιτούμενη ελάχιστη θερμοκρασία εισόδου του ρευστού που θερμαίνει την προσροφητική τράπεζα καθώς και να αυξήσει την ελάχιστη θερμοκρασία ψύξης της. Έχει βρεθεί ότι ένας τριβάθμιος κύκλος μπορεί να λειτουργήσει με θερμοκρασία θέρμανσης 45C και θερμοκρασία ψύξεως 30C, αντιλαμβανόμεστε λοιπόν την επίδραση τους στο χώρο. Μπορεί να συνδυάσει εύκολα τα προτερήματα της ανάκτησης μάζας και της αναγέννησης θερμότητας που είδαμε στο προηγούμενο κεφάλαιο που σε συνδυασμό με τα παραπάνω δημιουργεί μια πάρα πολύ δελεαστική εναλλακτική πρόταση. Παραπάνω από τρεις βαθμίδες δεν έχουμε απαντήσει στην βιβλιογραφία μιας και από ότι φαίνεται ασύμφορη είναι μια παρόμοια κατασκευή, απαντάμε όμως διβάθμιους και τριβάθμιους κύκλους με ανάκτηση μάζας και διαφορετικές αναλογίες εργαζόμενων μαζών. Βασική αρχή λειτουργίας των κύκλων αυτών είναι η βαθμιαία μεταβολή πίεσης και θερμοκρασίας.

12.2) Απλός διβάθμιος κύκλος.

Όπως μπορούμε να δούμε και από το Σχήμα12.1 που παρουσιάζει τον θερμοδυναμικό κύκλο του απλού διβάθμιου κύκλου που αναφέρεται σε πήκτωμα πυριτίου βλέπουμε ότι ο απλός κύκλος δεν μπορεί να λειτουργήσει με μια πηγή θερμότητας στους 50C όταν η δεξαμενή απομάκρυνσης της θερμότητας βρίσκεται γύρω στους 30C ή σε μεγαλύτερη τιμή. Για να υπερκεράσουμε αυτό το πρόβλημα δημιουργήθηκε ο διβάθμιος κύκλος που δίνεται στο Σχήμα12.2. Σε αυτό φαίνεται ότι επιτρέπεται μικρότερη θερμοκρασία αναγέννησης χωρίζοντας σε δύο τμήματα την άνοδο προς την θερμοκρασία ατμοποίησης. Η συνολική διαφορά πίεσης παράλληλα χωρίζεται σε δύο τμήματα.



Σχήμα 12.1 Διάγραμμα λειτουργίας απλού διβάθμιου κύκλου.

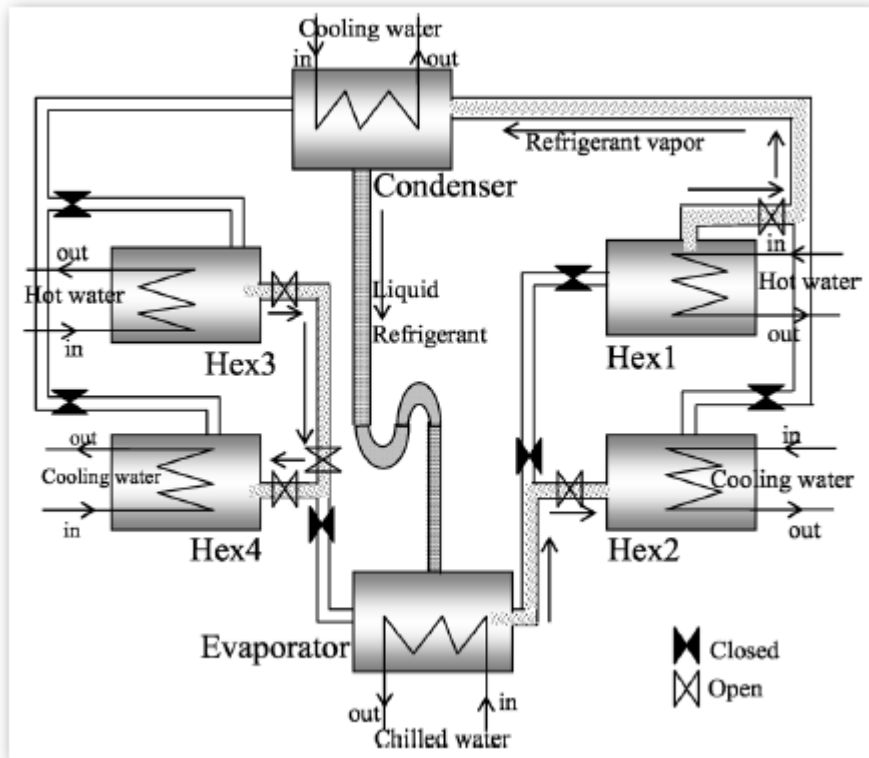


Σχήμα 12.2 Θεωρητική αναπαράσταση διβάθμιου κύκλου.

Ο κύκλος αυτός απαρτίζεται από έξι τμήματα τα οποία είναι ένας συμπυκνωτής, ένας ατμοποιητής και τέσσερις προσροφητικές τράπεζες. Σε αυτόν έχουμε τέσσερις φάσεις την A, B, C, D. Για να περιγράψουμε τον κύκλο θεωρούμε οι HEX4,1 θερμαίνονται ενώ οι 2, 3 ψύχονται, αυτή η διαδικασία διαρκεί κατά μέσο όρο γύρω στα 20sec. Σε αυτό το στάδιο όλες οι βαλβίδες είναι κλειστές. Όταν φτάσουν οι τράπεζες στα όρια θερμοκρασιών και πιέσεων που απαιτούνται τότε οι βαλβίδες 1, 3 και 5 ανοίγουν ώστε να επιτρέψουν την μεταφορά του ψυκτικού. Όταν οι συγκεντρώσεις στις τράπεζες αυτές είναι κοντά στην ισορροπία τους οι παραπάνω βαλβίδες κλείνουν και το HTF αντιστρέφει την ροή του ψύχοντας τις τράπεζες που πριν θερμαινότουσαν και το αντίθετο. Αυτή η διαδικασία διαρκεί μέχρι την ισορροπία ξανά των συγκεντρώσεων οπότε οι βαλβίδες 4, 6 και 2 ανοίγουν ώστε να επιτρέψουν την μεταφορά του ψυκτικού. Η παραπάνω διαδικασία επαναλαμβάνεται επαόριστον υλοποιώντας τον κύκλο.

12.3) Διβάθμιος κύκλος με ισόθερμη ανάκτηση μάζας.

Ο συγκεκριμένος κύκλος Σχήμα 12.3 μοιάζει πάρα πολύ με τον διβάθμιο απλό μόνο που η αρχή λειτουργίας του είναι περισσότερο πολύπλοκη. Απαρτίζεται από δύο προσροφητικές τράπεζες (HEX1,2,3,4) έναν ατμοποιητή (EVA) και έναν συμπυκνωτή (COND). Ο κύκλος αυτός απαρτίζεται από δέκα φάσεις οι οποίες εικονίζονται στο Σχήμα 12.2 αυτές είναι οι A, B, C, D, E, F, G, H, I, J.

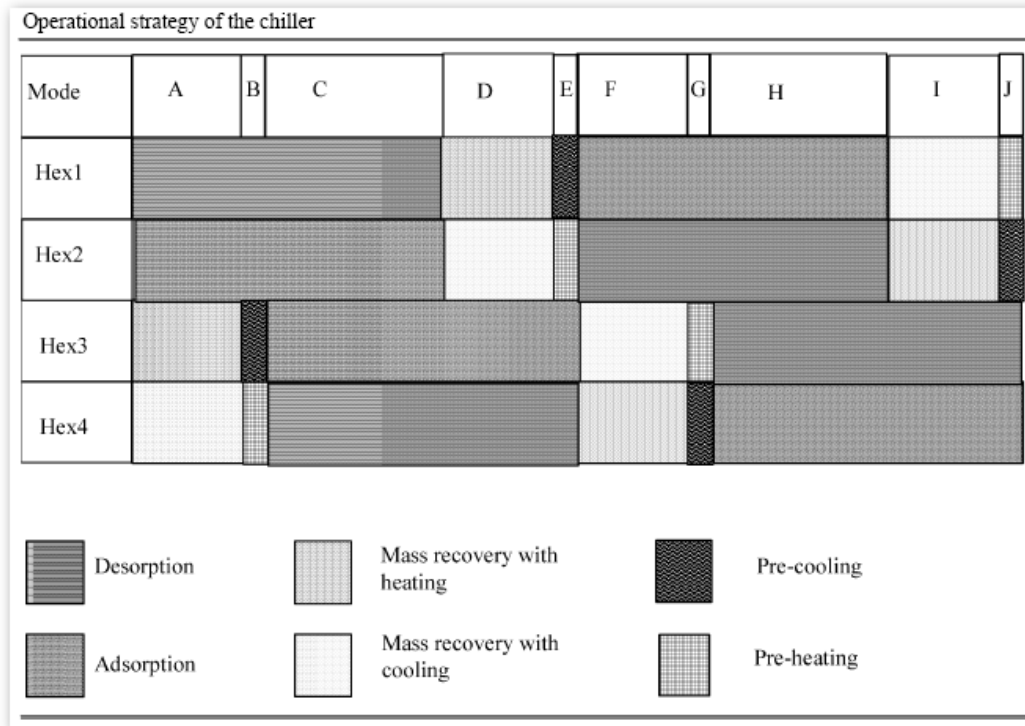


Σχήμα 12.3 Διβάθμιος κύκλος με ισόθερμη ανάκτηση μάζας.

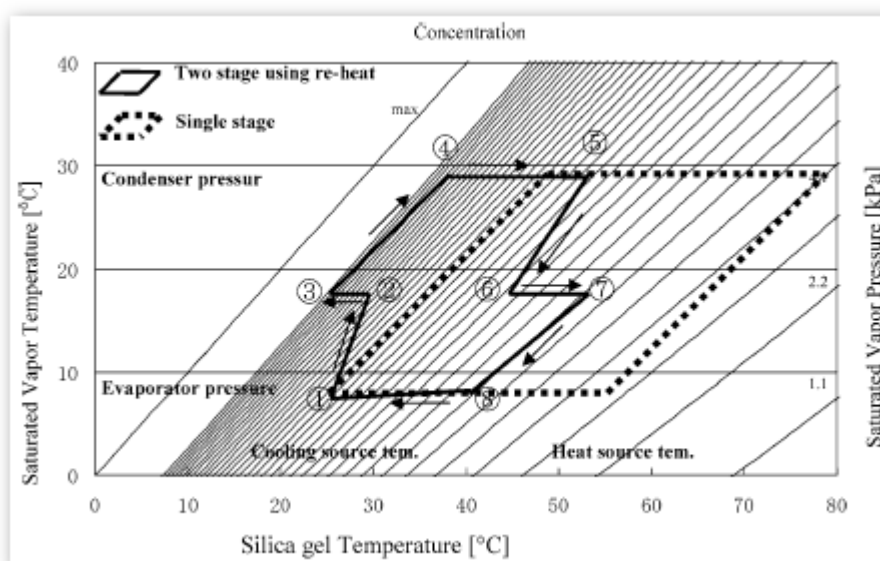
Παρακάτω περιγράφονται οι φάσεις:

- Φάση A. Ο HEX4 που προσροφά συνδέεται με τον HEX3 που απομακρύνει ενώ για να πραγματοποιηθεί η ισόθερμη μεταβολή ο πρώτος θερμαίνεται από το HTF και ο δεύτερος ψύχεται. Παράλληλα ο HEX1 απομακρύνει με την βοήθεια της θέρμανσης από το HTF και ο ατμός οδεύει προς τον συμπυκνωτή όπου και υγροποιείται και δια βαρύτητας καταλήγει στον ατμοποιητή. Παρατηρούμε μια καμπύλη στον αγωγό μεταξύ ατμοποιητή και συμπυκνωτή που χρησιμεύει στην παγίδευση του ατμού από τον ατμοποιητή. Ο HEX2 βρίσκεται στην φάση της προσρόφησης ενώ παράλληλα ψύχεται από το HTF και απομακρύνει το εργαζόμενο μέσο από τον ατμοποιητή παράγοντας έτσι το ψυκτικό αποτέλεσμα.
- Φάση B. Ο HEX1 και 2 συνεχίζουν την απομάκρυνση και προσρόφηση αντίστοιχα. Οι δε βαλβίδες από και προς τους HEX3 και HEX4 είναι κλειστές και οι συγκεκριμένες τράπεζες βρίσκονται σε στάδιο πρόψυξης και προθέρμανσης από το HTF αντίστοιχα. Αυτό συμβαίνει μέχρι τις αναγκαίες θερμοκρασίες για την έναρξη του εκάστοτε φαινομένου.
- Φάση C. Ο HEX1 και 4 προσροφούν ενώ ο HEX3 και 2 απομακρύνουν.

- Φάση D. Οι HEX1,2 τίθονται σε κατάσταση ανάκτησης μάζας αντίστοιχα όπως στην φάση A τέθηκαν οι 3 και 4. Οι 3 και 4 συνεχίζουν την προσρόφηση και απομάκρυνση αντίστοιχα μέχρι το τέλος της φάσης.
- Οι φάσεις E, F, G, H, I, J είναι αντίστοιχες των A, B, C, D μόνο που την θέση του HEX1 έχει πάρει ο 2 και την θέση του 3 έχει πάρει ο 4. Τις παραπάνω μεταβολές μπορούμε να τις δούμε στο Σχήμα 12.4



Σχήμα 12.4 Λειτουργικό διάγραμμα διβάθμιου κύκλου με ισόθερμη ανάκτηση μάζας. Ο θερμοδυναμικός κύκλος που διαγράφει η κατασκευή αυτή δίνεται στο Σχήμα 12.5.



Σχήμα 12.5 Διάγραμμα λειτουργίας διβάθμιου κύκλου με ισόθερμη ανάκτηση μάζας.

Μαθηματική θεμελίωση

Για την προσροφητική τράπεζα ισχύουν οι (12.1) εξίσωση μεταφοράς θερμότητας, (12.2) ενεργειακό ισοζύγιο. Όπου δ παίρνει τιμές 0 ή 1 εάν η τράπεζα προσροφά ή απομακρύνει αντίστοιχα. Όπου το γ παίρνει τιμές 0 ή 1 εάν η τράπεζα είναι συνδεδεμένη με τον ατμοποιητή ή άλλη τράπεζα. Όπου A_{hex} επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας. Όπου U_{hex} συντελεστής μεταφοράς θερμότητας. Ο δείκτης s στέκει για τον προσροφητή και ο δείκτης w στέκει για το προσροφούμενο. Όπου q είναι η συγκέντρωση του προσροφούμενου ανά kg προσροφητή.

$$T_{out} = T + (T_{in} - T) \cdot \exp\left(-\frac{U_{hex} \cdot A_{hex}}{m_w \cdot c_w}\right) \dots\dots\dots (12.1)$$

$$\frac{d}{dt} \{ (W_s \cdot C_s + W_s \cdot C_w \cdot q + W_{hex} \cdot C_{hex}) \cdot T \} = W_s \cdot Q_{st} \cdot \frac{dq}{dt} + m_w \cdot C_w \cdot (T_{in} - T_{out}) - \dots\dots\dots (12.2)$$

$$- \delta \cdot W_s \cdot C_w \cdot \{ \gamma \cdot (T - T_{eva}) + (1 - \gamma) \cdot (T - T_{wv}) \} \frac{dq}{dt}$$

Για τον ατμοποιητή ισχύουν οι εξισώσεις (12.3) εξίσωση μεταφοράς θερμότητας, (12.4) ενεργειακό ισοζύγιο. Όπου $chill$ εννοούμε το ψυγμένο HTF που μεταφέρεται προς κατανάλωση. Όπου L λανθάνουσα ενθαλπία ατμοποιήσεως του προσροφούμενου.

$$T_{chill,out} = T_{eva} + (T_{chill,in} - T_{eva}) \cdot \exp\left(-\frac{U_{eva} \cdot A_{eva}}{m_{chill} \cdot c_{chill}}\right) \dots\dots\dots (12.3)$$

$$\frac{d}{dt} \{ (W_{eva,w} \cdot C_w + W_{eva,hex} \cdot C_{eva,hex}) \cdot T_{eva} \} = -L \cdot W_s \cdot \frac{dq_{ads}}{dt} - W_s \cdot C_w \cdot (T_{cond} - T_{eva}) \cdot \frac{dq_{des}}{dt} + \dots\dots\dots (12.4)$$

$$+ m_{chill} \cdot C_{chill} \cdot (T_{chill,in} - T_{chill,out})$$

Για τον συμπυκνωτή ισχύουν οι (12.5) εξίσωση μεταφοράς θερμότητας, (12.6) ενεργειακό ισοζύγιο. Όπου δείκτης cw,in ψυκτικό μέσο HTF εισερχόμενο, cw,out ψυκτικό μέσο HTF εξερχόμενο.

$$T_{cond,out} = T_{cond} + (T_{cw,in} - T_{cond}) \cdot \exp\left(-\frac{U_{cond} \cdot A_{cond}}{m_{cw} \cdot c_w}\right) \dots\dots\dots (12.5)$$

$$\frac{d}{dt} \{ (W_{cw,w} \cdot C_w + W_{cond,hex} \cdot C_{cond,hex}) \cdot T_{eva} \} = -L \cdot W_s \cdot \frac{dq_{des}}{dt} - W_s \cdot C_w \cdot (T_{des} - T_{cond}) \cdot \frac{dq_{des}}{dt} + \dots\dots\dots (12.6)$$

$$+ m_{cw} \cdot C_w \cdot (T_{cw,in} - T_{cw,out})$$

Η ισορροπία μαζών στο σύστημα μπορεί να εκφραστεί με την εξίσωση (12.7) αγνοώντας την αέρια φάση του προσροφούμενου. Η παύλα στον δείκτη υποδηλώνει την κίνηση του ψυκτικού από προς.

$$\frac{dW_{eva,w}}{dt} = -W_S \cdot \left(\frac{dq_{des-cond}}{dt} + \frac{dq_{eva-ads}}{dt} \right) \dots\dots\dots (12.7)$$

Ο ρυθμός προσρόφησης δίνεται από την εξίσωση (12.8) ενώ οι υπόλοιπες εξισώσεις επεξηγούν τις μεταβλητές αυτής. Η πίεση με δείκτη s στέκει για τον κορεσμό στην εκάστοτε θερμοκρασία. Η εξίσωση της πίεσης μπορεί να ληφθεί από την εξίσωση Antoine's για το εκάστοτε ζεύγος.

$$\frac{dq}{dt} = k_S \cdot a_P \cdot (q^* - q) \dots\dots\dots (12.8)$$

$$k_S \cdot a_P = (15 \cdot D_S) / (R_P)^2 \dots\dots\dots (12.9)$$

$$D_S = D_{SO} \cdot \exp \left[-\frac{E_a}{RT} \right] \dots\dots\dots (12.10)$$

$$q^* = \frac{0.8 \cdot \left[\frac{P_S(T_W)}{P_S(T_S)} \right]}{1 + 0.5 \cdot \left[\frac{P_S(T_W)}{P_S(T_S)} \right]} \dots\dots\dots (12.11)$$

Οι συντελεστές μέτρησης της απόδοσης δίνονται από τις (12.12) ψυκτική ικανότητα, (12.13) ειδική ψυκτική δύναμη, (12.14) COP.

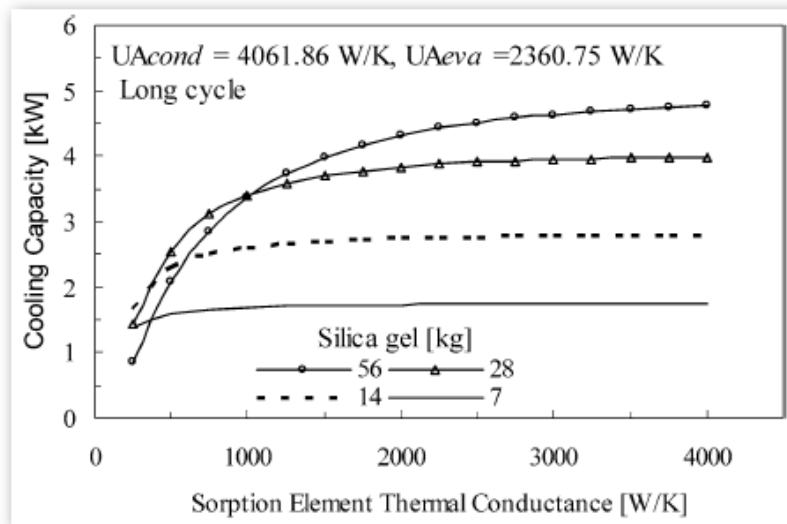
$$Cooling \ Capacity = m_{chill} \cdot c_W \cdot \int_0^{t_{cycle}} (T_{chill,in} - T_{chill,out}) \cdot dt / t_{cycle} \dots\dots\dots (12.12)$$

$$Specific \ Cooling \ Power = m_{chill} \cdot c_W \cdot \int_0^{t_{cycle}} (T_{chill,in} - T_{chill,out}) \cdot dt / (W_{S,chiller} \cdot t_{cycle}) \dots\dots\dots (12.13)$$

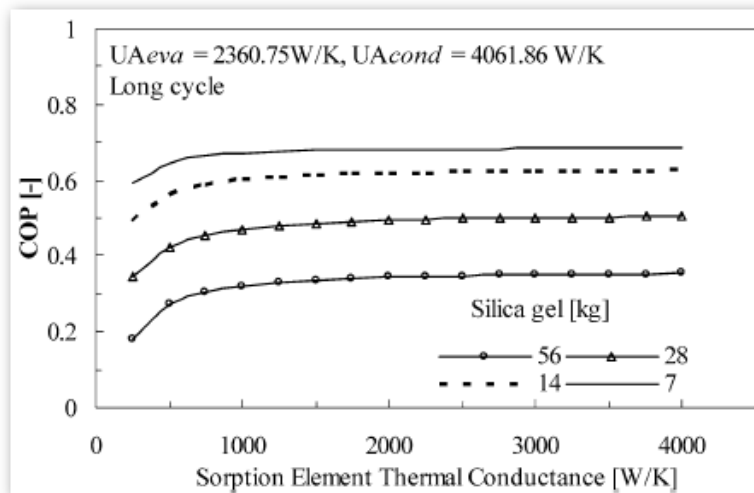
$$COP = \left(m_{chill} \cdot c_W \cdot \int_0^{t_{cycle}} (T_{chill,in} - T_{chill,out}) \cdot dt \right) / \left(m_{hot} \cdot c_W \cdot \int_0^{t_{cycle}} (T_{hot,in} - T_{hot,out}) \cdot dt \right) \dots\dots\dots (12.14)$$

Παραμετρική διερεύνηση

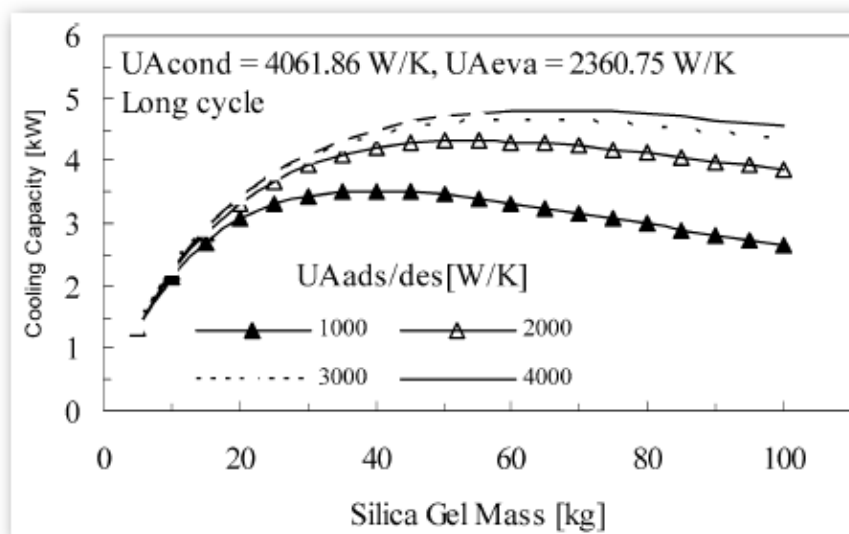
Πειράματα σε τέτοια μηχανή έγιναν με ζεύγος Πηκτώματος πυριτίου / Νερού αλλά κάλλιστα τα συμπεράσματα θα μπορούσαν να γενικευτούν με μικρές αποκλείσεις και σε ζεύγος Ενεργού άνθρακα / Μεθανόλης. Τα αποτελέσματα στις παραμέτρους απόδοσης δίνονται στα Σχήματα 12.6,7,8,9.



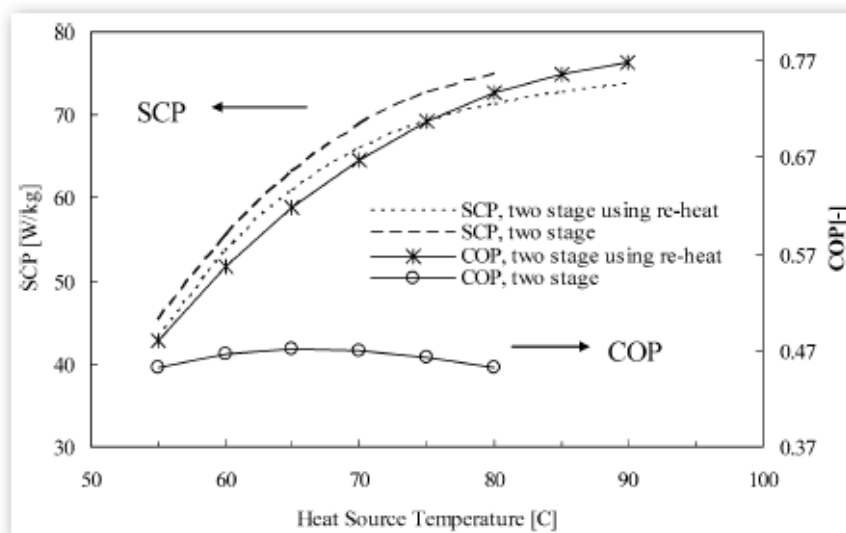
Σχήμα 12.6 Πειραματικά αποτελέσματα με ζεύγος Πηκτώματος πυριτίου / Νερού



Σχήμα 12.7 Πειραματικά αποτελέσματα με ζεύγος Πηκτώματος πυριτίου / Νερού



Σχήμα 12.8 Πειραματικά αποτελέσματα με ζεύγος Πηκτώματος πυριτίου / Νερού



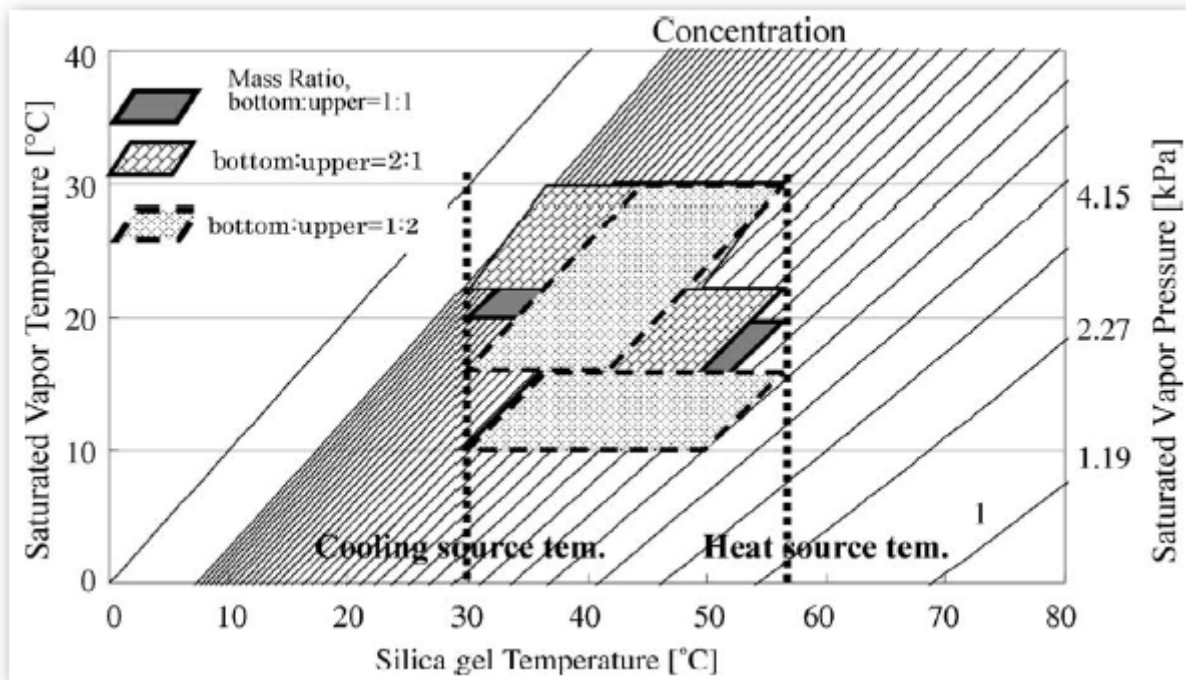
Σχήμα 12.9 Πειραματικά αποτελέσματα με ζεύγος Πηκτώματος πυριτίου / Νερού

Μπορούμε έτσι να εξάγουμε τα εξής συμπεράσματα:

- Το COP αυξάνει με μείωση της μάζας του προσροφητή.
- Μάζα προσροφητή μεγαλύτερη από 60kgf δεν είναι πλέον αποδοτική.
- Η μεγαλύτερη ψυκτική δυνατότητα λαμβάνεται για UA του ατμοποιητή περίπου στα 1000 WK-1 και για UA προσροφητή περίπου στα 500 WK-1.
- Το COP της συγκεκριμένης κατασκευής είναι μεγαλύτερο της διβάθμιας χωρίς ανάκτηση.

12.4) Διβάθμιος χωρίς ανάκτηση μάζας με διαφορετική αναλογία μαζών.

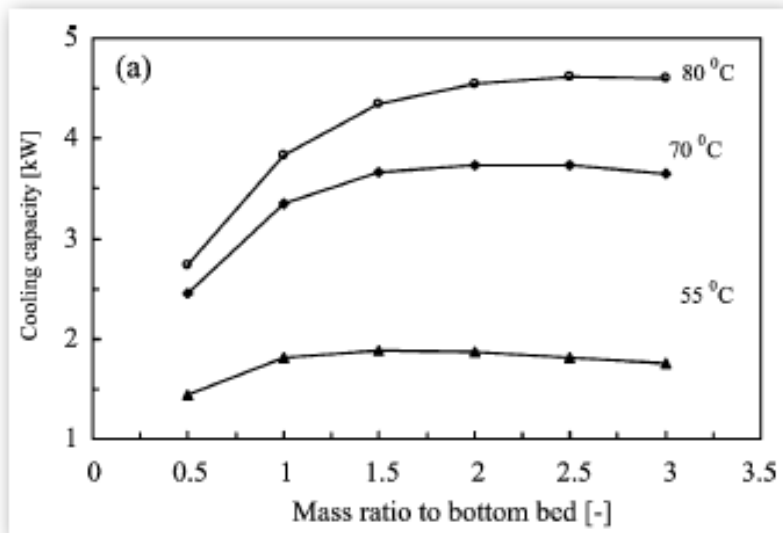
Έχει βρεθεί ότι διαφορετική κατανομή μαζών μεταξύ άνω και κάτω τραπεζών σε ένα διβάθμιο τουλάχιστον κύκλο βελτιώνει ορισμένα από τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του. Βελτιώνεται πιο συγκεκριμένα η ψυκτική ικανότητα του με την βέλτιστη κατανομή της προσροφούμενης μάζας στις κάτω τράπεζες του κύκλου από ότι στις άνω, το φαινόμενο αυξάνει δυσανάλογα με την αύξηση της θερμοκρασίας εισόδου του HTF που είναι πολύ ευνοϊκό. Η βελτίωση του COP είναι μικρότερη. Μετά από πειράματα που έγιναν με αναλογία μαζών 1:1, 2:1 και 1:2 σχεδιάστηκε ο θερμοδυναμικός κύκλος του Σχήματος 12.10.



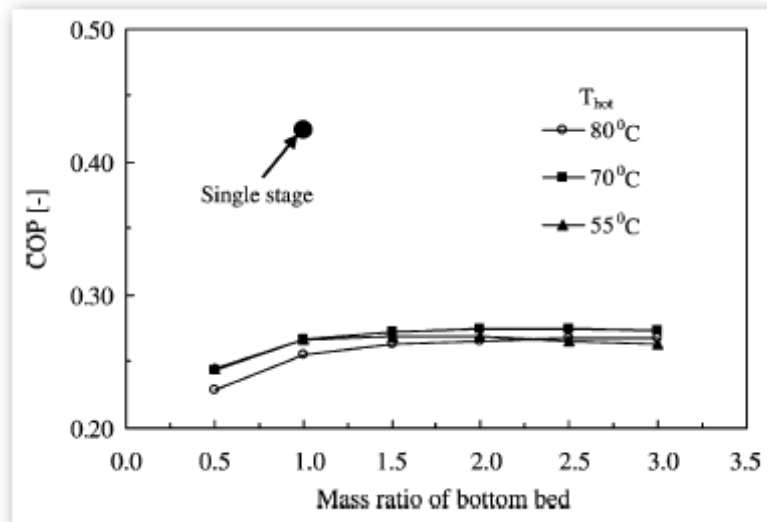
Σχήμα 12.10 Διάγραμμα λειτουργίας διβάθμιου κύκλου χωρίς ανάκτηση μάζας με διαφορετικές αναλογίες μαζών.

Τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την μελέτη αυτού μαζί με σύγκριση θεωρητικού μοντέλου και πειραματικών αποτελεσμάτων είναι τα εξής:

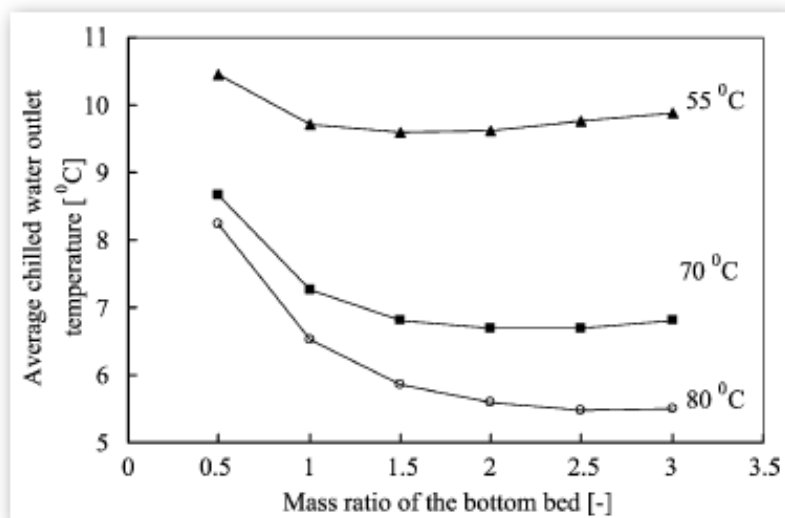
- Βρέθηκε ότι η ψυκτική ικανότητα ενός διβάθμιου προσροφητικού κύκλου μπορεί να βελτιωθεί κατανέμοντας το προσροφητικό μεταξύ του άνω και του κάτω κύκλου. Η βέλτιστη κατανομή είναι 1:2 (άνω/κάτω) όταν η θερμοκρασία εισόδου είναι μεγαλύτερη ή ίση των 80°C Σχήμα 12.11.
- Παρατηρούμε ότι το COP σε όλες τις περιπτώσεις είναι μικρότερο σε όλες τις θερμοκρασίες ελέγχου αλλά αυτό δεν είναι κάτι που προβληματίζει εφόσον η πηγή θερμότητας είναι δωρεάν Σχήμα 12.12.
- Επίσης και το HTF στην έξοδο του προς χρήση παρουσιάζει σημαντική βελτίωση για θερμοκρασίες άνω των 80°C Σχήμα 12.13.
- Μπορούμε να πούμε ότι υπάρχει σημαντική βελτίωση με διαφορετικές κατανομές των μαζών στις προσροφητικές τράπεζες αλλά αυτό προϋποθέτει μεγαλύτερη θερμότητα εισόδου στην τράπεζα και συνεπώς αναιρεί την ουσία ύπαρξης του διβάθμιου κύκλου που είναι η χρήση του με χαμηλή θερμοκρασία εισόδου.



Σχήμα 12.11 Διβάθμιος κύκλος χωρίς ανάκτηση μάζας με διαφορετικές αναλογίες μαζών.



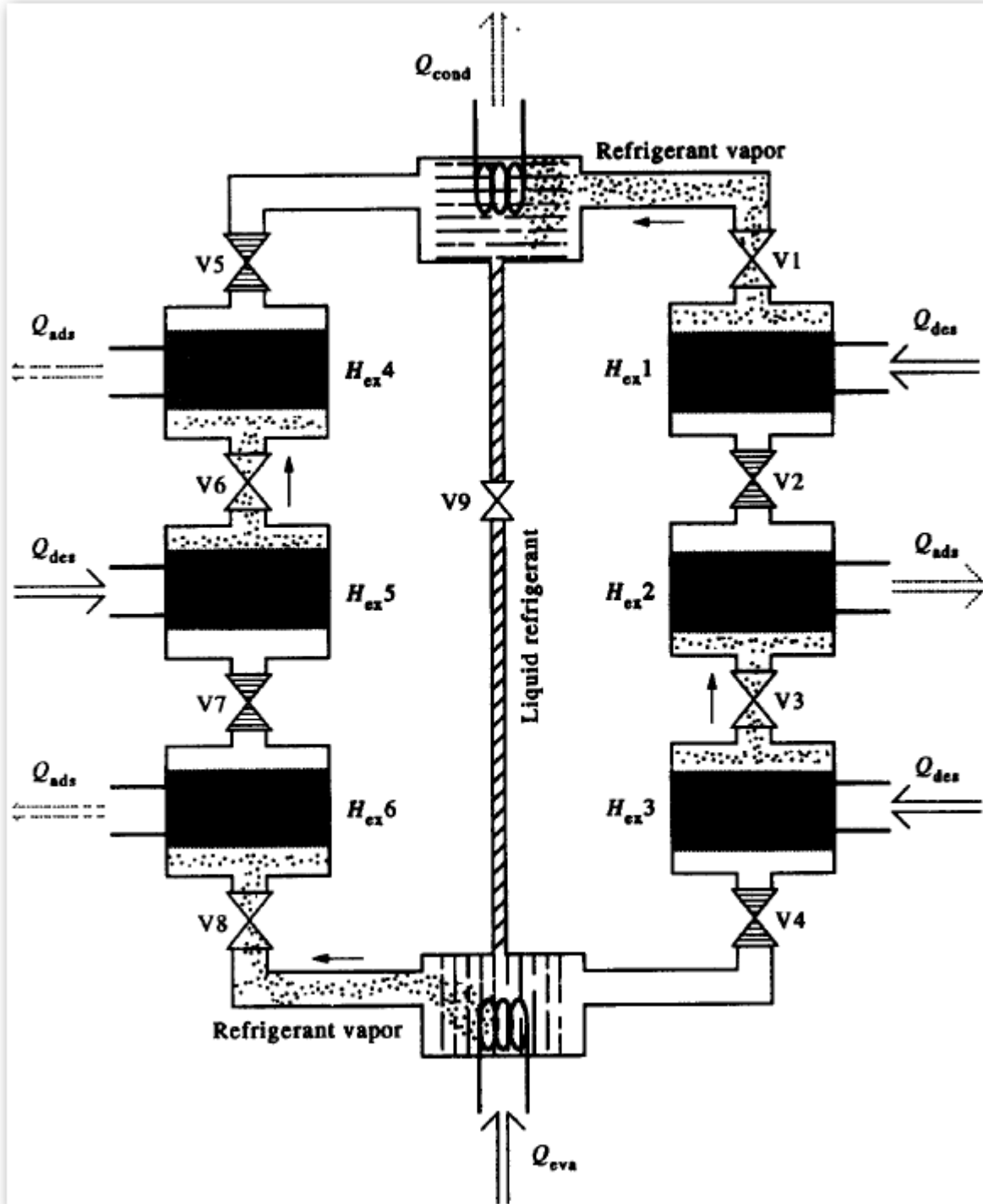
Σχήμα 12.12 Διβάθμιος κύκλος χωρίς ανάκτηση μάζας με διαφορετικές αναλογίες μαζών.



Σχήμα 12.13 Διβάθμιος κύκλος χωρίς ανάκτηση μάζας με διαφορετικές αναλογίες μαζών.

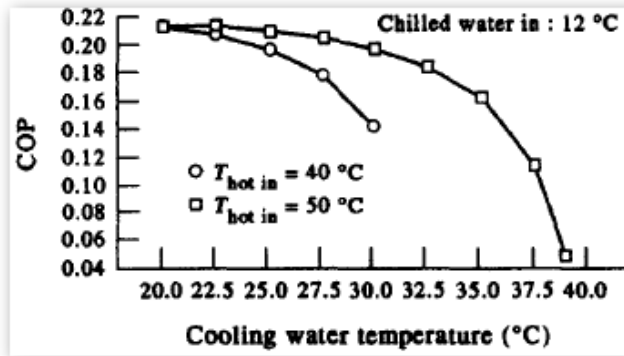
12.5) Τριβάθμιος κύκλος χωρίς ανάκτηση μάζας.

Απαρτίζεται από τρεις κύκλους και συνεπώς έξι προσροφητικές τράπεζες. Η αρχή λειτουργίας του είναι παρόμοια με αυτήν που περιγράφηκε στην παράγραφο 12.2. Μπορούμε να δούμε την φιλοσοφία υλοποίησης του στο Σχήμα 12.14.

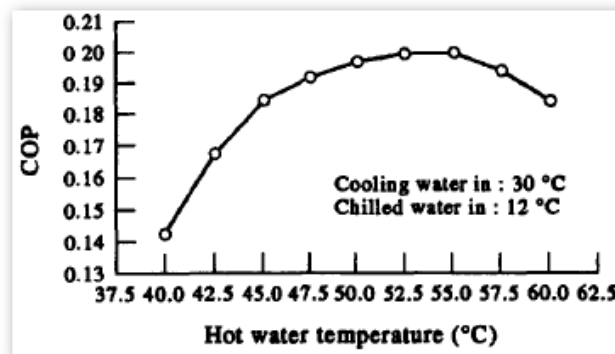


Σχήμα 12.14 Θεωρητική διαμόρφωση τριβάθμιου κύκλου χωρίς ανάκτηση μάζας. Από προσομοίωση που έγινε σε υπολογιστή έχουν εξαχθεί τα παρακάτω σχήματα στα οποία βλέπουμε την επίδραση του θερμού και ψυχρού HTF στο COP και στον βαθμό απόδοσης

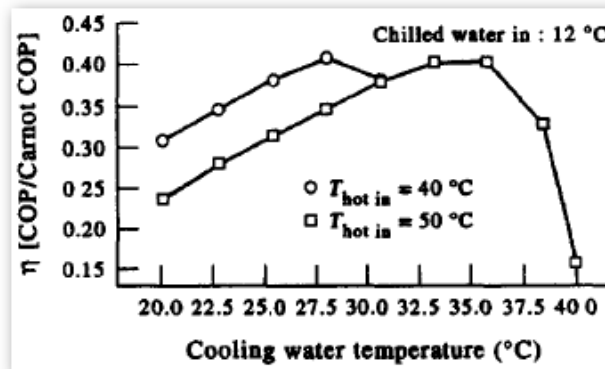
συγκριτικά με του Carnot η Σχήμα12.15,16,17,18, την επίδραση της ταχύτητας της ροής των HTF Σχήμα12.19, την επίδραση του χρόνου του κύκλου στο COP Σχήμα12.20.



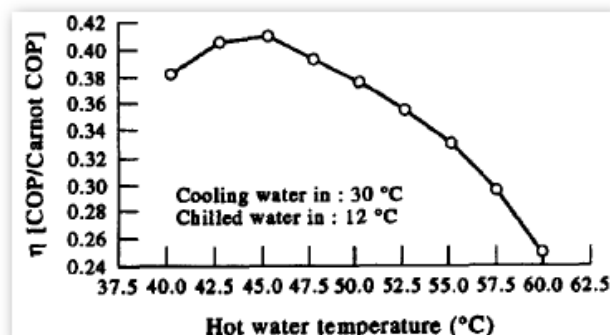
Σχήμα 12.15 Τριβάθμιος κύκλος χωρίς ανάκτηση μάζας διάγραμμα COP / T νερού ψύξης .



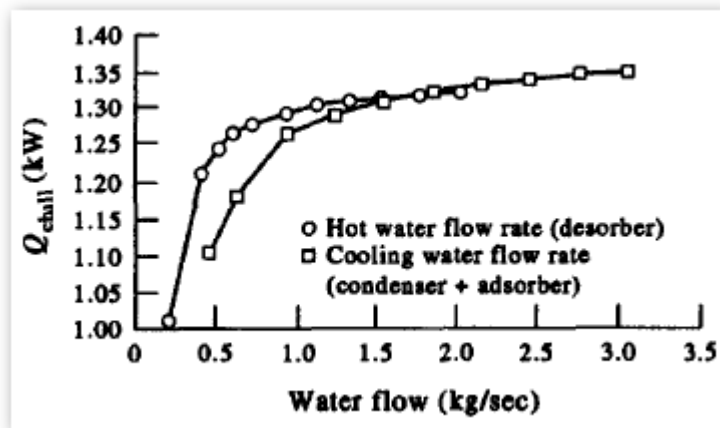
Σχήμα 12.16 Τριβάθμιος κύκλος χωρίς ανάκτηση μάζας διάγραμμα COP / T νερού θέρμανσης .



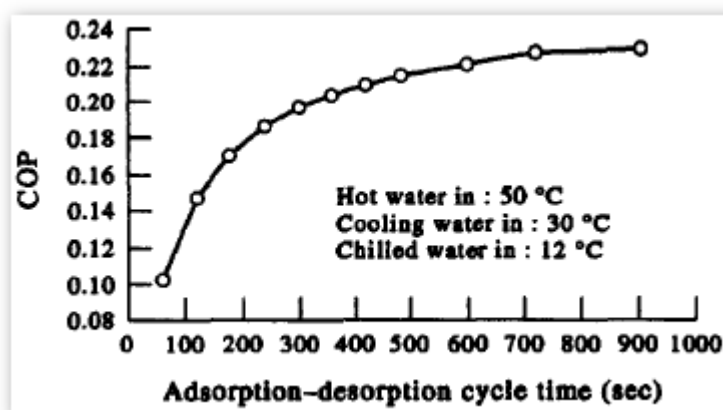
Σχήμα 12.17 Τριβάθμιος κύκλος χωρίς ανάκτηση μάζας διάγραμμα η / T νερού ψύξης.



Σχήμα 12.18 Τριβάθμιος κύκλος χωρίς ανάκτηση μάζας διάγραμμα η / T νερού θέρμανσης.



Σχήμα 12.19 Τριβάθμιος κύκλος χωρίς ανάκτηση μάζας διάγραμμα Q_{chill} / Ταχύτητας νερού.



Σχήμα 12.20 Τριβάθμιος κύκλος χωρίς ανάκτηση μάζας διάγραμμα COP / Χρόνου κύκλου.

Τα αποτελέσματα που μπορούμε να εξάγουμε άμεσα από αυτά τα διαγράμματα είναι τα εξής:

- Η μεγαλύτερη πρωτοπορία αυτού του κύκλου είναι η δυνατότητα του να εκμεταλλεύεται χαμηλής ποιότητας θερμοκρασίας της τάξεως των 50C με μια δεξαμενή αποβολής της τάξεως των 30C.
- Το ψυκτικό αποτέλεσμα αυξάνει με αύξηση της ταχύτητας ροής του HTF από και προς της ψυκτικές τράπεζες.
- Μεγάλος χρόνος κύκλου (μεγαλύτερος από 360) έχει σαν αποτέλεσμα αύξηση του COP και μείωση του ψυκτικού κέρδους. Το μέγιστο ψυκτικό κέρδος λήφθηκε για χρόνο κύκλου 200-360sec.
- Τα αποτελέσματα που δίνει είναι σαφώς ανώτερα από αυτά του διβάθμιου απλού προσροφητικού κύκλου.

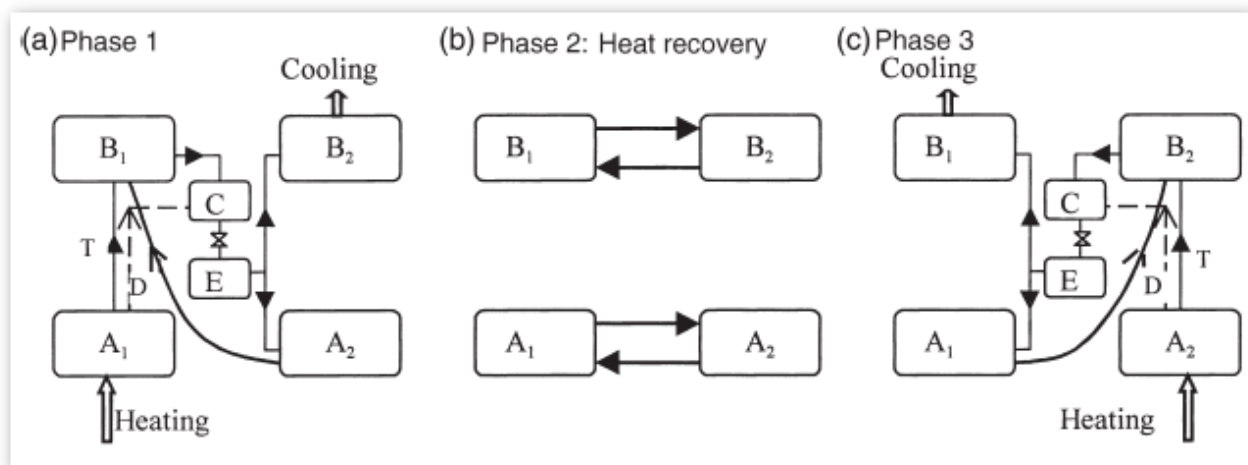
13. ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ – **ΚΛΙΜΑΚΩΤΟΣ.**

13.1) Εισαγωγή.

Οι κλιμακωτοί κύκλοι (cascading cycles) αποτελούν πιο πολύπλοκους μηχανισμούς από όσους έχουμε δει μέχρι τώρα και ο έλεγχός τους όπως και η χρήση τους είναι αρκετά δύσκολο να υλοποιηθούν και μάλιστα πολύ πιο δύσκολα σε σχέση με τους απλούς βασικούς κύκλους. Παρόλα αυτά φαίνεται ότι έχουν πολύ μεγαλύτερο COP που έχει αγγίξει και το 1.06 αλλά υστερούν στην ειδική ψυκτική ικανότητα. Στην βιβλιογραφία συναντάμε λίγες αναφορές σε αυτούς και ακόμα λιγότερες πειραματικές και θεωρητικές έρευνες λόγω κυρίως των τεχνικών προβλημάτων που εμφανίζουν στην κατασκευή τους. Τους απαντάμε σε συνδυασμούς 4 προσροφητικών τραπεζών με 1 ζεύγος ατμοποιητή – συμπυκνωτή αλλά και με 2. Περισσότερες τράπεζες δεν συνιστώνται λόγω των αρκετά μεγάλων απαιτήσεων που θα έχει το ζεύγος τραπεζών της κορυφής. Η αρχή λειτουργίας τους περιληπτικά στηρίζεται σε δύο κύκλους που εργάζονται ο ένας επάνω από τον άλλον όσον αφορά τις συνθήκες τους στο θερμοδυναμικό διάγραμμα P-T-X. Συνήθως ο κύκλος κορυφής εργάζεται με ζεύγος Ζεολίτη / Νερού και ο κάτω με ζεύγος Ενεργού άνθρακα / Μεθανόλης λόγω των περιορισμών που εμφανίζουν και των χαρακτηριστικών που έχουν. Ανάλογα με τις ανάκτησης μάζας και θερμότητας του διακρίνουμε σε διπλής και τριπλής ενέργειας (double and triple effect arrangements).

13.2) Αρχή λειτουργίας και περιγραφή.

Η διαμόρφωση του συστήματος παρουσιάζεται στο Σχήμα 13.1 και απαρτίζεται από τέσσερις προσροφητικές τράπεζες. Σε αυτό βλέπουμε τους προσροφητές A1, A2, B1, B2 τον συμπυκνωτή C και τον ατμοποιητή E.

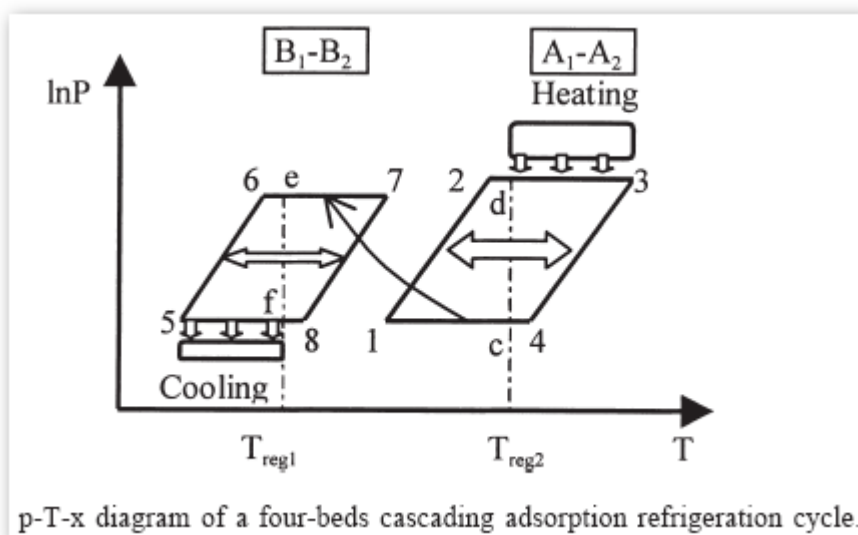


Σχήμα 13.1 Θεωρητική διαμόρφωση κλιμακωτού κύκλου με 4 τράπεζες.

Όπου A1 και A2 είναι οι τράπεζες υψηλής θερμοκρασίας που τροφοδοτούνται από την πηγή θερμότητας. Στη συγκεκριμένη θεώρηση του συστήματος χρησιμοποιείται ένας C και E άρα οι

πίεσεις των τραπεζών που επικοινωνούν είναι ίδιες. Η βασική αρχή λειτουργίας του μπορεί να περιγραφεί ως ακολούθως σε τρεις φάσεις.

- Φάση 1. Ο A1 θερμαίνεται σε υψηλή θερμοκρασία και υπηρετεί την απομάκρυνση ενώ ο A2 υπηρετεί την προσρόφηση και ψύχεται από την αποβολή θερμότητας στην χαμηλής θερμοκρασίας τράπεζα B1. Στην χαμηλή αυτή θερμοκρασία η B1 απομακρύνει ενώ η B2 προσροφά απορρίπτοντας θερμότητα στην θερμική δεξαμενή (περιβάλλον κ.τ.λ). Ο ατμός του προσροφούμενου από την A1 μπορεί να οδηγηθεί στην B1 για περαιτέρω ανάκτηση θερμότητας ώστε να αυξηθεί το COP. Όπως φαίνεται και στο Σχήμα 13.2 η C-1 μεταβολή είναι η προσρόφηση στην A2 και είναι μεταβολή απόρριψης θερμότητας, αυτή η θερμότητα όμως δεν απορρίπτεται στο περιβάλλον αλλά στην B1 με σκοπό την αναγέννηση της, τότε λέμε ότι ο κύκλος μας είναι διπλής ενέργειας. Στην περίπτωση που έχουμε και μεταφορά μέρους ατμού από την τράπεζα A1 στην B1 τότε λέμε ότι ο κύκλος μας είναι τριπλής ενέργειας. Η ιδανική θερμοκρασία αναγέννησης της B1 θα ήταν ίση με την θερμοκρασία απομάκρυνσης του άνω κύκλου όπως εικονίζεται και στο Σχήμα 13.2.



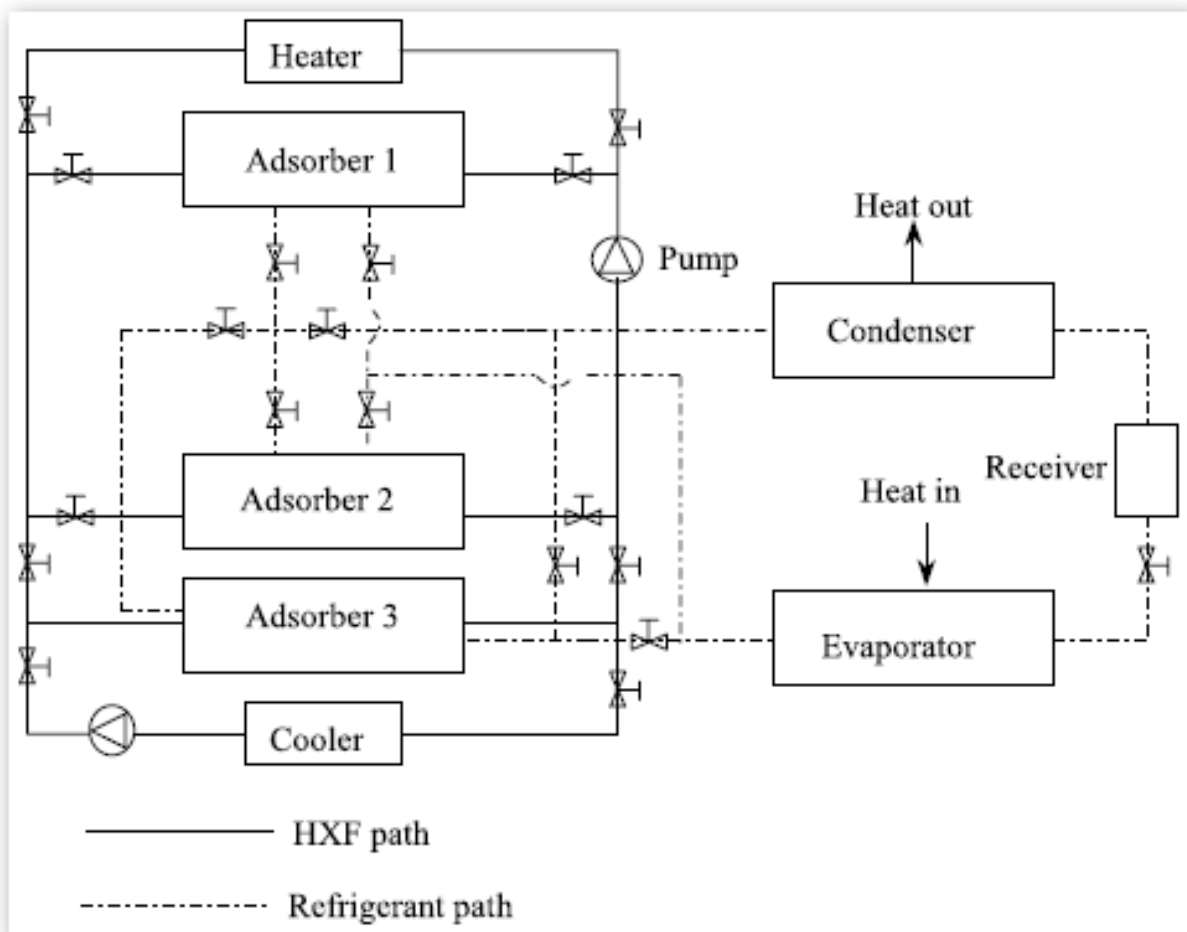
Σχήμα 13.2 Διάγραμμα Clapeyron κλιμακωτού κύκλου με 4 τράπεζες.

- Φάση 2. Ανάκτηση θερμότητας σε δύο στάδια. Μετά την διαδικασία προσρόφησης στην A2 και B2 και την αναγέννηση των A1 και B1 με κατάλληλη ρύθμιση των βαλβίδων αρχίζει η διαδικασία. Η προσρόφηση μπορεί να αρχίσει κατά τη διάρκεια της διαδικασίας αυτής εάν οι συνθήκες πίεσης το επιτρέψουν. Η διαδικασία σταματά όταν στις δύο βαθμίδες έχουμε αντίστοιχα T_{reg1} και T_{reg2} . Με την ανάκτηση θερμότητας πλέον η θερμότητα που θα χρειαστεί για την θέρμανση της υψηλής θερμοκρασίας τράπεζας A1 δίνεται από την μεταβολή d-3 και όχι από την 1-2-d-3. Αντίστοιχα το ποσό που πρέπει να απορριφθεί δίνεται από την μεταβολή f-5 και όχι από την 7-8-f-5. Ποσά σημαντικά μικρότερα άρα έχουμε άμεση αύξηση του COP.

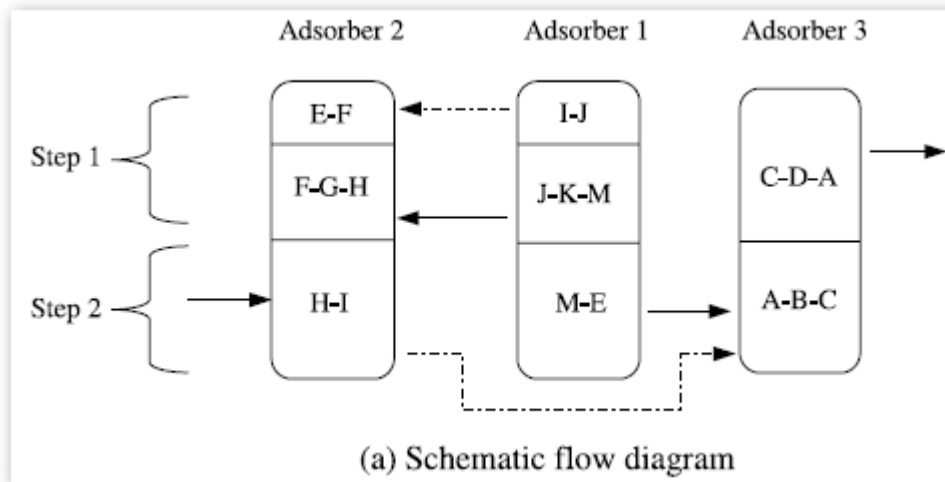
- Φάση 3. Είναι η αντίστροφη της φάσης 1. Μετά την μεταφορά θερμότητας των δύο σταδίων. Η A1 υπηρετεί την προσρόφηση και η A2 την απομάκρυνση, ενώ η B1 την προσρόφηση και η 2 την απομάκρυνση.

Ο συγχρονισμός της προσρόφησης και απομάκρυνσης των δύο κύκλων είναι πολύ σημαντικός ώστε το σύστημα να εργαστεί σωστά και μια ιδανική μεταφορά θερμότητας μπορεί να πετύχει την εξίσωση της ενδιάμεσης θερμοκρασίας με την υψηλή του άνω κύκλου.

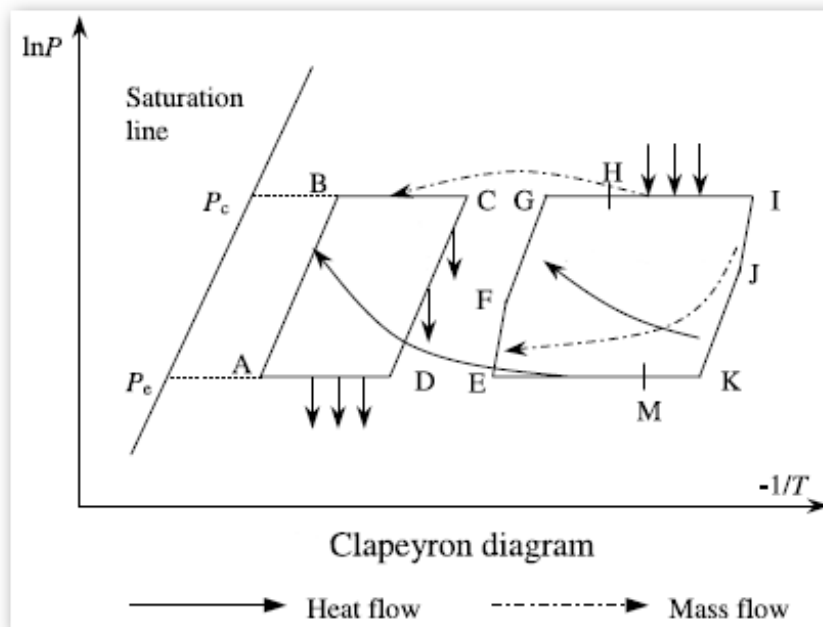
Οι κύκλοι δε αυτοί θα μπορούσαν να υλοποιηθούν με ένα κύκλωμα όπως αυτό που εικονίζεται στο Σχήμα 13.3 πρωτότυπης σχεδίασης. Με την διάταξη αυτή και με κατάλληλη εναλλαγή των βαλβίδων μπορούμε να παραλείψουμε την μία από τις τέσσερις προσροφητικές τράπεζες. Το αποτέλεσμα θα είναι η μείωση του κόστους αλλά όπως βλέπουμε και από το Σχήμα 13.4 πρέπει να αποβάλλουμε περισσότερη θερμότητα στο περιβάλλον άρα μιλάμε για μικρότερο COP, η επιλογή είναι καθαρά οικονομοτεχνικό θέμα. Ο νέος θερμοδυναμικός κύκλος παρουσιάζεται στο Σχήμα 13.5



Σχήμα 13.3 Κατασκευαστική διαμόρφωση κλιμακωτού κύκλου με 3 τράπεζες.



Σχήμα 13.4 Διάγραμμα ροής κλιμακωτού κύκλου με 3 τράπεζες.



Σχήμα 13.5 Διάγραμμα Clapeyron κλιμακωτού κύκλου με 3 τράπεζες.

13.3) Μαθηματική μοντελοποίηση.

Ο χαμηλής θερμοκρασίας κύκλος (κάτω κύκλος) όπως και ο υψηλής θερμοκρασίας κύκλος (άνω κύκλος) έχουν δύο διαφορετικούς βαθμούς απόδοσης οπότε ορίζουμε και τα αντίστοιχα COP1 και COP2. Εκφράζονται σύμφωνα με τις εξισώσεις (13.1) και (13.2).

$$COP1 = \frac{Q_{ref1}}{Q_{hg1} - Q_{reg1}} \dots\dots\dots (13.1)$$

$$COP2 = \frac{Q_{ref2}}{Q_{hg2} - Q_{reg2}} \dots\dots\dots (13.2)$$

Όπου Q_{ref} είναι το ψυκτικό αποτέλεσμα. Q_{hg} είναι η θερμότητα για την απομάκρυνση που αντιστοιχεί στις 1-2-3 και 5-6-7. Q_{reg} είναι η θερμότητα για την αναγέννηση. Στην πραγματικότητα υπάρχει είσοδος θερμότητας μόνο στον άνω κύκλο. Ο συνολικός βαθμός απόδοσης του κλιμακωτού κύκλου δίνεται στην εξίσωση (13.3).

$$COP = \frac{Q_{ref}}{Q_{hg2} - Q_{reg2}} = \frac{Q_{ref1} + Q_{ref2}}{Q_{hg2} - Q_{reg2}} = COP2 + COP1 \frac{Q_{hg1} - Q_{reg1}}{Q_{hg2} - Q_{reg2}} \dots\dots\dots (13.3)$$

Σύμφωνα όμως με τον πρώτο νόμο της θερμοδυναμικής ισχύει και η (13.4)

$$Q_{hg2} + Q_{ref2} = Q_{3-4-1} + Q_2 \dots\dots\dots (13.4)$$

Όπου Q_2 είναι η θερμότητα που απομακρύνθηκε από το ατμό στις χαμηλής θερμοκρασίας τον κύκλο. Q_{3-4-1} είναι η αισθητή θερμότητα ψύξεως. Σε μια ιδανική περίπτωση η θερμότητα που απομακρύνθηκε από την βαθμίδα υψηλής χρησιμοποιείται εξολοκλήρου για να αναγεννήσει την βαθμίδα χαμηλής θερμοκρασίας και συνεπώς ισχύει η (13.5).

$$Q_{hg2} - Q_{reg1} = Q_{3-4-1} - Q_{reg2} + Q_2 \dots\dots\dots (13.5)$$

Συνδυάζοντας τις παραπάνω δύο εξισώσεις λαμβάνουμε την (13.6).

$$COP = COP2 + COP1 + COP1 \cdot COP2 \dots\dots\dots (13.6)$$

Η σχέση αυτή είναι πολύ σημαντική γιατί μας δίνει άμεση οπτική της απόδοσης ενός τέτοιου κύκλου συγκριτικά με έναν απλό. Π.χ εάν χρησιμοποιήσουμε δύο κύκλους με COP έκαστου στο 0.6 τότε ο κλιμακωτός θα έχει COP 1.56.

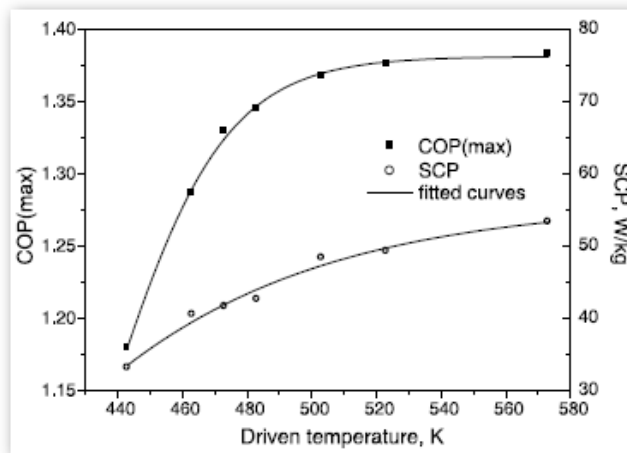
13.4) Επίδραση της θερμοκρασίας εισόδου.

Η θερμοκρασία εισόδου είναι η θερμοκρασία του HTF που οδεύει στην προσροφητική τράπεζα και ευνόητο είναι ότι τράπεζα δεν πρόκειται ποτέ να έχει ακριβώς την ίδια θερμοκρασία με το HTF. Θεωρούμε ότι η διαφορά τους είναι 10K κάτι το οποίο ενστερνίζονται και οι μελετητές στις έρευνες που γίνονται κατά καιρούς. Η μεταβολή του COP και του SCP συναρτηθεί της θερμοκρασίας εισόδου δίνεται στο Σχήμα 13.6. Παρατηρούμε ότι με την αύξηση της θερμοκρασίας άνω των 503K η αύξηση των μεταβλητών είναι ανεπαίσθητη και συνεπώς αυτή η τιμή πρέπει να ορίζεται σαν όριο.

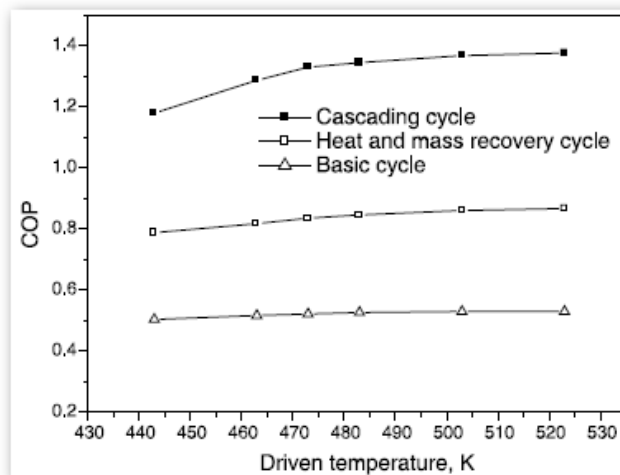
13.5) Σύγκριση με άλλους προσροφητικού κύκλους.

Στα Σχήματα 13.7,8 συγκρίνουμε την μεταβολή του COP και SCP για διάφορους κύκλους συναρτηθεί της θερμοκρασίας εισόδου και ουσιαστικά δηλαδή της πηγής θερμότητας. Τα αποτελέσματα που εξάγονται από τα διαγράμματα αυτά είναι πάρα πολύ σημαντικά, βλέπουμε ότι

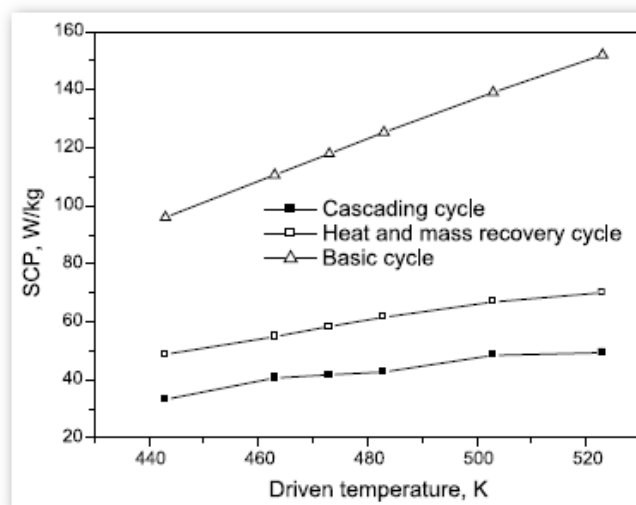
κάτω από τις ίδιες συνθήκες το COP για τον κλιμακωτό κύκλο είναι σχεδόν το διπλάσιο από ότι στους άλλους. Αντιθέτως η ειδική ψυκτική ικανότητα είναι υποπολλαπλάσια για τον κλιμακωτό σε σχέση με τους άλλους.



Σχήμα 13.6 Δεδομένα συναρτήση της θερμοκρασίας θέρμανσης.



Σχήμα 13.7 Σύγκριση κύκλων προσρόφησης.



Σχήμα 13.8 Δεδομένα συναρτήση της θερμοκρασίας θέρμανσης.

14. ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ – ΚΥΜΑΤΟΣ.

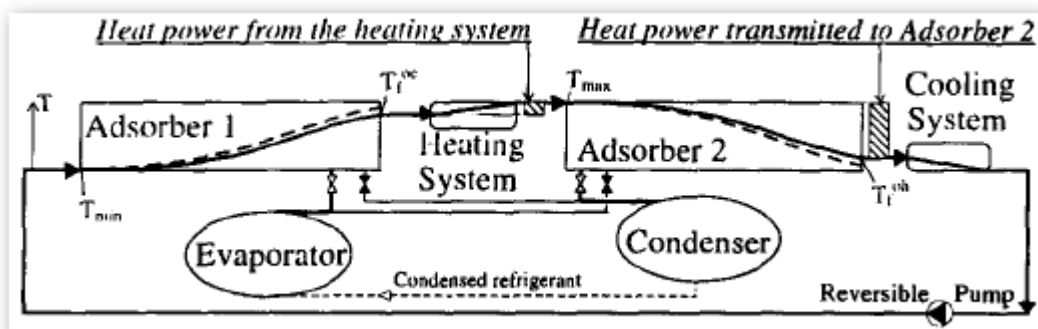
14.1) Εισαγωγή.

Οι κύκλοι κύματος (thermal wave cycle) ή θερμοκρασιακού μετώπου (temperature front cycle) ή αναγέννησης (thermal regeneration cycle) είναι το πιο υποσχόμενο μοντέλο και σύλληψη κύκλου όσον αφορά τους ψυκτικούς προσροφητικούς. Δίνει τα καλύτερα αποτελέσματα σε σχέση με όλους τους υπόλοιπους σε COP και SCP λόγω της φιλοσοφίας εργασίας του, μάλιστα προσομοίωση από τον Shelton έδειξε ότι το COP αγγίζει το 1.87!. Σε αυτόν τον κύκλο ο προσροφητής παίζει διπλό ρόλο, αυτό της μηχανής του κύκλου όπως συμβαίνει και στα προηγούμενα κεφάλαια αλλά και της αποθήκης θερμότητας όπως θα δούμε σε αυτό. Παρόλο που η φύση του κύκλου ήταν γνωστή από το 1920 τα τελευταία δέκα χρόνια έχουν γίνει σημαντικά βήματα στην βελτίωση του και προς την υπερπήδηση των προβλημάτων που τον μαστιζουν. Συνήθως η προσροφητική τράπεζα ονομάζεται αναγεννητής και έχει χαρακτηριστεί από τον Organ σαν ένα «πλέγμα από πορώδες υλικό που κυκλικά θερμαίνεται και ψύχεται από εναλλασσόμενα ρεύματα θερμού και ψυχρού υγρού». Στην πλούσια βιβλιογραφία του αντικειμένου συναντάμε τόσο εκτεταμένα αριθμητικά μοντέλα όσο και πειράματα. Είναι όμως δύσκολο να πει κανείς ότι ένας τέτοιος κύκλος έχει κατασκευαστεί αυστηρά όπως ορίζει η θεωρία λόγω της μεγάλης δυσκολίας υλοποίησης του αναγκαίου θερμικού ομοιόμορφου μετώπου που απαιτείται, για την ακρίβεια δεν υπάρχει ακόμα επιτυχημένο πρωτότυπο. Θα λέγαμε ότι το πιο σημαντικό του πλεονέκτημα είναι η αποθήκευση της λανθάνουσας θερμότητας του εργαζόμενου μέσου που δεν χρειάζεται να απορριφτεί ή να προσληφτεί από την τράπεζα συνεχώς με αποτέλεσμα μεγάλες απώλειες.

14.2) Αρχή λειτουργίας και περιγραφή.

Η αρχή λειτουργίας αυτού είναι η κυκλοφορία του HTF με τη βοήθεια μια αναστρέψιμης αντλίας μεταξύ ενός αναγεννητή (adsorber1), ενός συστήματος θέρμανσης (heat system), ενός δεύτερου αναγεννητή (adsorber2) και ενός συστήματος ψύξης (cooling system) (με την σειρά). Αυτά τα τέσσερα μέρη και η αντλία εγκαθίστανται μέσα σε ένα μοναδικό loop χωρίς καμιά βαλβίδα. Στο Σχήμα14.1 μπορούμε να δούμε την τυπική κατάσταση ακριβώς πριν την αντιστροφή του υγρού HTF.

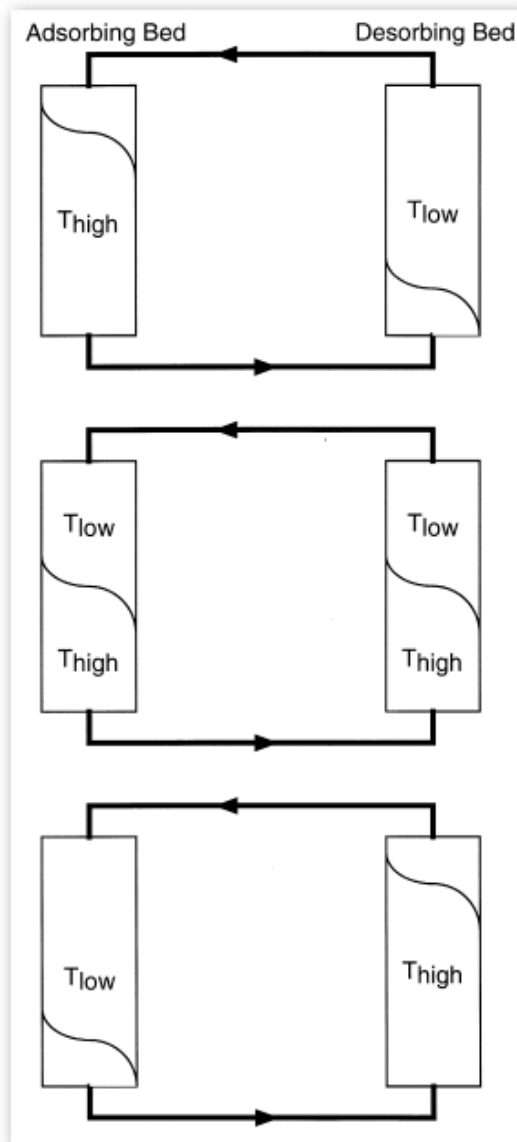
Αρχικά θεωρούμε τον αναγεννητή1 όλον σε θερμοκρασία T_{max} και τον αναγεννητή σε T_{min} . Η αντλία τοποθετείται σε λειτουργία και μεταφέρει το ψυχρό HTF προς τον 2. Η 1^η και η 3^η βαλβίδα του Σχήματος14.1 είναι ανοιχτές ενώ οι άλλες δύο είναι κλειστές. Κατά την πορεία του HTF διαμέσου του 2 τον ψύχει με αποτέλεσμα να προσροφά προσροφητικό από τον ατμοποιητή και να παράγει το ψυκτικό αποτέλεσμα. Επειδή όμως η διαδικασία είναι εξώθερμη το HTF σταδιακά θερμαίνεται και ανεβάζει την θερμοκρασία του στην T_f^{oc} . Φτάνοντας το HTF στην δεξιά άκρη του προσροφητή1 σε αυτήν την θερμοκρασία δέχεται ένα μικρό ποσό θερμότητας από την



Σχήμα 14.1 Θεωρητική διαμόρφωση κύκλου κύματος πριν την αντιστροφή του υγρού HTF.

Θερμική πηγή ώστε να φτάσει στην θερμοκρασία T_{max} και τότε εισέρχεται στον προσροφητή2. Εκεί το HTF ψύχεται από την T_{max} σε T_f^{oh} σταδιακά μεταβιβάζοντας στον αναγεννητή ποσό θερμότητας μέχρι την δεξιά πλευρά του. Σαν αποτέλεσμα έχουν θέρμανση του αναγεννητή2 και κατεπέκταση απομάκρυνση ψυκτικού που δια της 3^{ης} βαλβίδας εισέρχεται στον συμπυκνωτή και συμπυκνώνεται. Στην έξοδο του αναγεννητή2 μέσω του ψυκτικού συστήματος το HTF επανέρχεται στην T_{min} . Το δε ψυκτικό που συμπυκνώθηκε στον συμπυκνωτή μπορεί και δια βαρύτητας να μεταφερθεί μέσω της διακεκομμένης ευθείας στον ατμοποιητή. Αυτός είναι και ο λόγος της μεγάλης θεωρητικής επιτυχίας του κύκλου κύματος διότι το μεγαλύτερο ποσό θερμότητας ανακτάται και μόνο μια μικρή ποσότητα πρέπει να δοθεί στο σύστημα για την αναγέννηση. Στην συνέχεια και όσο περνάει ο χρόνος η T_f^{oc} μειώνεται ακόμα περισσότερο και συνεπώς το ποσό θερμότητας που πρέπει να δοθεί είναι όλο και μεγαλύτερο ενώ παράλληλα το ποσό που ανακτάται με την παραπάνω διαδικασία συνεχώς μειώνεται. Υπάρχει βέλτιστο σημείο στο οποίο πρέπει η αντλία να αντιστραφεί, οι βαλβίδες 2^η και 4^η ανοίγουν ενώ οι άλλες κλείνουν και η πορεία αντιστρέφεται.

Όπως αντιλαμβανόμαστε η θερμοκρασία εσωτερικά των αναγεννητών δεν είναι ομοιόμορφη και κάθε σημείο τους υποβάλλεται ουσιαστικά σε διαφορετικό κύκλο, ενώ κάθε αντιστροφή έχει την ίδια διάρκεια και την ίδια παροχή. Αποτέλεσμα αυτού είναι ο κύκλος να χαρακτηρίζεται ως μη ομοιόμορφος, ισορροπημένος και συμμετρικός. Παρόλα αυτά και τα σαφώς μεγάλα πλεονεκτήματα του κύκλου οι ρεαλιστικές τιμές κατασκευασμένων μηχανών του COP περιορίζονται γύρω στο 0.5. Για την δε καλύτερη κατανόηση του θερμικού αυτού κύματος δια των αναγεννητών παρουσιάζεται στο Σχήμα14.2 η κίνηση του η οποία προφανώς στην τρίτη εικόνα αντιστρέφεται και ακολουθεί την αντίθετη πορεία. Το θερμοδυναμικό διάγραμμα του κύκλου όπως παρουσιάζεται στην εργασία του Sward et al. είναι το ίδιο με το κλασικό διάγραμμα του απλού κύκλου σε P-T-X.



Σχήμα 14.2 Στιγμιότυπα κίνησης του θερμικού κύματος.

14.3) Ανάλυση του COP.

Εξαιτίας της διαφορετικής θερμοκρασίας που έχει κατά μήκος του ο αναγεννητής, η ποσότητα που προσροφά είναι διαφορετική σε κάθε σημείο του. Εάν θεωρήσουμε ότι η συνολική μάζα που ατμοποιείται είναι $M_L \cdot \Delta q$ το συνολικό ψυκτικό αποτέλεσμα είναι Q_{ev} (14.1), η συνολική θερμότητα που μεταφέρθηκε στο σύστημα είναι Q_{ads} (14.2) ενώ η θερμότητα που προσδόθηκε από την πηγή θερμότητας είναι η Q_{hv} (14.3). Όπου t_c είναι η περίοδος του κύκλου, L_{ev} λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης.

$$Q_{ev} = M_L \cdot \Delta q \cdot [l_{ev} - C_{pL} \cdot (T_C - T_e)] \dots \dots \dots (14.1)$$

$$Q_{ads} = 2 \cdot \int_0^{tc/2} m_f \cdot C_{pf} \cdot [T_{max} - T_f^{oh}(t)] \cdot dt \dots\dots\dots (14.2)$$

$$Q_{hs} = 2 \cdot \int_0^{tc/2} m_f \cdot C_{pf} \cdot [T_{max} - T_f^{oc}(t)] \cdot dt \dots\dots\dots (14.3)$$

Διακρίνουμε δε δύο COP. Το πρώτο χαρακτηρίζει όλο τον κύκλο (14.4) και το δεύτερο χαρακτηρίζει την απόδοση του κύκλου εάν όλο το ποσό είχε δοθεί από την πηγή θερμότητας (14.5).

$$COP = \frac{Q_{ev}}{Q_{hs}} \dots\dots\dots (14.4)$$

$$COP_1 = \frac{Q_{ev}}{Q_{ads}} \dots\dots\dots (14.5)$$

Επίσης αναφέρθηκε ότι ο αναγεννητής παίζει το ρόλο του αποθήκης ενέργειας. Η απόδοση του αναγεννητή σαν αποθήκη ενέργειας μπορεί να δοθεί από την αναλογία της θερμότητας που αποθηκεύτηκε προς την συνολική (14.6) άρα εάν θέλουμε τον συντελεστή απόδοσης συναρτήσει της αναλογίας αυτής έχουμε την (14.7). Όσον αφορά το SCP, την διαθέσιμη δηλαδή ψυκτική δύναμη ανά μονάδα μάζας ψυκτικού στην μονάδα, δίνεται από την (14.8).

$$F_{HR} = 1 - \frac{Q_{hs}}{Q_{ads}} \dots\dots\dots (14.6)$$

$$COP = \frac{COP_1}{1 - F_{HR}} \dots\dots\dots (14.7)$$

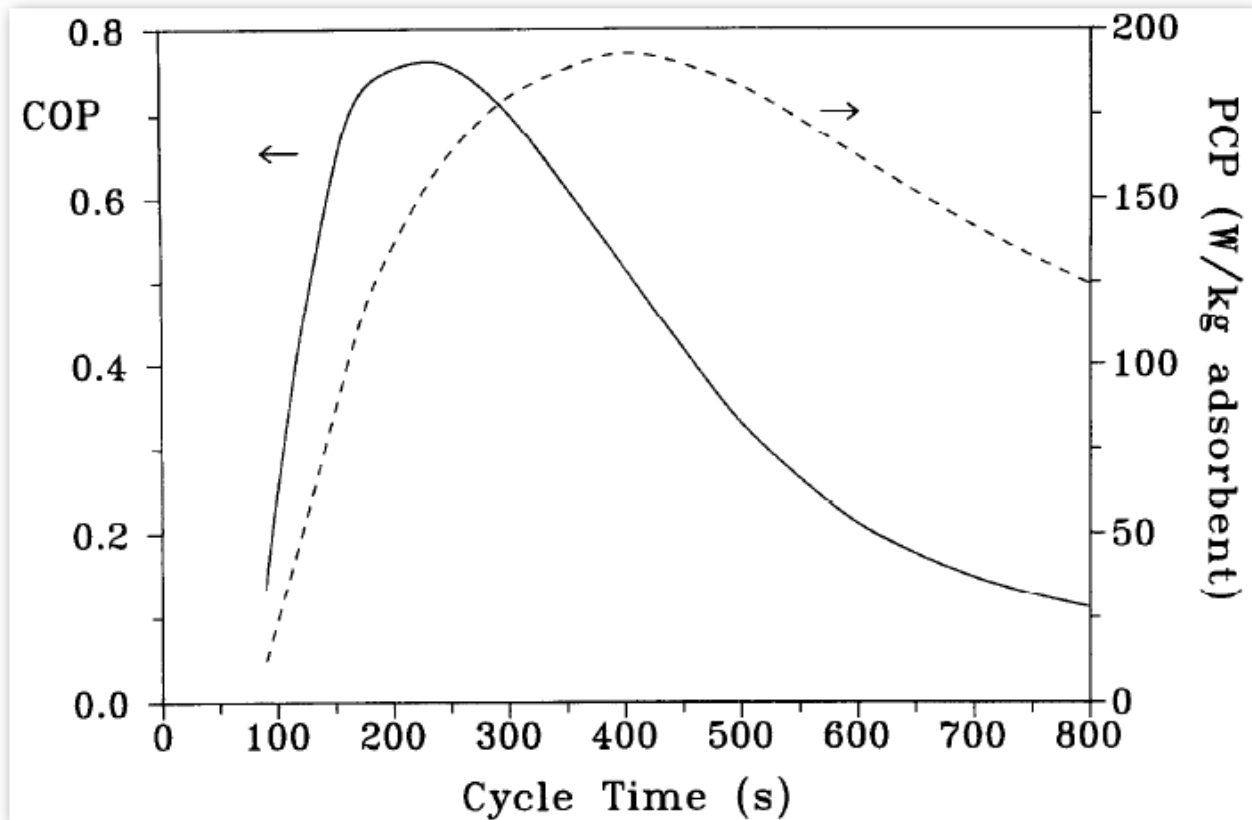
$$SCP = \frac{Q_{ev}}{M_z \cdot t_C} \dots\dots\dots (14.8)$$

14.4) Βέλτιστη περίοδος κύκλου.

Από τα παραπάνω έχουμε ήδη αντιληφθεί ότι η περίοδος κύκλου είναι ένας από τους σημαντικότερους παράγοντες όχι μόνο στην παρούσα θεώρηση αλλά και σε όλους γενικά τους κύκλους που εργάζονται βασισμένοι στην στερεή ρόφηση (solid sorption). Τα πειραματικά δεδομένα έχουν δείξει ότι με την μείωση του ρυθμού ροής του HTF το COP ενισχύεται αλλά η ψυκτική δύναμη της μηχανής SCP μειώνεται. Επίσης μεγάλο πρόβλημα είναι και οι πολλές μεταβλητές του κύκλου όπως ρυθμός ροής του ψυκτικού, διαστάσεις κ.τ.λ. Έτσι στην βιβλιογραφία τείνει να επικρατήσει η μεγιστοποίηση του COP ως προς τον χρόνο και την παροχή του HTF. Κατά συνέπεια λαμβάνουμε την (14.9) που πρέπει να ικανοποιηθεί και από την οποία μπορούμε να βρούμε τις δύο μεταβλητές.

$$\left(\frac{\partial COP}{\partial t_C} \right)_{SCP} = 0 \quad \left(\frac{\partial COP}{\partial m_f} \right)_{SCP} = 0 \dots\dots\dots (14.9)$$

Αποτελέσματα που λήφθηκαν μετά από μοντελοποίηση του προβλήματος και επίλυση του με πεπερασμένες διαφορές μας δίνουν αποτελέσματα που θα πρέπει να λαμβάνονται ως αρχή σε μία έρευνα. Στο Σχήμα 14.3 βλέπουμε την μεταβολή του COP με την συγκέντρωση και τον χρόνο του κύκλου, προφανώς τα αποτελέσματα αυτά είναι για συγκεκριμένες τιμές παροχής, διαστάσεων κ.τ.λ αλλά περιμένουμε σε γενικές γραμμές μικρές αποκλίσεις.



Σχήμα 14.3 Μεταβολή του COP με την συγκέντρωση και τον χρόνο του κύκλου.

14.5) Χαρακτηριστικές παράμετροι κύκλου.

Σε αυτό το πεδίο πολλοί ερευνητές χρησιμοποιούν δύο συγκεκριμένες χαρακτηριστικές σταθερές την σταθερά NTU και τον παράγοντα χρησιμοποίησης U. Αυτές οι δύο ποσότητες δίνονται από τις εξισώσεις (14.10) και (14.11) αντίστοιχα.

$$NTU = \frac{h_g \cdot S_g}{m_f \cdot C_{pf}} \dots\dots\dots (14.10)$$

$$U = \frac{m_f \cdot C_{pf}}{M_s \cdot C_{ps}} \cdot \left(\frac{t_c}{2} - \frac{M_f}{m_f} \right) \dots\dots\dots (14.11)$$

Όπου h_g ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας και δίνεται από την εξίσωση (14.12), S_g ολική επιφάνεια μεταφοράς, M_f μάζα προσροφητή, m_f παροχή HTF, $(h_f \cdot S_f)^{-1}$ είναι η αντίσταση

μεταφοράς θερμότητας μεταξύ HTF και αγωγού στο οποίο ρέει, $(h_w \cdot S_w)^{-1}$ είναι η αντίσταση μεταφοράς θερμότητας μεταξύ του αγωγού και του προσροφητή, $(h_s \cdot S_w)^{-1}$ είναι η αντίσταση μεταφοράς θερμότητας δια συναγωγής μέσα στον προσροφητή.

$$\frac{1}{h_g \cdot S_g} = \frac{1}{h_f \cdot S_f} + \frac{1}{h_w \cdot S_w} + \frac{1}{h_s \cdot S_w} \dots\dots\dots (14.12)$$

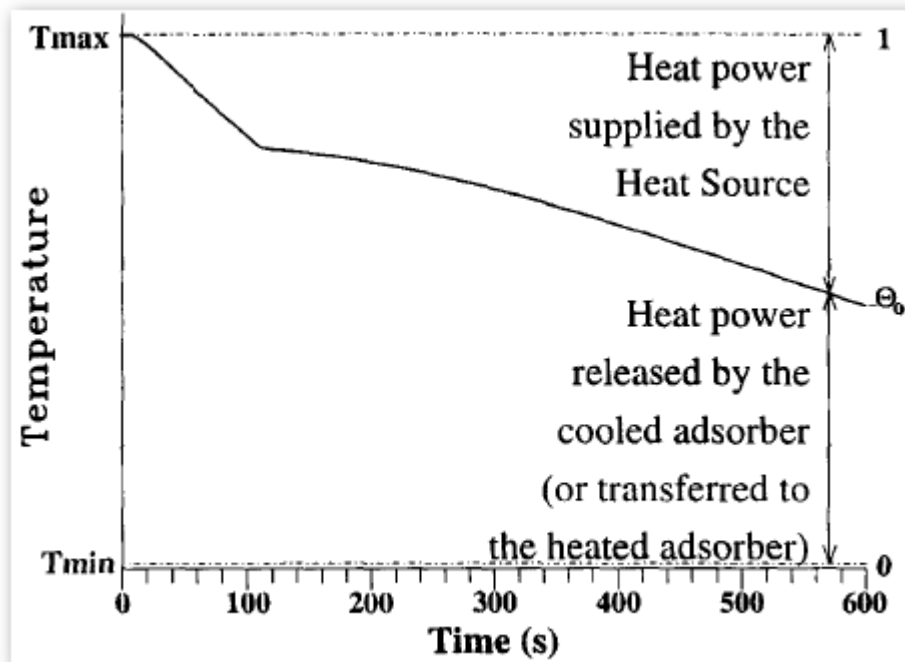
Ο NTU είναι ο ρυθμός της θερμοκρασιακής διαφοράς που δημιουργείται από την ροή του HTF μέσα από τον αναγεννητή προς την μέση θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ HTF και κατά μήκος αναγεννητή. Παρουσιάζει την μεταφορά θερμότητας σε σχέση με την εναλλασσόμενη δύναμη. Ο συντελεστής U είναι ένα αδιάστατο μέτρο της περιόδου του κύκλου. Παρουσιάζει το λόγο της ενέργειας που θα μεταφερόταν από το HTF εάν το θερμικό μέτωπο ήταν απόλυτα κάθετο σε επίπεδο του αναγεννητή προς την συνολική ενέργεια που μπορεί να αποθηκευτεί σε αυτόν. Συνηθίζεται ακόμα η απόδοση της αναγέννησης να παρουσιάζεται με ακόμα έναν συντελεστή που δίνεται στην (14.13).

$$\eta_{reg} = \frac{\frac{1}{t_c/2} \cdot \int_0^{tc/2} T_f^{oc}(t) \cdot dt - T_{min}}{T_{max} - T_{min}} \dots\dots\dots (14.13)$$

Ορίζουμε ακόμα τον αδιάστατο παράγοντα εξόδου Θ_o της θερμοκρασίας στο τέλος της περιόδου ψύξεως που χρησιμοποιείται πάρα πολύ λόγω της αμεσότητας, ευκολίας του και μάλιστα αντικατέστησε την χρήση της (14.13). Μάλιστα είναι ένα πολύ χρήσιμο εργαλείο που φανερώνει πότε πρέπει να αντιστραφεί η ροή του HTF. Τον λαμβάνουμε από την εξίσωση (14.14).

$$\Theta_o = \frac{T_f^{oc}(tc/2) - T_{min}}{T_{max} - T_{min}} \dots\dots\dots (14.14)$$

Όταν το Θ_o είναι μικρό, ο συντελεστής Fhr είναι μικρός και ο χρόνος του κύκλου είναι μεγάλος συμβαίνει βέβαια και το αντίθετο. Η μεταβλητή αυτή μπορεί εύκολα να μετρηθεί και η αδιαστατοποίηση της δίνει μεγάλα πλεονεκτήματα για γενίκευση. Ένα πολύ καλό σχεδιάγραμμα που μας δίνει μια εποπτεία επάνω στην σχέση που έχουν οι μεταβλητές μεταξύ τους είναι το Σχήμα 14.4.



Σχήμα 14.4 Μεταβολή του Θ_o συναρτήση του χρόνου.

Ακόμα μια παράμετρος που είναι αρκετά σημαντική και χρησιμοποιείται ευρέως σε παρόμοιες μελέτες είναι η Μέση θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ του προσροφούμενου και του HTF στο τέλος της περιόδου ψύξεως σε K, συμβολίζεται με $\overline{\Delta T}_{sf}$ και δίνεται από την εξίσωση (14.15).

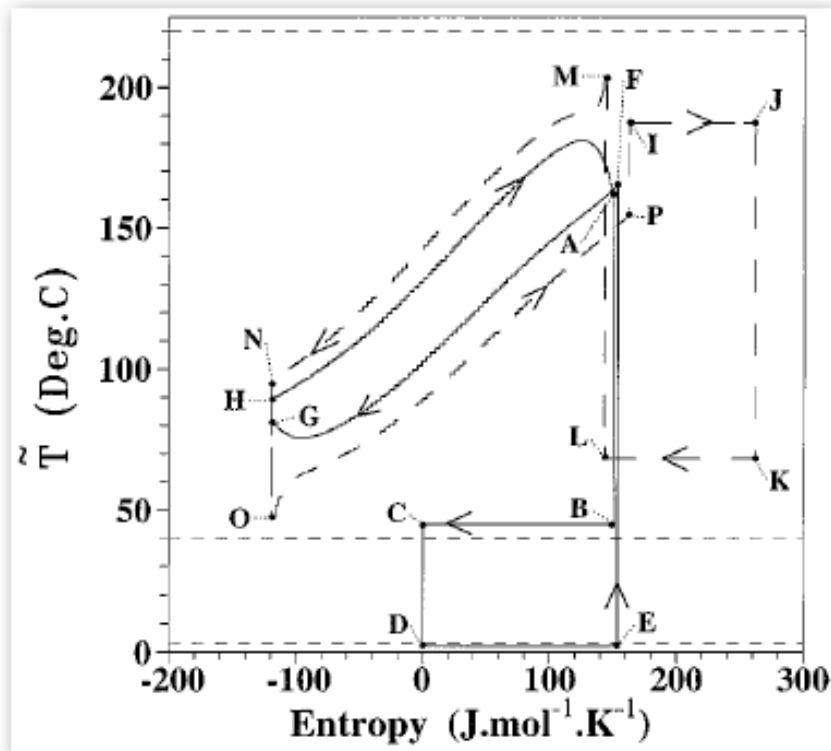
$$\overline{\Delta T}_{sf} = \frac{m_f \cdot C_{pf} \cdot [T_f^{oc}(tc/2) - T_{min}]}{h_g \cdot S_g} = \frac{[T_f^{oc}(tc/2) - T_{min}]}{NTU} = \frac{\Theta_o}{NTU} (T_{max} - T_{min}) \dots \dots \dots (14.15)$$

Η μεταβλητή αυτή συνδυάζει της προηγούμενες δύο και μπορεί να δώσει μια πιο περιεκτική περιγραφή του φαινομένου.

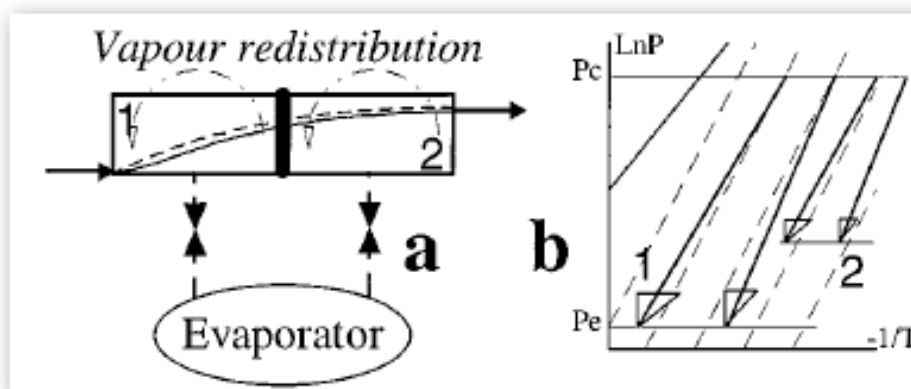
14.6) Ανάλυση της εσωτερικής ανακατανομής του προσροφητικού και επιπτώσεις.

Ο Guillemintot πρώτος το 1987 περιέγραψε ένα φαινόμενο που διαδραματίζεται σε αναγεννητή που στον οποίο επιβάλλονται μεταβολές πίεσης κάτω από ισόογκες συνθήκες και το περιέγραψε ως «Εσωτερική ανακατανομή του προσροφούμενου» (Internal adsorbate redistribution). Το φαινόμενο αυτό οδηγεί σε πρακτικά και θεωρητικά προβλήματα και ερωτήματα σχετικά με την απόδοση του κύκλου. Στην αρχή θεωρήθηκε ότι το φαινόμενο αυτό θα μείωνε την απόδοση του κύκλου και έτσι ο αναγεννητής χωρίστηκε σε διαμερίσματα με σκοπό τον περιορισμό της εσωτερικής ανακατανομής. Τα διαμερίσματα αυτά εξοπλίστηκαν με δύο επιπλέον βαλβίδες για την είσοδο και έξοδο του ψυκτικού. Μετά όμως από πειράματα τα οποία πραγματοποιήθηκαν αποδείχθηκε ότι η

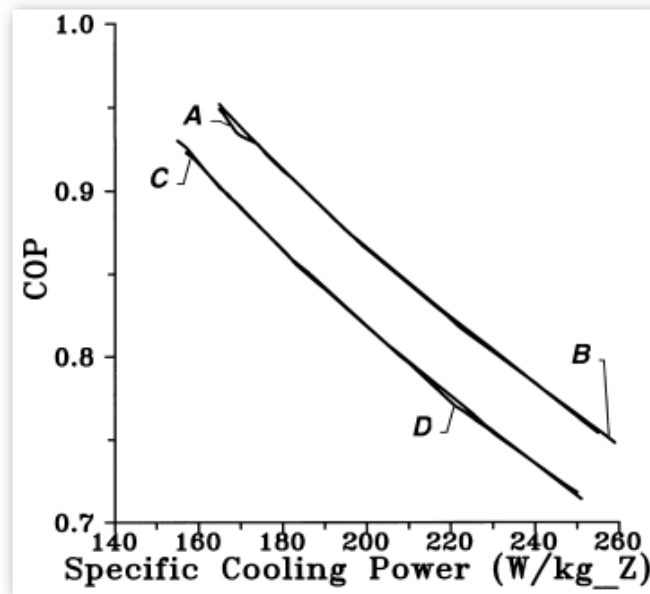
ανακατανομή αυτή δεν παρουσιάζει καμία μείωση στην απόδοση του κύκλου διότι δεν παράγουν εντροπία αλλά αντιθέτως τα εξαρτήματα που πρέπει να την συνοδεύουν δυσκολεύουν την κατασκευή και αυξάνουν το κόστος της. Αυτό άλλωστε μπορούμε να το δούμε και στα παρακάτω Σχήμα 14.5 απλός κύκλος αναγέννησης, Σχήμα 14.7 απλός κύκλος αναγέννησης με δύο διαμερίσματα Σχήμα 14.6.



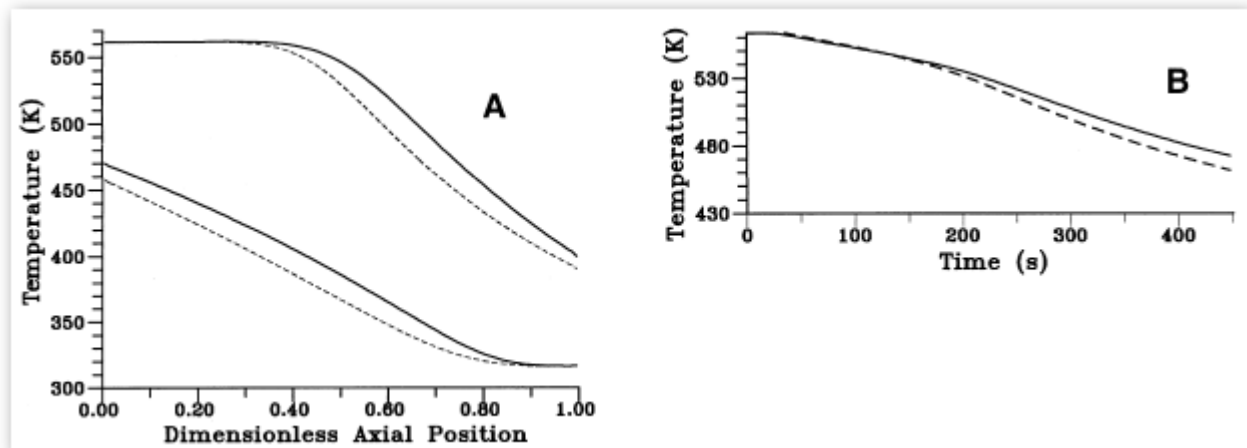
Σχήμα 14.5 Απλός κύκλος αναγέννησης με 1 διαμέρισμα.



Σχήμα 14.6 Απλός κύκλος αναγέννησης με 2 διαμερίσματα.



Σχήμα 14.8 Επίλυση εξισώσεων κύκλου αναγέννησης.



Σχήμα 14.9 Επίλυση εξισώσεων κύκλου αναγέννησης.

Στο Σχήμα 14.8 στην ευθεία:

- A: C_p και ρ θεωρούνται σταθερά.
- B: C_p σταθερό και ρ μεταβλητό.
- C: ρ σταθερό και C_p μεταβλητό.
- D: C_p και ρ μεταβλητό.

Παρακολουθούμε ότι την μεγαλύτερη επίπτωση την έχει το μεταβλητό C_p ενώ η θεώρηση της μεταβαλλόμενης πυκνότητας είναι ανεπαίσθητη. Στο Σχήμα 14.9 με διακεκομμένη ευθεία βλέπουμε τα αποτελέσματα με θεώρηση σταθερού C_p ενώ με την κανονική ευθεία βλέπουμε τα αποτελέσματα με θεώρηση μεταβλητού C_p . Παρατηρούμε ότι υπάρχει επίδραση και στην θερμοκρασία στην ακτινική απόσταση όπως και στον χρόνο. Τελικά μπορούμε να πούμε ότι τουλάχιστον η μη σταθερότητα του C_p δεν μπορεί να θεωρηθεί αμελητέα μιας και οδηγεί σε υπερεκτιμημένα αποτελέσματα

15. ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ – ΝΕΑ – ΥΒΡΙΔΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ.

15.1) Εισαγωγή.

Στο κεφάλαιο αυτό θα περιγράψουμε μηχανισμούς που συνδυάζουν την ψύξη με προσρόφηση με άλλες διεργασίες με σκοπό την επιπλέον εξοικονόμηση ενέργειας και τον συνδυασμό της με θέρμανση νερού χρήσης. Επιπλέον θα παρουσιάσουμε πρωτότυπους νέους μηχανισμούς που κατασκευάστηκαν κατά καιρούς και ξεφεύγουν από την κλασική νοοτροπία δημιουργίας μιας ανάλογης μηχανής. Τα πλεονεκτήματά τους είναι εμφανή και μας επιτρέπουν συνεχή χρήση των κατασκευών ενώ ταυτόχρονα αυτές οι πιο “compact” δημιουργίες βοηθούν και στην ανάπτυξη ενός νέου εμπορίου ηλιακής θέρμανσης και ψύξης. Πιστεύεται ότι τέτοιες εφαρμογές μπορούν να ομαλοποιήσουν αλλά και να επιτρέψουν ακόμα την είσοδο στην παγκόσμια αγορά προσροφητικών μηχανισμών.

15.2) Υβριδικά συστήματα θέρμανσης και ψύξης 24ωρου κύκλου.

Πρόκειται για συστήματα που συνδυάζουν θέρμανση και ψύξη μέσα στο 24ωρο. Έχουν παρουσιαστεί μηχανισμοί που επιτρέπουν μόνο ένα ποσό του 24ωρου ψύξη και το υπόλοιπο θέρμανση και αυτοί αποτελούν την πλειοψηφία. Τελευταία όμως βλέπουμε δειλά και την εμφάνιση κατασκευών που μπορούν να επιτρέψουν εναλλασσόμενη παραγωγή όλο το 24ωρο. Θα σχολιάσουμε και τις δύο συλλήψεις.

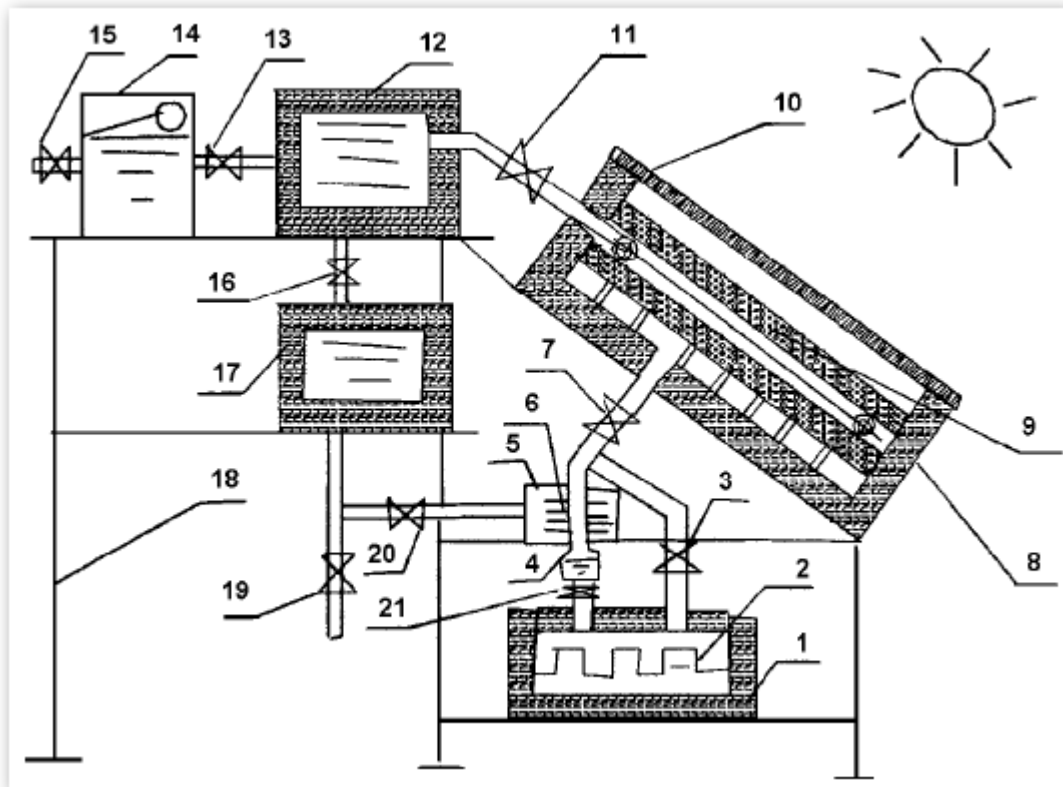
15.2.1) Επίπεδου συλλέκτη.

Η πιο σημαντική αναφορά που έχουμε μέχρι τώρα προήλθε από το Κινεζικό πανεπιστήμιο Jiao Tong κρυογονικής και ψύξης στην Shanghai το 2002. Οι εκεί επιστήμονες μετά από πολλούς πειραματισμούς και θεωρητικές αναλύσεις πρότειναν και κατασκεύασαν ένα πειραματικό πρωτότυπο που εικονίζεται στη Σχήμα 15.1. Μετά από την χρήση του διαπίστωσαν ότι το νερό ψύξεως της τράπεζας αύξησε το ψυκτικό αποτέλεσμα κατά την προσρόφηση, ότι μπορεί να χειριστεί εύκολα και να παράγει πάγο αποδοτικά. Φυσικά υπήρχαν και μειονεκτήματα όπως ότι εάν δεν υπάρχει επαρκείς αριθμός αγωγών που θα μεταφέρουν το HTF, στην προκειμένη νερό, και άρα μιλάμε και για επιπλέον κόστος, η μέση ηλιακή ακτινοβολία δεν επαρκεί για την απομάκρυνση.

Αρχή λειτουργίας του μηχανισμού

Στο σχήμα αυτό βλέπουμε αριθμητικά (1) Δοχείο πάγου, (2) Ατμοποιητής, (3) (7) Βαλβίδες κενού, (4) Αποθηκευτικός χώρος του ψυκτικού, (5) Δοχείο συμπυκνωτή, (6) Συμπυκνωτής, (8) Μόνωση, (9) Προσροφητική τράπεζα, (10) Υαλοπίνακας, (11) (13) (15) (16) (19) (20) Βαλβίδες νερού, (12)

Άνω δεξαμενή νερού, (14) Ενδιάμεση δεξαμενή νερού, (17) Κάτω δεξαμενή νερού, (18) Ιστός στήριξης, (21) Εκτονωτική βαλβίδα.



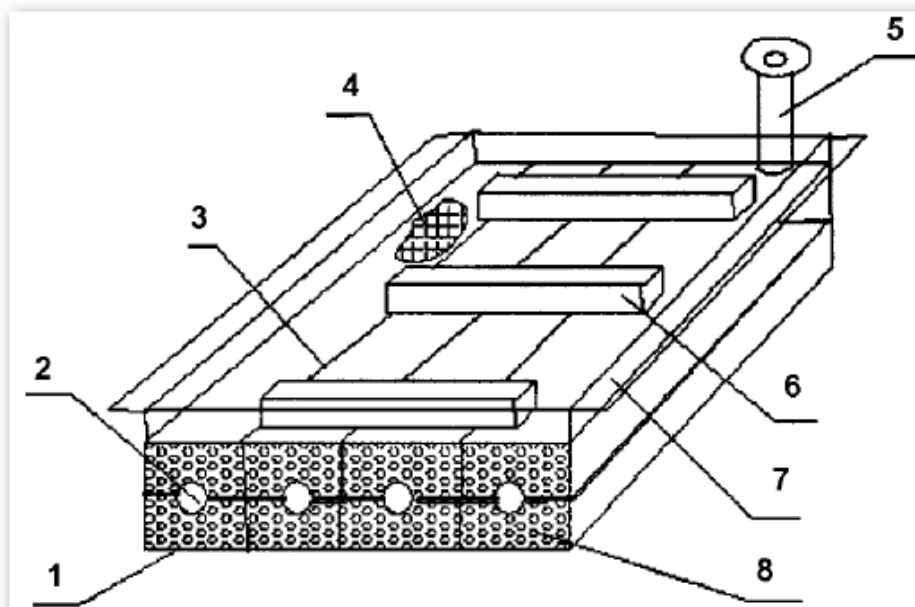
Σχήμα 15.1 Πειραματικό πρωτότυπο του Κινέζικου πανεπιστημίου Jiao Tong κρυογονικής και ψύξης το 2002.

Το μέρος κλειδί της κατασκευής είναι η προσροφητική τράπεζα, κατασκευασμένη από ένα αλουμινένιο δοχείο, μέσα στην οποία τοποθετείται ο ενεργός άνθρακας που καλύπτεται από επιλεκτική βαφή στην κορυφή της. Τα παραπάνω τοποθετούνται πίσω από ένα υαλοπίνακα σε ένα μονωμένο περιβάλλον. Σαν επιπλέον στα παραπάνω ένας κλασικός απορροφητήρας τοποθετείται μεταξύ των δύο στρωμάτων AC που έρχεται σε επαφή με αγωγούς νερού που μεταφέρουν την θερμότητα.

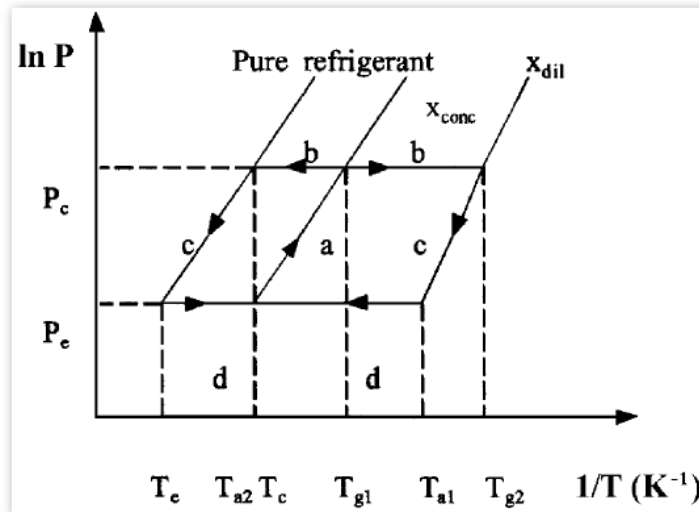
Η κατασκευή δουλεύει ως εξής: Κατά τη διάρκεια της μέρας η προσροφητική τράπεζα δέχεται ηλιακή ακτινοβολία που ανεβάζει την θερμοκρασία της. Κατά τη διάρκεια αυτής της θέρμανσης οι βαλβίδες (7) και (11) είναι κλειστές. Όταν η θερμοκρασία φτάσει την $Tg1$ οι βαλβίδες (7) και (21) ανοίγουν και ο προσροφητής αρχίζει να απομακρύνει το ψυκτικό προς το συμπυκνωτή. Περνώντας από το δοχείο συμπύκνωσης το ψυκτικό συμπυκνώνεται και καταλήγει στον αποθηκευτικό χώρο του στο (4). Από εκεί ρέει προς τον ατμοποιητή από την στραγγαλιστική βαλβίδα (21). Αυτή η διαδικασία συνεχίζεται μέχρι η θερμοκρασία της προσροφητικής τράπεζας να φτάσει την $Tg2$. Το απόγευμα οι βαλβίδες (7) και (21) κλείνουν και ανοίγει η (11). Κατά τη διάρκεια αυτής της περιόδου το νερό που βρίσκεται στην άνω δεξαμενή διέρχεται από τον συλλέκτη στο εσωτερικό μεταξύ των δύο στρωμάτων του AC και δεσμεύει την θερμοκρασία της τράπεζας απομακρύνοντας

την πίσω στην δεξαμενή, η τράπεζα με την σειρά της ρίχνει την θερμοκρασία της και ψύχεται. Αυτή η διαδικασία συνεχίζεται και όταν η θερμοκρασία στην άνω δεξαμενή φτάσει ένα επιτρεπτό και αναμενόμενο όριο πχ τους 50C η βαλβίδα (16) ανοίγει και το νερό ρέει προς την κάτω δεξαμενή (17) για οικιακή χρήση. Μετά ανοίγουμε την βαλβίδα (13) για να ξαναγεμίσουμε την άνω δεξαμενή (12). Αυτή η διαδικασία συνεχίζεται μέχρι η προσροφητική τράπεζα να φτάσει την θερμοκρασία Ta1 τότε οι βαλβίδες (3) και (7) ανοίγουν και αρχίζει η προσρόφηση του ψυκτικού από την τράπεζα ατμοποιώντας το ψυκτικό που υγροποιήθηκε κατά της πρωινές ώρες παράγοντας έτσι το ψυκτικό αποτέλεσμα. Σχηματίζεται κατά αυτήν την διαδικασία πάγος στα τοιχώματα του ατμοποιητή. Λόγω του ότι η προσρόφηση είναι εξώθερμη διαδικασία στο τέλος αυτής η τράπεζα έχει φτάσει την θερμοκρασία Ta2. Κατά τη διάρκεια της προσρόφησης νερό από την δεξαμενή (12) συνεχίζει να ψύχει την τράπεζα απομακρύνοντας θερμότητα προς την δεξαμενή που με τη σειρά της αυτή ανεβάζει την θερμοκρασία της. Με αυτήν την διαδικασία δεν είναι αναγκαίο να προσθέσουμε dampers – διαφράγματα όπως απαιτείται στις κατασκευές απλού κύκλου. Επιπλέον η διαδικασία είναι πολύ απλή και εναλλάσσει την παραγωγή θέρμανσης και ψύξεως ανά δώδεκα ώρες.

Τον θερμοδυναμικό κύκλο λαμβάνουμε στο Σχήμα15.3 ενώ την μορφή της προσροφητικής τράπεζας με τον απορροφητή και τους αγωγούς έχουμε στο Σχήμα15.2.



Σχήμα 15.2 Κατασκευαστικές λεπτομέρειες.



Σχήμα 15.3 Θερμοδυναμικός κύκλος πρωτότυπου.

Ενεργειακή ανάλυση

Η ενέργεια που προήλθε από τον ήλιο (αριστερό μέλος της 15.1) ισούται με την θερμότητα που δεσμεύτηκε από την τράπεζα Q_U συν τις απώλειες σε αυτήν Q_I . Το ισοζύγιο δίνεται από την (15.1).

$$A_e \cdot I \cdot (\tau_a) = Q_U + Q_I \dots \dots \dots (15.1)$$

Η δεσμευμένη ενέργεια δίνεται από την (15.2). Το πρώτο μέλος είναι η ενέργεια που δέχτηκε η μεταλλική πλάκα και ο προσροφητής. Ο δεύτερος όρος είναι η θερμότητα που απορρόφησε το ψυκτικό σε υγρή μορφή από T_{a2} σε T_{g1} . Ο τρίτος όρος είναι η θερμότητα κατά την απομάκρυνση. Ο τέταρτος όρος είναι η θερμότητα του ψυκτικού που δεν απομακρύνθηκε και παρέμεινε στο προσροφητικό. Όπου M_m είναι η αγωγήμη μάζα της μεταλλικής πλάκας στην προσροφητική τράπεζα, M_a η μάζα του προσροφούμενου, C_{pl} ειδική θερμοχωρητικότητα του ψυκτικού υπό σταθερή πίεση στην υγρή φάση, C_{pa} ειδική θερμοχωρητικότητα του ψυκτικού υπό σταθερή πίεση στην αέρια φάση, C_{pm} ειδική θερμοχωρητικότητα της μεταλλικής πλάκας υπό σταθερή πίεση.

$$Q_U = \int_{T_{a2}}^{T_{g2}} (M_m \cdot C_{pm} + M_a \cdot C_{pa}) \cdot dT + \int_{T_{a2}}^{T_{g1}} x_{conc} \cdot M_a \cdot C_{pl} \cdot dT + \int_{T_{g1}}^{T_{g2}} h_d \cdot M_a \cdot dx + \int_{T_{g1}}^{T_{g2}} x \cdot M_a \cdot C_{pl} \cdot dT \dots \dots \dots (15.2)$$

Η θερμότητα κατά την απομάκρυνση μπορεί να υπολογιστεί από την (15.3).

$$H_d = \int_{T_{g1}}^{T_{g2}} h_d \cdot M_a \cdot dx = \int_{T_{g1}}^{T_{g2}} h_d \cdot M_a \cdot \frac{dx}{dT} \cdot dT \dots \dots \dots (15.3)$$

Η h_d μπορεί να υπολογιστεί από την (15.4) όπως εξάγεται από την εξίσωση Clausius – Clapeyron. Όπου T_c είναι η θερμοκρασία συμπύκνωσης.

$$h_d = R \cdot A \cdot \frac{T}{T_c} \dots \dots \dots (15.4)$$

Η συγκέντρωση μπορεί να ληφθεί από την εξίσωση Dubinin – Raduskevich (D-R) (15.5). Όπου Ts είναι η θερμοκρασία κορεσμού στην πίεση Ps.

$$x = x_o \cdot \exp \left[-k \cdot \left(\frac{T}{T_s} - 1 \right)^n \right] \dots\dots\dots (15.5)$$

Για ζεύγος Ενεργού άνθρακα / Μεθανόλης μπορούμε σε πρώτη προσέγγιση να χρησιμοποιήσουμε τις παρακάτω σταθερές.

$$k = 13,289 \quad n = 1,33 \quad x_o = 0.238$$

Κατά τη διάρκεια που η τράπεζα ψύχεται από το νερό υποθέτουμε ότι η μάζα αυτού στην δεξαμενή (12) είναι Mwc και ότι η αύξηση στην θερμοκρασία της μετά την απομάκρυνση της θερμότητας είναι ΔTwc. Τότε μπορούμε να την βρούμε από την εξίσωση (15.6) που ουσιαστικά είναι το ποσό θερμότητας που παράχθηκε κατά την θέρμανση και συνεπώς το ίδιο πρέπει να αφαιρεθεί. Το πρώτο μέρος της εξίσωσης είναι το άθροισμα της θερμότητας στην μεταλλική πλάκα και στον προσροφητή και το δεύτερο είναι η θερμότητα του ψυκτικού που δεν απομακρύνθηκε και παρέμεινε στο προσροφητικό και συνεπώς αφαιρείται (η πορεία είναι Tg2 – Ta1 αντιστρέφοντας τα όρια στο ολοκλήρωμα δέχεται θετικό πρόσημο μπροστά). Όπου Crw ειδική θερμοχωρητικότητα του HTF όπου εδώ είναι το νερό υπό σταθερή πίεση.

$$M_{wc} \cdot C_{pw} \cdot \Delta t_{wc} = \int_{Ta2}^{Tg2} (M_m \cdot C_{pm} + M_a \cdot C_{pa}) \cdot dT + \int_{Ta1}^{Tg2} x_{dil} \cdot M_a \cdot C_{pl} \cdot dT \dots\dots\dots (15.6)$$

Η εξίσωση (15.6) δίνει την θερμότητα που πρέπει να μεταφέρθηκε στην δεξαμενή κατά την ψύξη της τράπεζας. Όμως έχουμε και άλλο ένα ποσό θερμότητας που προέρχεται από την εξώθερμη προσρόφηση και πρέπει και αυτό να δεσμευτεί. Όπως περιγράψαμε την πορεία παραπάνω μπορεί ήδη το νερό στην δεξαμενή (12) να έχει φτάσει το όριο του και άρα να έχει μετακινηθεί προς την (17) οικιακής χρήσης άρα θεωρούμε ότι σε αυτήν (12) υπάρχει νέα ποσότητα νερού που προήλθε από την (14) μάζας Mwa που δεσμεύει την θερμότητα αυτή της προσρόφησης και η νέα μεταβολή ορίζεται ΔTwa. Φυσικά θα μπορούσαμε να διατηρήσουμε την υπάρχουσα μάζα του νερού στην (12) και μετά και την δέσμευση της θερμοκρασίας προσρόφησης να την μετακινήσουμε στην (17), στην παρούσα περίπτωση θεωρούμε ότι γίνεται η πρώτη περίπτωση. Η μεταβολή αυτή δίνεται από την εξίσωση (15.7).

$$M_{wa} \cdot C_{pw} \cdot \Delta t_{wa} = H_a \dots\dots\dots (15.7)$$

Το Ha δίνεται από την (15.8) εφάμιλλη της (15.3).

$$H_a = \int_{Ta1}^{Ta2} RA \left(\frac{T}{T_c} \right) M_a \frac{dx}{dT} dT \dots\dots\dots (15.8)$$

Το ψυκτικό που έχει απομακρυνθεί συμπυκνώνεται στον συμπυκνωτή και ρέει στον ατμοποιητή. Όταν η πίεση στην προσροφητική τράπεζα είναι μικρότερη από την πίεση ατμοποίησης το υγρό

ψυκτικό θα ατμοποιηθεί και θα παραχθεί το ψυκτικό αποτέλεσμα. Όμως ένα ποσό θα χρησιμοποιηθεί για να ψύξει το εργαζόμενο μέσο μέχρι την πίεση ατμοποίησης. Το ψυκτικό αποτέλεσμα μπορεί αν δοθεί από την (15.9). Όπου L_e είναι η λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης της μεθανόλης, M_a είναι η μάζα του προσροφητή, x_{conc} είναι η συγκέντρωση στο τέλος της συμπύκνωσης και x_{dil} είναι η συγκέντρωση στο τέλος της απομάκρυνσης.

$$Q_{ref} = \Delta x \cdot M_a \cdot L_e - \int_{T_e}^{T_c} \Delta x \cdot M_a \cdot C_{pl} \cdot dT \dots\dots\dots (15.9)$$

Η διαφορά συγκεντρώσεων Δx δίνεται από την (15.10).

$$\Delta x = x_{conc} - x_{dil} \dots\dots\dots (15.10)$$

Για να αναλύσουμε το ψυκτικό αποτέλεσμα του υβριδικού συστήματος είναι αναγκαίο να εισάγουμε το συντελεστή απόδοσης του κύκλου COP_{cycle} και τον ηλιακό συντελεστή απόδοσης COP_{solar} στις εξισώσεις (15.11) και (15.12).

$$COP_{cycle} = \frac{Q_{ref}}{Q_U} \dots\dots\dots (15.11)$$

$$COP_{solar} = \frac{Q_{ref}}{\int i(t) \cdot dT} \dots\dots\dots (15.12)$$

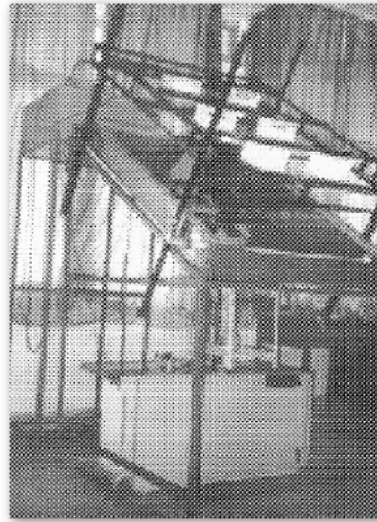
Επίσης εκτός από τους παραπάνω συντελεστές ακόμη δύο πρέπει να ληφθούν υπόψη αυτοί είναι ο συντελεστής απομάκρυνσης θερμότητας κατά την ψύξη ης που δίνεται στην (15.13) και φανερώνει το πόσο αποδοτικά απομακρύνεται η θερμότητα από την τράπεζα, και ο συντελεστής απομάκρυνσης θερμότητας κατά την προσρόφηση (15.14).

$$\eta_c = \frac{M_{wc} \cdot C_{pw} \cdot \Delta t_{wc}}{\int i(t) \cdot dT} \dots\dots\dots (15.13)$$

$$\eta_a = \frac{M_{wa} \cdot C_{pw} \cdot \Delta t_{wc}}{\int i(t) \cdot dT} \dots\dots\dots (15.14)$$

Πειράματα και προσομοίωση

Πρωτότυπο της μηχανής αυτής κατασκευάστηκε, Σχήμα15.4 ώστε να γίνουν πειραματικές μετρήσεις καθώς και ένα μοντέλο σε γλώσσα Fortran βασισμένο στις παραπάνω εξισώσεις με σκοπό να συγκριθούν τα αποτελέσματα. Πειράματα έγιναν μεταξύ δύο 24ώρων και τα αποτελέσματα δίνονται στον Πίνακα15.1. Η προσομοίωση έγινε για διάφορες επιφάνειες συλλέκτη και ηλιακής ακτινοβολίας και τα αποτελέσματα δίνονται στον Πίνακα15.2.



Σχήμα 15.4 Πρωτότυπο της μηχανής πειραματικών μετρήσεων.

Experimental data	Collector area (m ²)	Radiation flux (MJ)	Ice mass (kg)	COP _{solar}	Heating efficiency in cooling process, η _c	Heating efficiency in adsorption process, η _a
8/7/2002	1.0	17.0	5.5	0.108	0.24 (60 kg water, temperature raised from 24°C to 40°C)	0.14 (60 kg water, temperature raised from 32°C to 42°C)
12/7/2002	1.0	16.4	5.0	0.102	0.23 (60 kg water, temperature raised from 23°C to 39°C)	0.13 (60 kg water, temperature raised from 35°C to 43°C)

Πίνακας 15.1 Αποτελέσματα μετρήσεων.

Collector area (m ²)	Radiation flux (MJ)	Ice mass (kg)	COP _{solar}	Heating efficiency in cooling process, η _c	Heating efficiency in adsorption process, η _a
1.0	17.3	5.5	0.097	0.216 (60 kg water, temperature raised from 23°C to 37°C)	0.133 (60 kg water, temperature raised from 30°C to 39°C)
2.0	34.6	10.5	0.101	0.216 (60 kg water, temperature raised from 23°C to 52°C)	0.133 (60 kg water, temperature raised from 30°C to 48°C)
3.0	51.8	15.0	0.097	0.216 (60 kg water, temperature raised from 23°C to 67°C)	0.133 (60 kg water, temperature raised from 30°C to 57°C)

Πίνακας 15.2 Αποτελέσματα προσομείωσης.

Κάποια αποτελέσματα αποδόσεων σύμφωνα με το θεωρητικό μοντέλο δίνονται στον Πίνακα 15.3

Energy item	Energy value (MJ)	Energy ratio proportion (divided by radiation flux, or efficiency)
Radiation flux, $\int i(t) dt$	51.8	1
Heat used for solar collector heating and desorption, Q_u	28.4	0.54
Heat recovered by solar water heater during the cooling process, $M_{wc} C_{pw} \Delta t_{wc}$	11.19	$\eta_c = 0.216$
Heat recovered by solar water heater in the desorption process, $M_{wa} C_{pw} \Delta t_{wa}$	6.88	$\eta_a = 0.133$
Cold production, Q_{ref}	5.01	$COP_{solar} = 0.097$
Solar collector efficiency	$\eta_{heating} = \eta_c + \eta_a = 0.349$	
Total efficiency obtained by the system	$\eta_{total} = \eta_{heating} + COP_{solar} = 0.446$	

Πίνακας 15.3 Αποτελέσματα αποδόσεων σύμφωνα με το θεωρητικό μοντέλο.

Αποτελέσματα – Συχολιασμός

Από την πειραματική διερεύνηση, την προσομοίωση και την σύγκριση μεταξύ των αποτελεσμάτων μπορούν να εξαχθούν τα παρακάτω συμπεράσματα.

- Η θερμοκρασία της προσρόφησης επιτεύχθηκε αρκετά εύκολα. Το ψυκτικό αποτέλεσμα ήταν ανώτερο μιας κλασσικής εφαρμογής προσροφητικής μηχανής ψύξεως κάτι που οφείλεται και στο γεγονός ότι το HTF ήταν νερό και όχι αέρας.
- Η συγκεκριμένη τοποθέτηση του συλλέκτη απομακρύνει την ανάγκη παρουσίας damper για την αύξηση της συναγωγής κατά της απογευματινές ώρες που γίνεται η ψύξη της τράπεζας.
- Δύο διαφορετικοί στόχοι μπορούν να υλοποιηθούν με την παρούσα κατασκευή, πρώτων παροχή πάγου κατά τις πρωινές ώρες και παραγωγή ζεστού νερού κατά τις βραδινές ώρες.
- Παρόλο που η μηχανή αυτή σχεδιάστηκε για την λειτουργία της με ηλιακή ενέργεια δύναται να λειτουργήσει και με αποβάλλουσα θερμότητα από άλλες διεργασίες, εξατμίσεις αυτοκινούμενων, γεωθερμία κ.τ.λ.

15.2.1) Περιστρεφόμενου συλλέκτη.

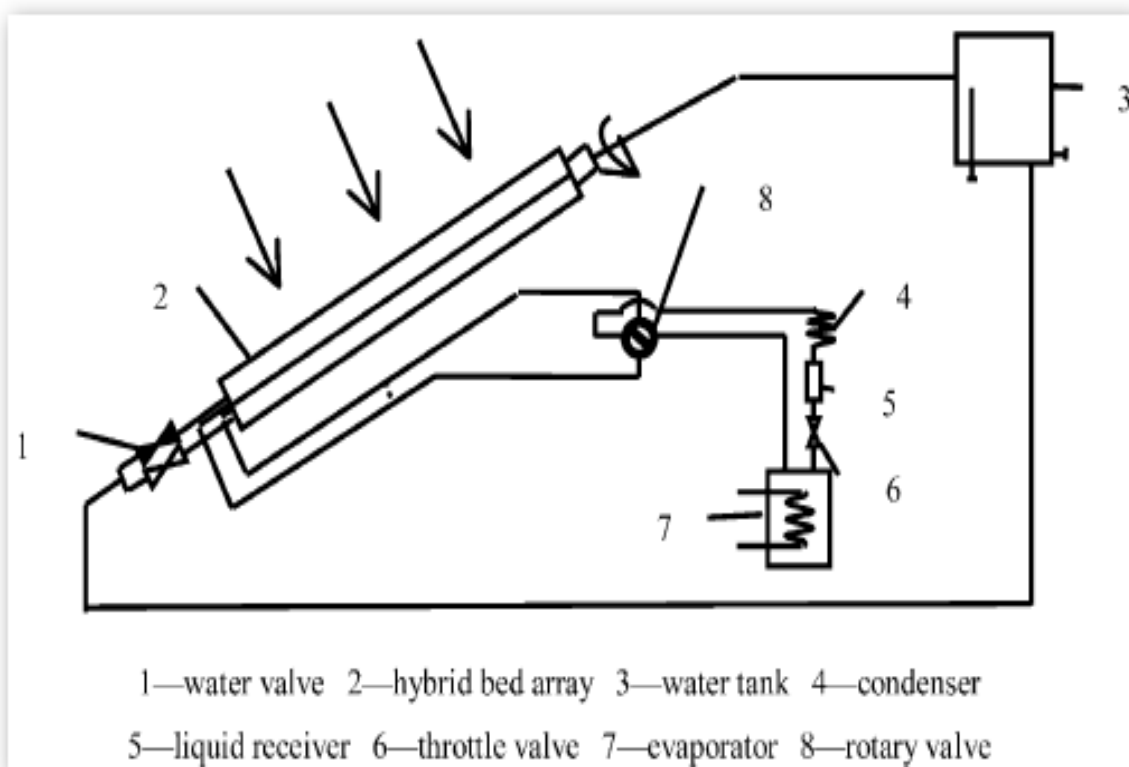
Η συγκεκριμένη σύλληψη βαδίζει επάνω στα θεμέλια που έθεσε αυτή της προηγούμενης παραγράφου. Η διαφορά σε αυτήν είναι ότι έχουμε την δυνατότητα 24ωρης ψύξης καθώς και θέρμανσης! Οι συνθήκες που επιτεύχθηκαν τα παρακάτω αποτελέσματα ήταν ακτινοβολία 21.6MJ, μέση θερμοκρασία περιβάλλοντος 29.9C, θερμοκρασία ατμοποίησης 5C, απόδοση ηλιακής

δέσμευσης 60%, συντελεστής μεταφοράς θερμότητας μεταξύ τράπεζας και περιβάλλοντος $a = 2(W / m^2 K)$. Τα αποτελέσματα είχαν ως εξής με μια προσροφητική τράπεζα, 30lt ζεστό νερό στους 47.8C με μέσο ψυκτικό COPcooling στο 0.18, μέσο θερμικό COPheating 0.34, ειδική ψυκτική απόδοση $SCP = 87.8(W / m^2)$, ειδική θερμική απόδοση $SHP = 165.9(W / m^2)$ (ανά τετραγωνικό συλλέκτη).

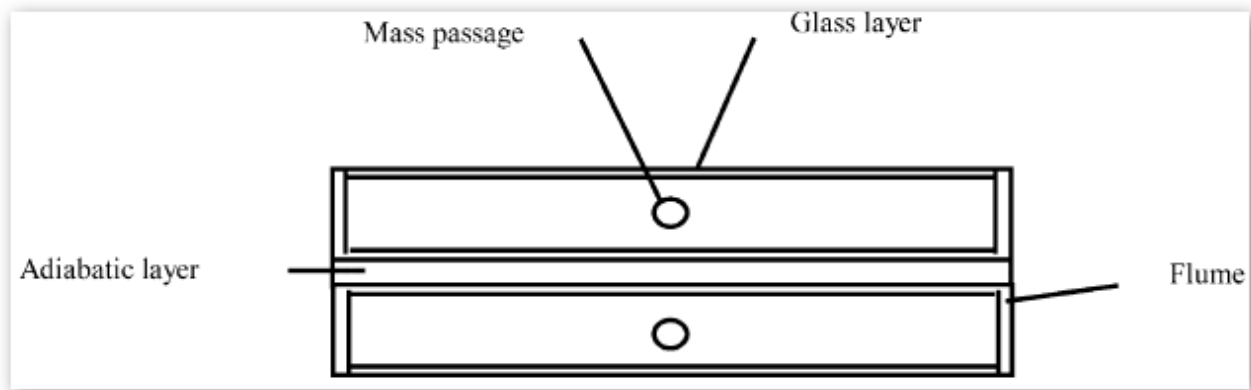
Αρχή λειτουργίας του μηχανισμού

Στο Σχήμα 15.5 παρουσιάζεται η κατασκευή. Με την σειρά αρίθμησης έχουμε (1) Βαλβίδα νερού, (2) Υβριδική προσροφητική τράπεζα, (3) Δεξαμενή νερού, (4) Συμπυκνωτής, (5) Συμπυκνωτής, (6) Στραγγαλιστική βαλβίδα, (7) Ατμοποιητής, (8) Βαλβίδα περιστροφής. Ο μηχανισμός αυτός σκοπό έχει να ξεπεράσει την ενδιάμεση λειτουργία του κύκλου δηλ. της πρωινής απομάκρυνσης και της βραδινής προσρόφησης. Για να ξεπεράσουμε αυτήν την αρνητική εξέλιξη καταρχήν δημιουργούμε μια τράπεζα με δύο μέρη – μπλοκ ενεργού άνθρακα που διαχωρίζονται από ένα αδιαβατικό επίπεδο μεταξύ τους και καλύπτονται από υαλοπίνακες Σχήμα 15.6. Διαχωρίζουμε λοιπόν την τράπεζα σε δύο μέρη το άνω και το κάτω.

Τις πρωινές ώρες το άνω μέρος απορροφά ηλιακή ακτινοβολία και καθώς οι ώρες περνούν η



Σχήμα 15.5 Θεωρητική διαμόρφωση περιστρεφόμενου συλλέκτη.



Σχήμα 15.6 Αδιαβατικό επίπεδο μεταξύ των δύο μπλόκ.

Θερμοκρασία σε αυτό αυξάνει. Όταν αυτή φτάσει την T_{g1} έχουμε απομάκρυνση υπό σταθερή πίεση P_{ev} του εργαζόμενου μέσου που συμπυκνώνεται στον συμπυκνωτή, συγκεντρώνεται στον αποθηκευτικό χώρο και δια της βαλβίδας στραγγαλισμού φτάνει στον ατμοποιητή. Αυτή η διαδικασία συνεχίζεται για περίπου δύο ώρες (στο συγκεκριμένο πρωτότυπο) και η θερμοκρασία πλέον φτάνει την οριακή T_{g2} . Αυτήν την στιγμή με την χρήση του περιστροφικού μηχανισμού η τράπεζα περιστρέφεται κατά 180 μοίρες και τα μέρη αλλάζουν θέση ως προς τον κατακόρυφο άξονα, αυτή είναι και η ουσιαστικότερη στιγμή του μηχανισμού. Τώρα το άνω μέρος θερμαίνεται από την ηλιακή ακτινοβολία ενώ το κάτω ψύχεται από την δεξαμενή που φυλάσσεται με φυσική ροή. Το απόγευμα μετά από αρκετή ανακυκλοφορία του ρευστού το νερό έχει θερμανθεί αρκετά για την οικιακή του χρήση. Το βράδυ λόγω της έλλειψης θερμικής πηγής και οι δύο τράπεζες προσροφούν και συνεπώς παράγουν ψυκτική ισχύ. Μια τροποποίηση θα μπορούσε να γίνει έτσι ώστε η θερμοκρασία του νερού να έχει αυξηθεί τόσο που να χρησίμευε στην θέρμανση της μιας από τις δύο τράπεζες κατά τις βραδινές ώρες.

Ενεργειακή ανάλυση

Θεωρώντας ομοιογενή τις θερμοκρασίες σε όλη την τράπεζα και την άνω και την κάτω και στις δύο φάσεις που περνούν, προσρόφηση απομάκρυνση μπορούμε να αναπτύξουμε ένα θεωρητικό μοντέλο. Θεωρούμε πέντε υποσυστήματα (1) Άνω τράπεζα, (2) Κάτω τράπεζα, (3) Συμπυκνωτή, (4) Ατμοποιητή, (5) Δεξαμενή νερού.

Για την δεξαμενή νερού ισχύει το ενεργειακό ισοζύγιο της (15.15). Όπου M_{wt} είναι η μάζα του νερού στην δεξαμενή που ρέει, T_{wt} είναι η μέση θερμοκρασία του νερού εντός της δεξαμενής (K), G_{pw} είναι ο ρυθμός ροής του νερού (kg/sec), C_{pw} είναι η σταθερά θερμοχωρητικότητας του νερού στην δεξαμενή υπό σταθερή πίεση.

$$G_w C_{pw} (T_{wout} - T_{win}) = M_{wt} C_{pw} \frac{dT_{wt}}{dt} \dots\dots\dots (15.15)$$

Για τον συμπυκνωτή το ενεργειακό ισοζύγιο δίνεται από την (15.16). Όπου M_a είναι η μάζα του ψυκτικού, C_{prg} θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση του ψυκτικού ατμού, Q_{co} είναι η απώλεια θερμότητας στον συμπυκνωτή, T_{co} η θερμοκρασία συμπύκνωσης, L λανθάνουσα θερμοκρασία ατμοποίησης του ψυκτικού.

$$Q_{co} = M_a [C_{prg} (T_{co} - T) - L] \frac{dx}{dt} \dots\dots\dots (15.16)$$

Για τον ατμοποιητή το ενεργειακό ισοζύγιο δίνεται από την (15.17). Όπου C_{prl} είναι η θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση του υγρού ψυκτικού, T_{ev} η θερμοκρασία ατμοποίησης, $Q_{cooling}$ είναι η ψυκτική ικανότητα του ατμοποιητή.

$$Q_{cooling} = M_a [L - C_{prl} (T - T_{ev})] \frac{dx}{dt} \dots\dots\dots (15.17)$$

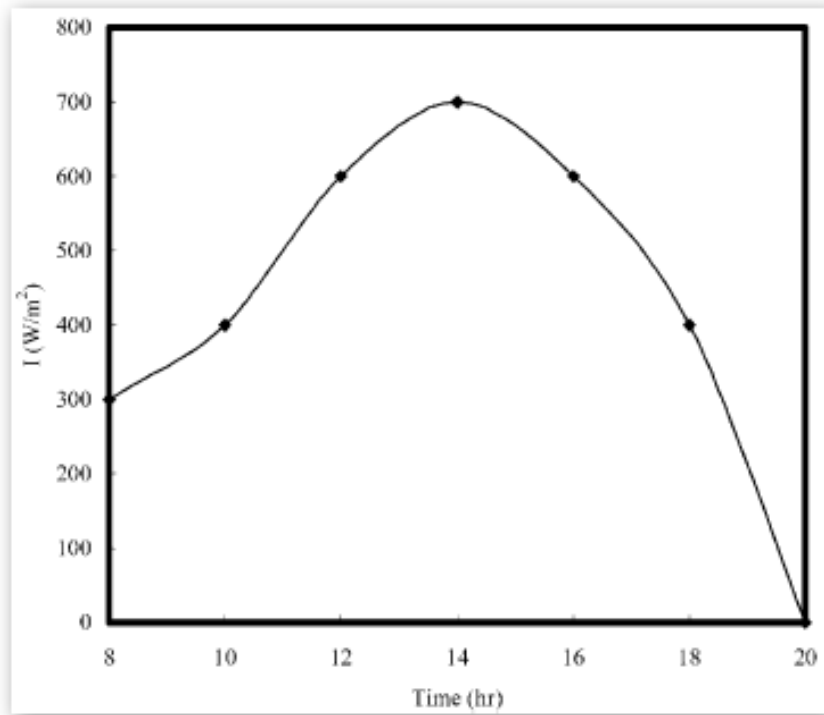
Ο συντελεστής απόδοσης της εγκατάστασης όσον αφορά την ψύξη δίνεται από την εξίσωση (15.18) και όσον αφορά την ηλιακή εκμετάλλευση από την (15.19).

$$COP_{cooling} = \frac{\int Q_{cooling} dt}{\int I(t) A dt} \dots\dots\dots (15.18)$$

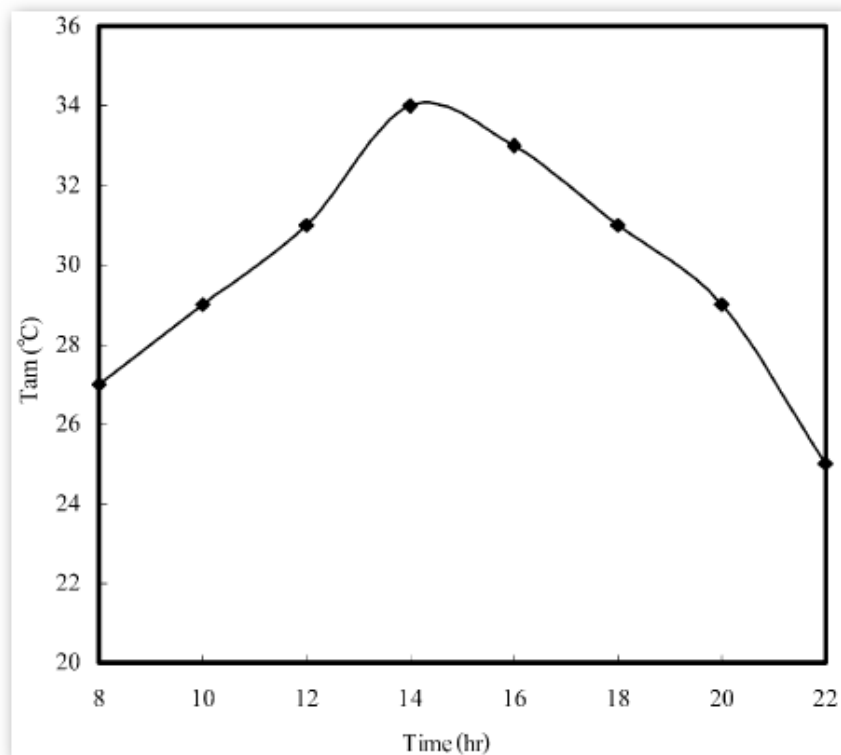
$$COP_{heating} = \frac{\int M_{wt} C_{pw} \frac{dT_{wt}}{dt} dt}{\int I(t) A dt} \dots\dots\dots (15.19)$$

Πειράματα και προσομοίωση

Πρωτότυπο της μηχανής αυτής κατασκευάστηκε από την ίδια ομάδα που κατασκεύασε και τον μηχανισμό της προηγούμενης παραγράφου και τον δοκίμασε μια μέρα με ηλιακά χαρακτηριστικά και θερμοκρασία που δίνονται αντίστοιχα στο Σχήμα15.7 και Σχήμα15.8. Τα δεδομένα δε που χρησιμοποιήθηκαν στην μοντελοποίηση του συστήματος δίνονται στον Πίνακα15.4. Μετά την μοντελοποίηση αυτού με πεπερασμένες διαφορές και υπολογιστικό κώδικα λάβαμε τα δεδομένα που καταχωρούνται στα Σχήματα15.9-17. Η παρακάτω ανάλυση είναι πολύ εκτενής αφού περιέχει ένα μεγάλο πλήθος δυνατών συνδυασμών για διάφορες ποσότητες προσροφητικού υλικού.



Σχήμα 15.7 Ηλιακά χαρακτηριστικά πειράματος.

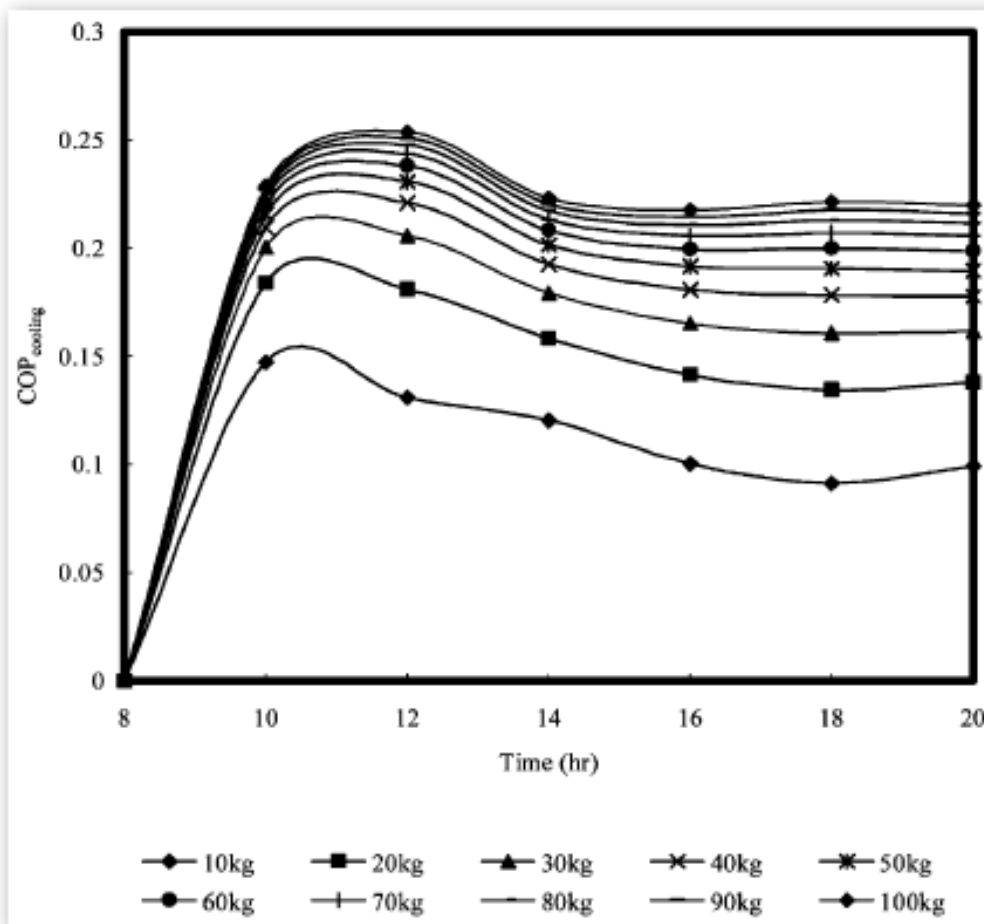


Σχήμα 15.8 Ηλιακά χαρακτηριστικά πειράματος.

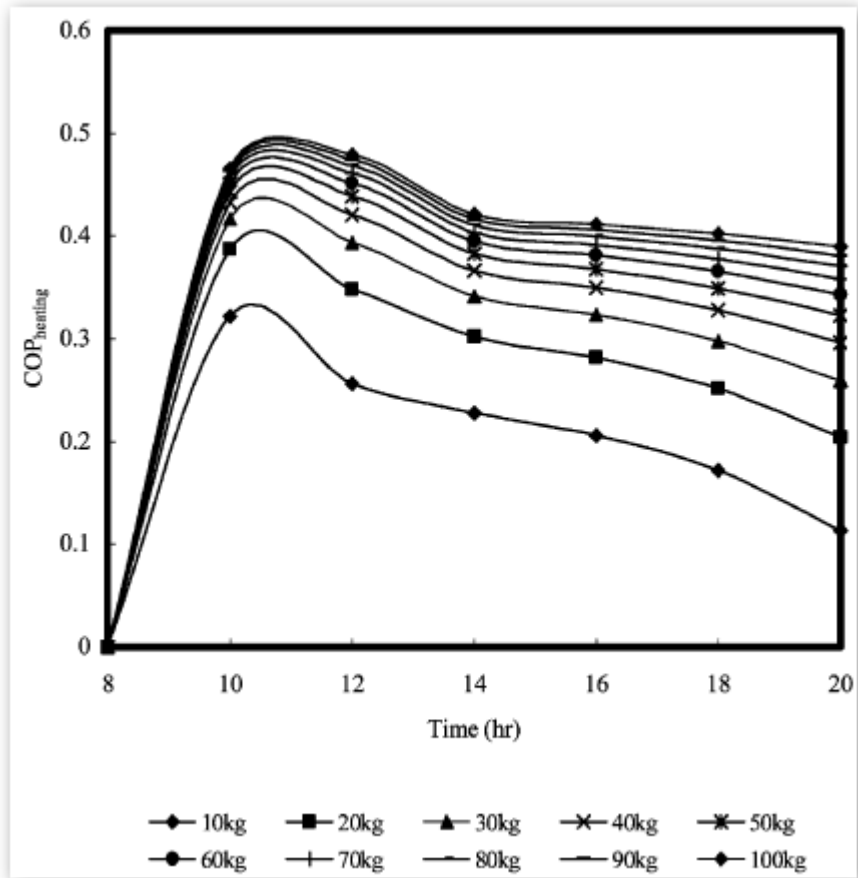
Parameters for calculation and design

Name	Value
Heat-transfer coefficient between lower bed and ambient α (W/m ² •K)	2
Water mass in water tank M_{wt} (kg)	10–100
Initial water temperature in water tank T_{wt0} (K)	298
Adsorbent mass M_a (kg)	2
Mass of adsorber material M_b (kg)	4
Heat-collecting coefficient of upper bed η	0.6
Heat-collecting area of upper bed A (m ²)	0.4
Isobaric specific heat of adsorbent χ_{pa} (J/kg K)	1200
Isobaric specific heat of adsorbate liquid χ_{pri} (J/kg K)	2736
Isobaric specific heat of adsorber material χ_{pb} (J/kg K)	1000
Isobaric specific heat of cooling water χ_{pw} (J/kg K)	4180
Latent heat of vaporization of adsorbate λ (J/kg)	1,102,000
Maximum of adsorption capacity ξ_o (kg/kg) [2]	0.333
Adsorption parameter $\kappa = \kappa_1 = \kappa_2$ [2]	12.436
Adsorption parameter $\nu = \nu_1 = \nu_2$ [2]	1.3

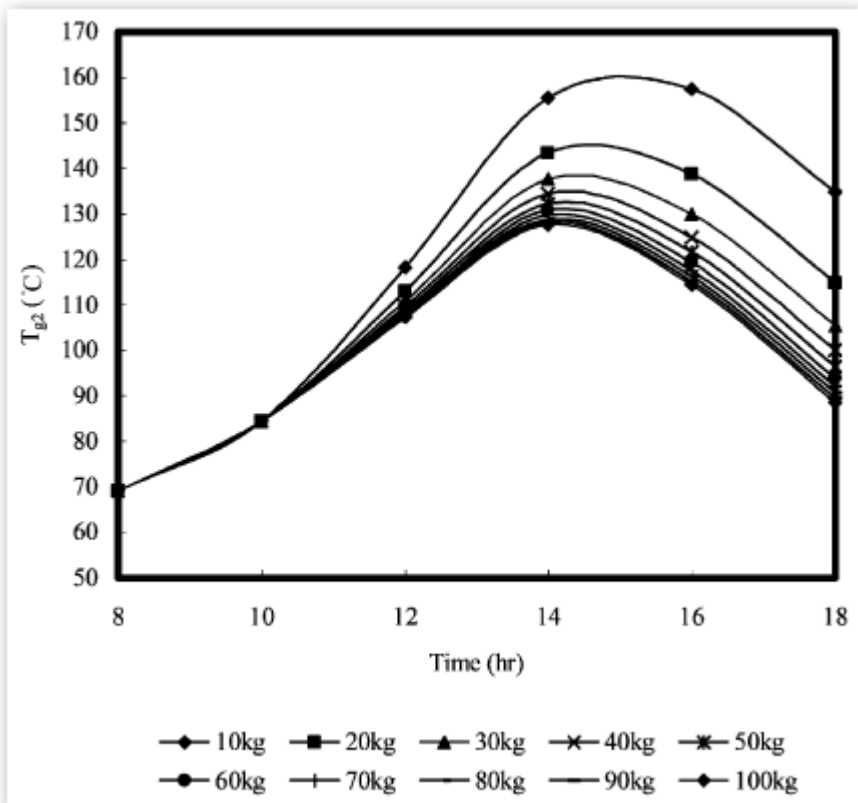
Πίνακας 15.4 Τα δεδομένα που χρησιμοποιήθηκαν στην μοντελοποίηση του συστήματος.



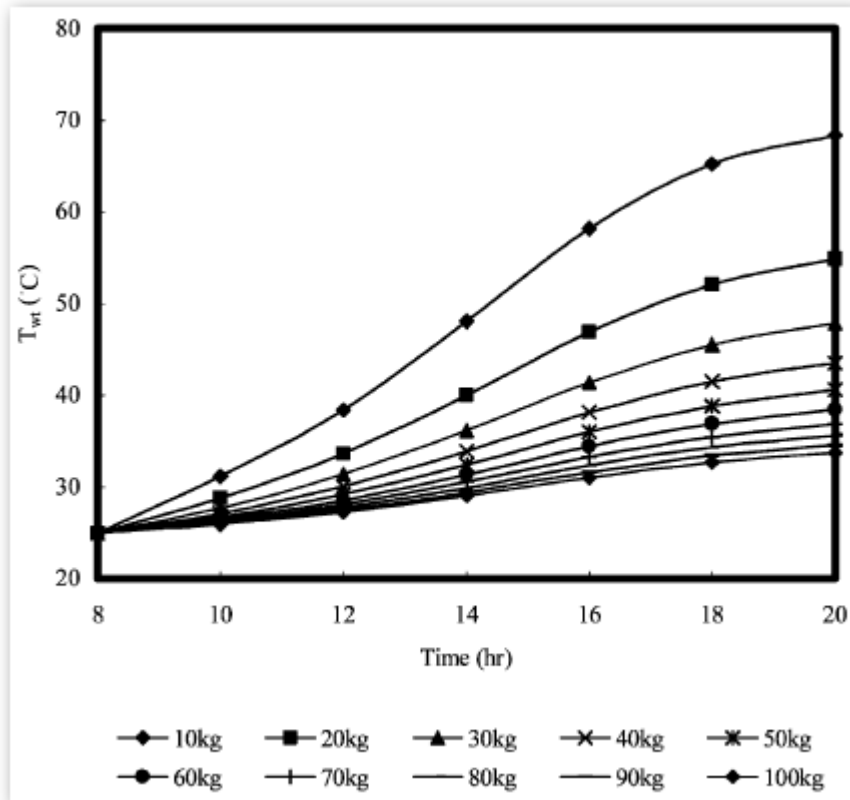
Σχήμα 15.9 Αποτελέσματα θεωρητικού μοντέλου με Πεπερασμένες διαφορές.



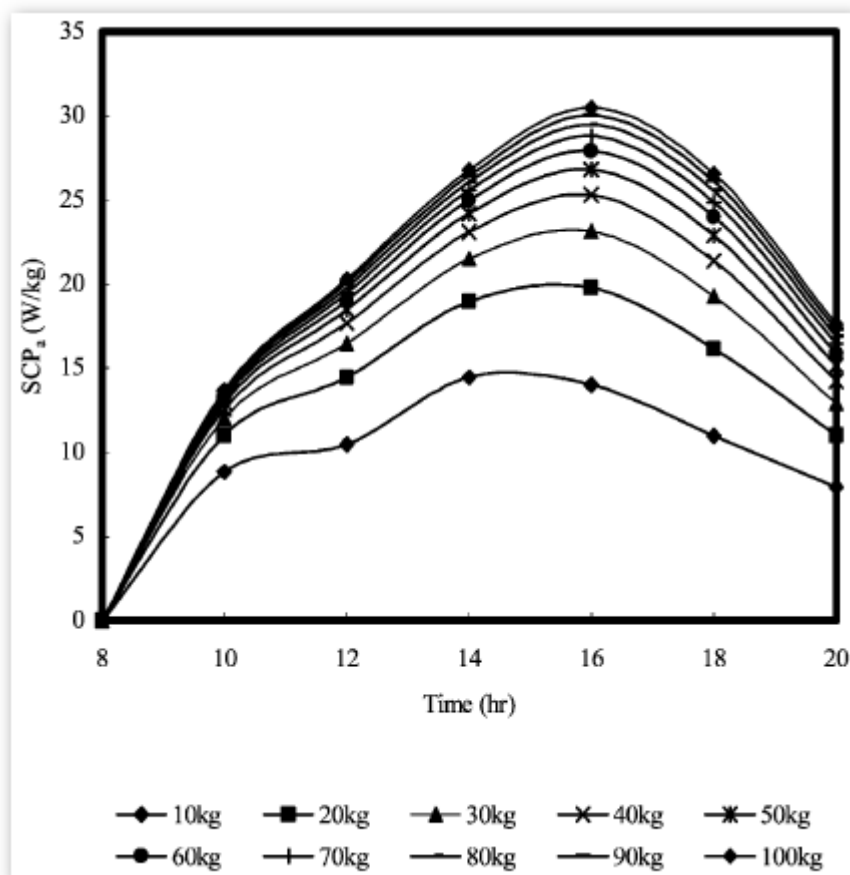
Σχήμα 15.10 Αποτελέσματα θεωρητικού μοντέλου με Πεπερασμένες διαφορές.



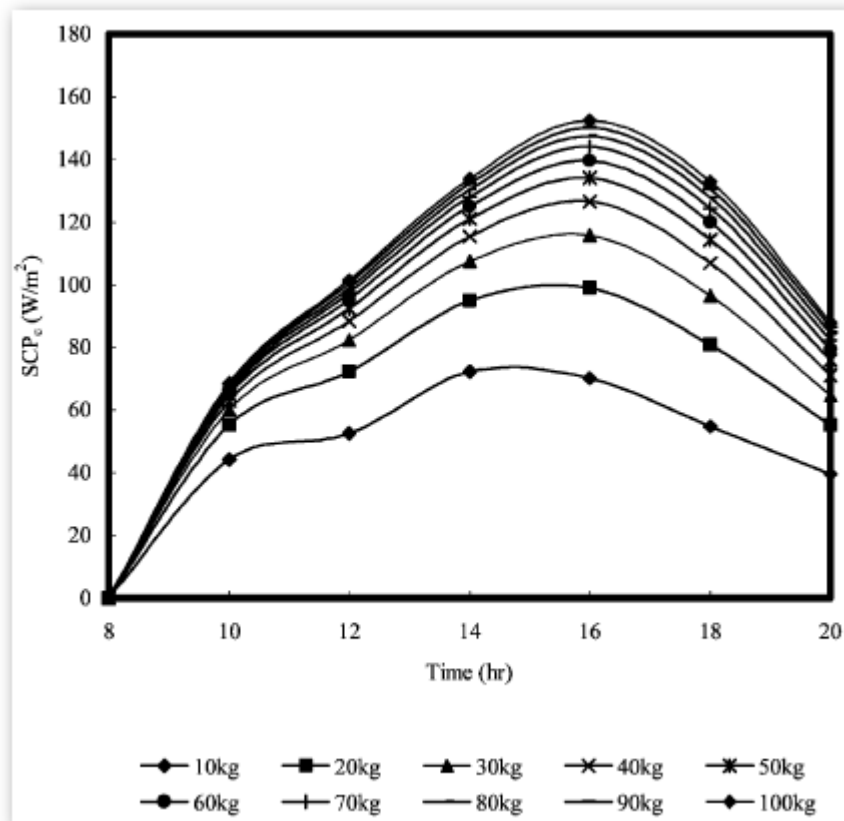
Σχήμα 15.11 Αποτελέσματα θεωρητικού μοντέλου με Πεπερασμένες διαφορές.



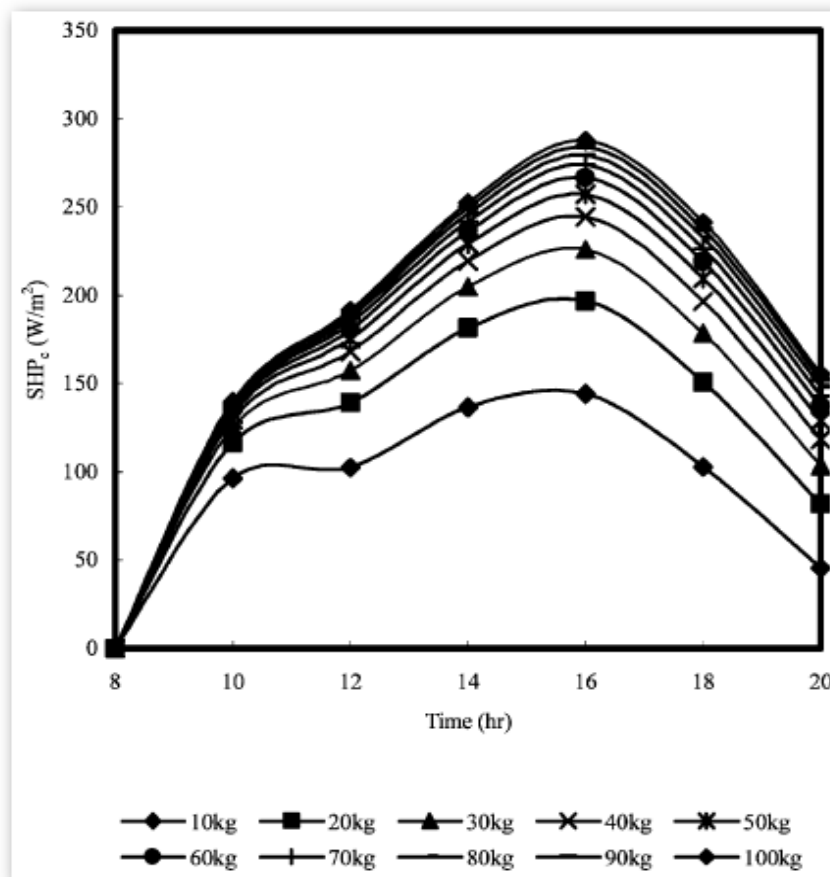
Σχήμα 15.12 Αποτελέσματα θεωρητικού μοντέλου με Πεπερασμένες διαφορές.



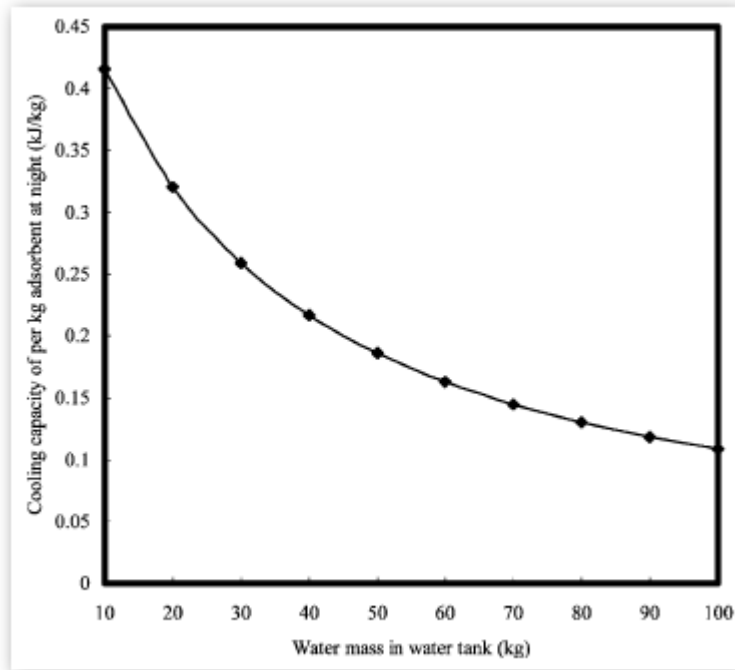
Σχήμα 15.13 Αποτελέσματα θεωρητικού μοντέλου με Πεπερασμένες διαφορές.



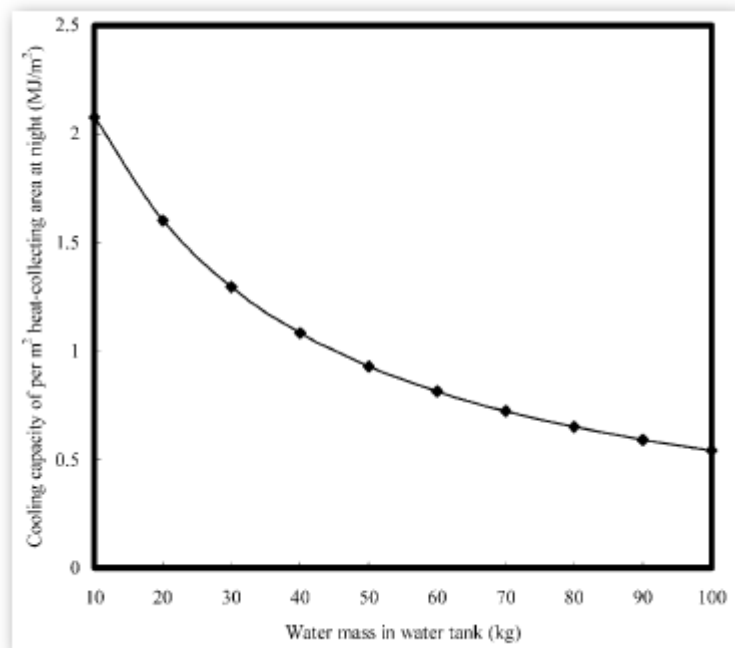
Σχήμα 15.14 Αποτελέσματα θεωρητικού μοντέλου με Πεπερασμένες διαφορές.



Σχήμα 15.15 Αποτελέσματα θεωρητικού μοντέλου με Πεπερασμένες διαφορές.



Σχήμα 15.16 Αποτελέσματα θεωρητικού μοντέλου με Πεπερασμένες διαφορές.



Σχήμα 15.17 Αποτελέσματα θεωρητικού μοντέλου με Πεπερασμένες διαφορές.

Αποτελέσματα – Σχολιασμός

Από την πειραματική διερεύνηση , την προσομοίωση και την σύγκριση μεταξύ των αποτελεσμάτων μπορούν να εξαχθούν τα παρακάτω:

- Το COP_{cooling} κορυφώνεται μεταξύ 10-12. Πριν από αυτό το χρονικό περιθώριο η ποσότητα του νερού που έχουμε στην δεξαμενή δεν το επηρεάζει, μετά από αυτό έχουμε σαφέστατη πτώση για ποσότητες κάτω των 50kgr.
- Το ίδιο συμβαίνει και με το COP_{heating}.

- Μπορούμε να επιτύχουμε πολύ μεγαλύτερες θερμοκρασίες στο νερό της δεξαμενής όταν κρατάμε την ποσότητα αυτού κάτω από 30kg.
- Οι SCP αυξάνονται κατά πολύ όταν η ποσότητα της δεξαμενής είναι μεγαλύτερη των 30kg.
- Πάνω από 40kg μειώνεται κατά πολύ η ψυκτική ικανότητα της μηχανής κατά τις βραδινές ώρες
- Τα πάντα εμφανίζουν ένα μέγιστο μεταξύ 14-18 η ώρα.
- Βλέπουμε ότι ο όγκος της δεξαμενής είναι ένας από τους πιο βασικούς παράγοντες και εξαρτάται άμεσα από τις απαιτήσεις του ατόμου που την χειρίζεται.
- Παρατηρούμε ότι μπορούμε να λάβουμε μια ικανοποιητική ψύξη και παράλληλα θέρμανση όλο το 24ωρο από μια τέτοιου είδους κατασκευή.

15.3) Υβριδικό σύστημα κλιματισμού οικολογικού κτιρίου.

Στην Shanghai κατασκευάστηκε ένα υποδειγματικό οικολογικό κτίριο περί το 2005 στο οποίο εγκαταστάθηκαν 150m² ηλιακοί συλλέκτες που δίνουν ενέργεια σε δύο προσροφητικά chiller των 10kW έκαστο.

Μέχρι τώρα η συντριπτική πλειοψηφία των συστημάτων κλιματισμού βασίζονται στον κλασικό κύκλο συμπίεσης ατμού. Ο αέρας που δρα ως εργαζόμενο μέσο σε αυτά, με σκοπό να ξεπεράσει το λανθάνον φορτίο του, πρέπει να μειώσει την θερμοκρασία του σε σημείο μικρότερο του σημείου δρόσου του. Αυτό απαιτεί από τα συστήματα ή τα chiller να δουλεύουν σε πολύ χαμηλές θερμοκρασίες ακόμα και γύρω στους 5C. Αυτή η θερμοκρασία είναι πολύ χαμηλή από όση πραγματικά απαιτείται για τον κλιματισμό ενός χώρου που κυμαίνεται γύρω στους 25C. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα την μείωση του COP και μεγάλη άσκοπη κατανάλωση ρεύματος. Εάν η λανθάνουσα και η αισθητή θερμότητα αντιμετωπίζονταν ξεχωριστά η θερμοκρασία ατμοποίησης των συστημάτων ψύξεως θα μπορούσε να ανέβει στους 15C αντί για 5C.

Αυτή είναι και η βάση της συγκεκριμένης δημιουργίας που θα αναφερθεί επί τροχάδην διότι ξεφεύγει από τα όρια του παρόντος. Η αρχή λειτουργίας του βασίζεται σε περιστρεφόμενος ξηραντές που αναγεννιούνται από την ηλιακή ακτινοβολία και φθηνά άμεσα και γρήγορα χειρίζονται το λανθάνον φορτίο, στη συνέχεια ακολουθούν chiller που βασίζονται στην προσρόφηση και χειρίζονται το αισθητό φορτίο. Ο παραπάνω συνδυασμός έχει αποδειχτεί ότι μπορεί να μειώσει την ενεργειακή κατανάλωση κατά 35% και μάλιστα έχει απόδοση κατά 20-50% μεγαλύτερη του κύκλου μηχανικής συμπίεσης ατμού.

Εικόνες τις εγκαταστάσεις δίνονται στο Σχήμα15.18 και τομή του chiller δίνεται στο Σχήμα15.19.

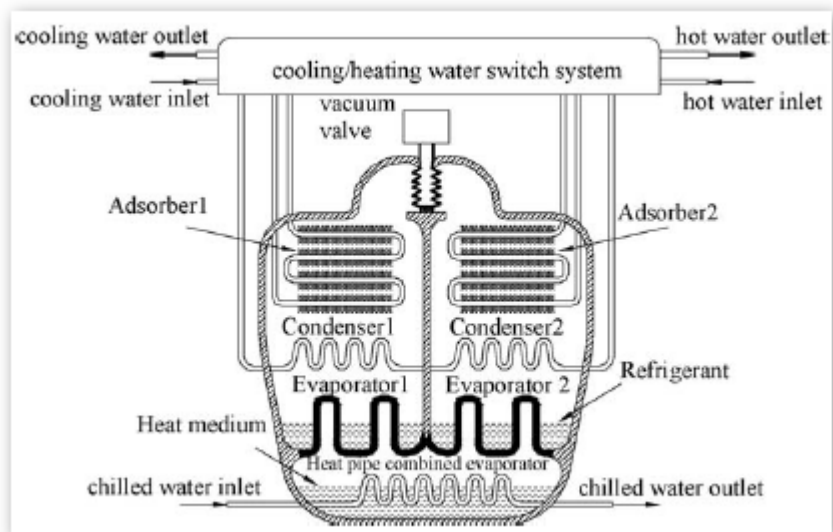


(a)



(b)

Σχήμα 15.18 Υποδειγματικό οικολογικό κτίριο περί το 2005 Shanghai.



Σχήμα 15.19 Κατασκευαστική διαμόρφωση Chiller της εγκατάστασης.

15.4) Νέο σύστημα ψύξης με στοιχεία.

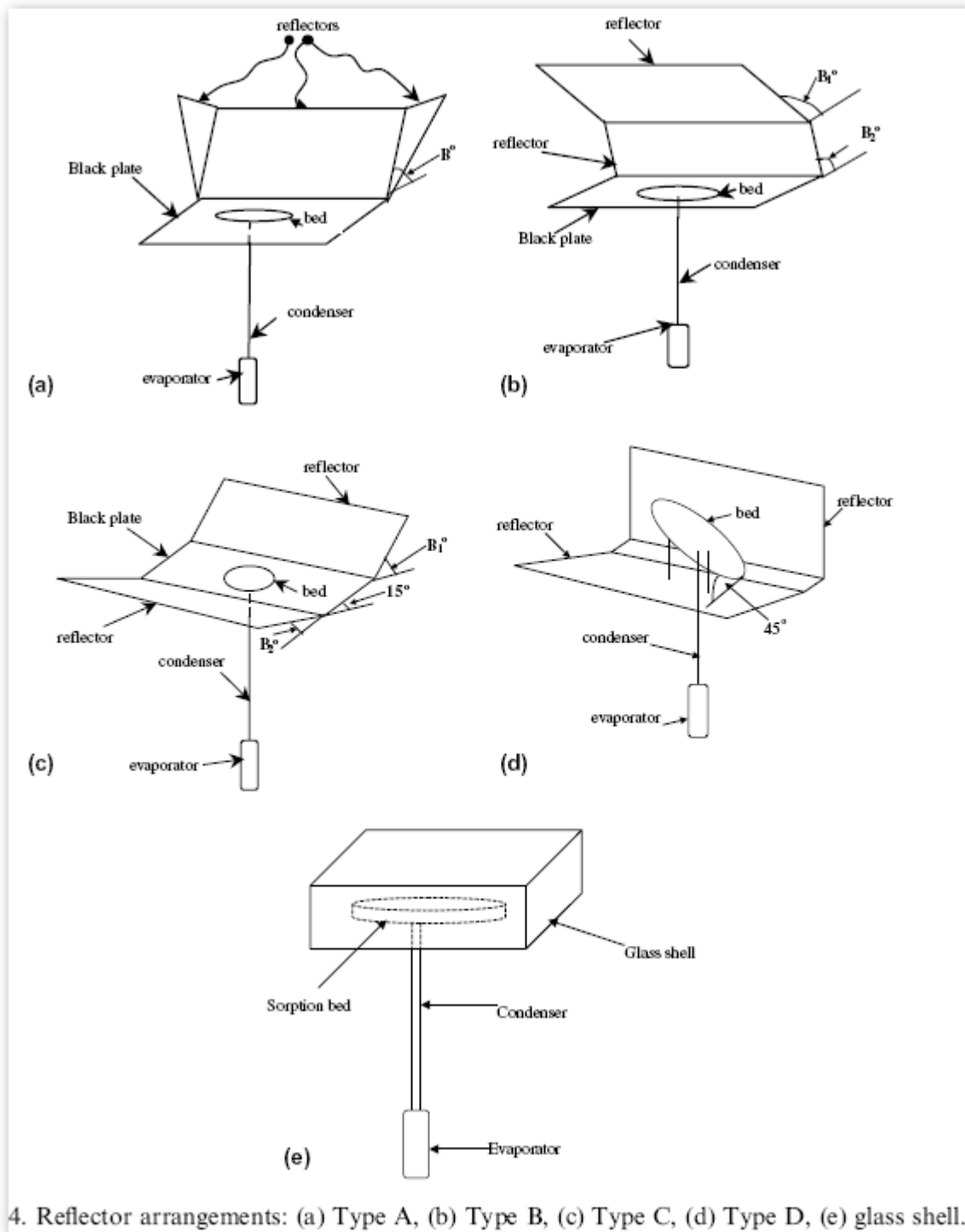
Πρόκειται για μια κατασκευή πολύ απλή, χαμηλού κόστους και το κυριότερο εύκολα επεκτάσιμη ανάλογα με τις ανάγκες. Το πρωτότυπο που κατασκευάστηκε από τον Khattab στο εθνικό ερευνητικό κέντρο τμήμα ηλιακής ενέργειας στο Κάιρο κατάφερε να αποδώσει, με ζεύγος Ενεργού άνθρακα / Μεθανόλης, 6.9 και 9.4 (kg/m²) πάγου με COP ίσο με 0.136 και 0.159 για ψυχρά και θερμά κλίματα αντίστοιχα. Τα νούμερα αυτά είναι πάρα πολύ καλά και μάλιστα τα καλύτερα από όσες μηχανές έχουν κατασκευαστεί με αυτό το ζεύγος επάνω στον απλό προσροφητικό κύκλο, παρακάτω θα δούμε και συγκριτικά αποτελέσματα. Ο κύκλος παραμένει ο ίδιος και η κλασική αρχή της βραδινής ψύξης και της πρωινής θέρμανσης παραμένει. Αυτό που αλλάζει είναι ο σχεδιασμός ολόκληρου του μηχανισμού που απλοποιείται σημαντικά.

Η προσροφητική τράπεζα είναι σχεδιασμένη εντελώς διαφορετικά και καταλαμβάνει το μεγαλύτερο μέρος, ο ερευνητής πειραματίστηκε με αρκετές μορφές αυτής για να καταλήξει στην καλύτερη αλλά όλες στηρίζονται στην ίδια αρχή Σχήμα 15.20. Βλέπουμε διάφορες ιδέες κατασκευής της προσροφητικής τράπεζας η οποία δεν περιέχει απορροφητήρα ή αγωγούς (συνεπώς το κόστος μειώνεται στο ελάχιστο), εσωτερικά φέρει τεμάχιο ενεργού άνθρακα κόκκων 5-7mm, ειδικής επιφάνειας 55.7m²/gr, πορώδους 46.45%. Υπάρχει μοναδική οπή κάτω από το τεμάχιο αυτό για την έξοδο του εργαζόμενου μέσου που συνδέεται σε αγωγό ο οποίος παίζει και τον ρόλο του συμπυκνωτή και καταλήγει σε ένα μικρό δοχείο τον ατμοποιητή. Για να αυξηθεί η αγωγιμότητα του τεμαχίου προτείνονται ακόμα τέσσερις τροποποιημένες μορφές του τεμαχίου.

- Τύπου 1. Μαύρο μεταλλικό δίχτυ τοποθετείται και στις δύο επίπεδες επιφάνειες του τεμαχίου.
- Τύπου 2. Μαύρη μεταλλική πλάκα τοποθετείται και στις δύο επίπεδες πλευρές του τεμαχίου.
- Τύπου 3. Μίγμα μεταλλικών σωματιδίων με τους κόκκους του άνθρακα σε μπλοκ.
- Τύπου 4. Κόκκοι άνθρακα προσκολλώνται σε μεταλλικό δίχτυ σε μπλοκ.

Εκτός από τις διαφορετικές μορφές του προσροφητικού τεμαχίου υπάρχουν και διαφορετικές ρυθμίσεις των υαλοπινάκων γύρω από αυτό, διακρίνουμε πέντε, οι οποίες είναι:

- Τύπου Α. Μία επίπεδη μαύρη, τρεις αντανακλαστικές επιφάνειες υπό κλίση.
- Τύπου Β. Μια επίπεδη μαύρη, δύο επίπεδες αντανακλαστικές επιφάνειες υπό δύο κλίσεις.
- Τύπου C. Μια επίπεδη μαύρη, δύο επίπεδες αντανακλαστικές επιφάνειες υπό μια κλίση έκαστη.
- Τύπου D. Καμία μαύρη, δύο αντανακλαστικές επιφάνειες, η μία υπό κλίση καθώς και το προσροφητικό τεμάχιο υπό κλίση.
- Τύπου E. Καμία επιφάνεια, το προσροφητικό τεμάχιο είναι εγκιβωτισμένο μέσα σε γυαλί.



Σχήμα 15.20 Διαφορετικές διαμορφώσεις τράπεζας.

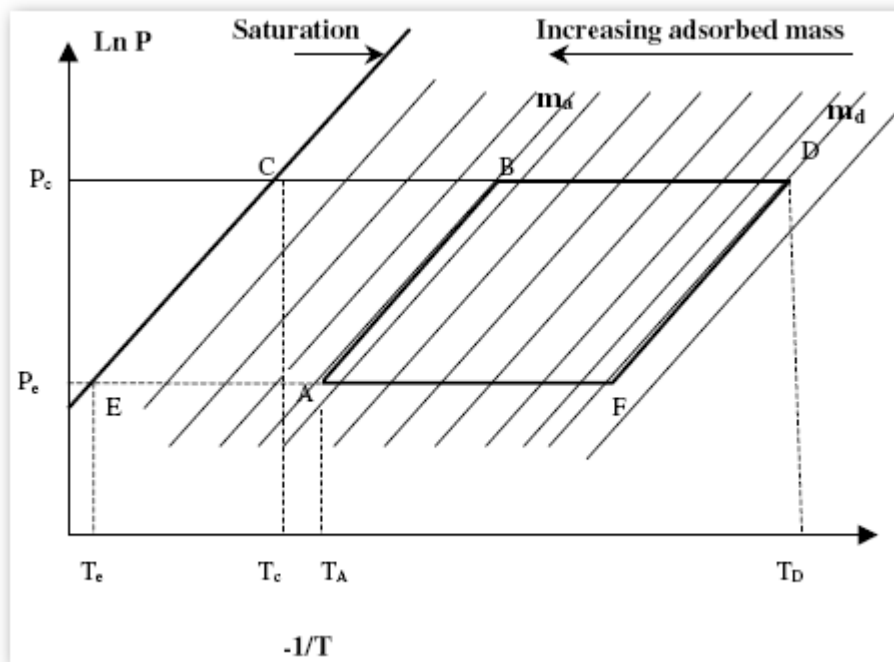
Τα πλεονεκτήματα της συγκεκριμένης πρότασης σε σχέση με τους απλούς κλασικούς κύκλους είναι τα εξής:

- Κάθε μεμονωμένο στοιχείο μπορεί να αντιπροσωπεύσει μια ξεχωριστή ψυκτική μονάδα. Ένα ψυκτικό σύστημα που απαρτίζεται από πολλά τέτοια στοιχεία έχει το πλεονέκτημα της απλής δομής και του χαμηλού κόστους.

- Δεν μεσολαβεί απορροφητήρας μεταξύ των υαλοπινάκων (εάν αυτοί υπάρχουν Σχήμα 15.20e) και του ενεργού άνθρακα άρα δεν καταναλώνει θερμότητα λόγω της θερμοχωρητικότητας του και συνεπώς αυξάνει η απόδοση του κύκλου.
- Με αυτή την δομή μπορούμε να έχουμε πολύ μικρό πάχος στο τεμάχιο και συνεπώς πολύ καλή θερμική κατανομή σε αυτήν και συνεπώς βελτίωση της απόδοσης.
- Έχοντας τον συμπυκνωτή, τον ατμοποιητή και την τράπεζα όλα σε ένα εκμηδενίζουμε τις πιθανότητες εισόδου τρίτων αερίων στον κύκλο.
- Τα μεταλλικά εμφυτεύματα προκαλούν αύξηση της θερμικής αγωγιμότητας του τεμαχίου άρα ο χρόνος της προσρόφησης και της απομάκρυνσης μειώνονται και η απόδοση αυξάνει.
- Οι τρόποι θέρμανσης δόμησης των επιφανειών και των ανακλαστήρων θερμαίνουν και τις δύο επιφάνειες του ενεργού άνθρακα βελτιώνοντας την προσρόφηση.
- Εφόσον υπάρχει ομοιόμορφη θέρμανση της τράπεζας οι απαιτήσεις για μόνωση μηδενίζονται.

Ενεργειακή ανάλυση

Πρέπει να μοντελοποιήσουμε το πρόβλημα με σκοπό να βγάλουμε συμπεράσματα για την απόδοση της μηχανής και να μπορέσουμε να εκμεταλλευτούμε τα πειραματικά δεδομένα. Για καλύτερη εποπτεία τα παρακάτω σημεία εικονίζονται στο Σχήμα 15.21.



Σχήμα 15.21 Απεικόνιση των σημείων λειτουργίας σε διάγραμμα T, P.

Η συνολική θερμότητα εισόδου για την θέρμανση της τράπεζας δίνεται από την (15.20) συμβολίζεται Q_T και αποτελείται από δύο μέρη την ισόογκη θέρμανση $T_{a2}-T_{g1}$ (15.21) και την ισόθλιπη $T_{g1}-T_{g2}$ (15.22).

$$Q_T = Q_{AB} + Q_B \dots \dots \dots (15.20)$$

$$Q_{AB} = (m_{AC} \cdot C_{pAC} + m_{mA} \cdot C_{pm}) \cdot (T_B - T_A) \dots \dots \dots (15.21)$$

$$Q_{BD} = (m_{AC} \cdot C_{pAC} + (m_{mA} + m_{mD}) \cdot C_{pm} / 2) \cdot (T_D - T_B) + (m_{mA} - m_{mD}) \cdot H \dots \dots \dots (15.22)$$

Η συνολική θερμότητα που απομακρύνεται κατά τη διάρκεια της ψύξης του εργαζόμενου μέσου δίνεται από την (15.23) και συμβολίζεται με Q_{e1} .

$$Q_{e1} = (m_{mA} - m_{mD}) \cdot L \dots \dots \dots (15.23)$$

Η πραγματική ενέργεια που χρησιμοποιείται για να παραχθεί το ψυκτικό αποτέλεσμα δίνεται από την (15.24) και την συμβολίζουμε με Q_e . Αφαιρούμε ποσό θερμότητας Q_{e2} το οποίο δαπανάται για να ψύξουμε το εργαζόμενο μέσο μέχρι την θερμοκρασία ατμοποίησης από την θερμοκρασία συμπύκνωσης (15.25).

$$Q_e = Q_{e1} - Q_{e2} \dots \dots \dots (15.24)$$

$$Q_{e2} = (m_{mA} - m_{mD}) \cdot C_{pm} \cdot (T_C - T_e) \dots \dots \dots (15.25)$$

Η θερμότητα που απαιτείται για να ψύξουμε το νερό από την θερμοκρασία T_{a2} στους 0C για την παραγωγή πάγου και δίνεται από την (15.26) Q_{ice1} . Ενώ η καθαρή ψυκτική παραγωγή δίνεται από την (15.27).

$$Q_{ice1} = M^* \cdot (L^* + C_{pwater} \cdot (T_A - 0)) \dots \dots \dots (15.26)$$

$$Q_{ice} = M^* \cdot L^* \dots \dots \dots (15.27)$$

Η απόδοση του συλλέκτη δίνεται από την (15.28), η απόδοση του ατμοποιητή δίνεται από την (15.29), η απόδοση του κύκλου από την (15.30) και η καθαρή απόδοση του κύκλου από την (15.31).

$$\eta_1 = Q_T / Q_I \dots \dots \dots (15.28)$$

$$\eta_2 = Q_{ice1} / Q_e \dots \dots \dots (15.29)$$

$$COP = Q_{e1} / Q_T \dots \dots \dots (15.30)$$

$$COP = Q_{ice} / Q_I \dots \dots \dots (15.31)$$

Όπου ο δείκτης AC στέκει για τον ενεργό άνθρακα, ο δείκτης m στέκει για την μεθανόλη, η ποσότητα H είναι θερμότητα της απομάκρυνσης, L είναι η λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης της μεθανόλης, M^* είναι η παραγόμενη μάζα του πάγου, L^* είναι η λανθάνουσα θερμότητα τήξης του πάγου, Q_I είναι η προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία στην επιφάνεια της τράπεζας μας.

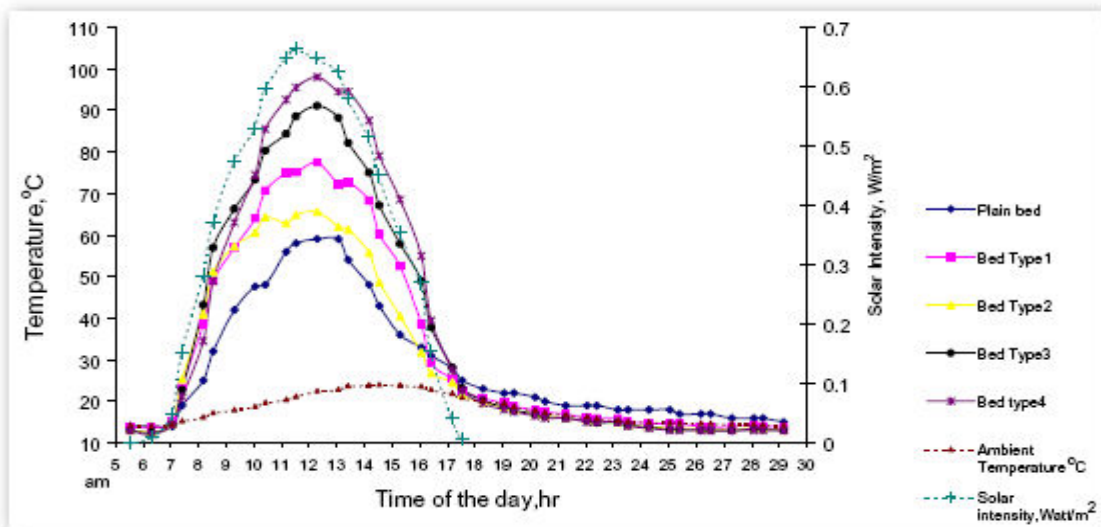
Σημειώνεται ότι εάν λάβουμε υπόψη και τα μεταλλικά εμφυτεύματα μέσα στην τράπεζα τότε ο τύπος (15.20) πρέπει να λάβει την μορφή της εξίσωσης (15.32) όπου το Q_{st} θα δίνεται από την (15.33). Ο δε δείκτης st αναφέρεται στα εμφυτεύματα.

$$Q_T = Q_{AB} + Q_{BD} + Q_{st} \dots\dots\dots (15.32)$$

$$Q_{st} = m_{st} \cdot C_{pst} \cdot (T_D - T_A) \dots\dots\dots (15.33)$$

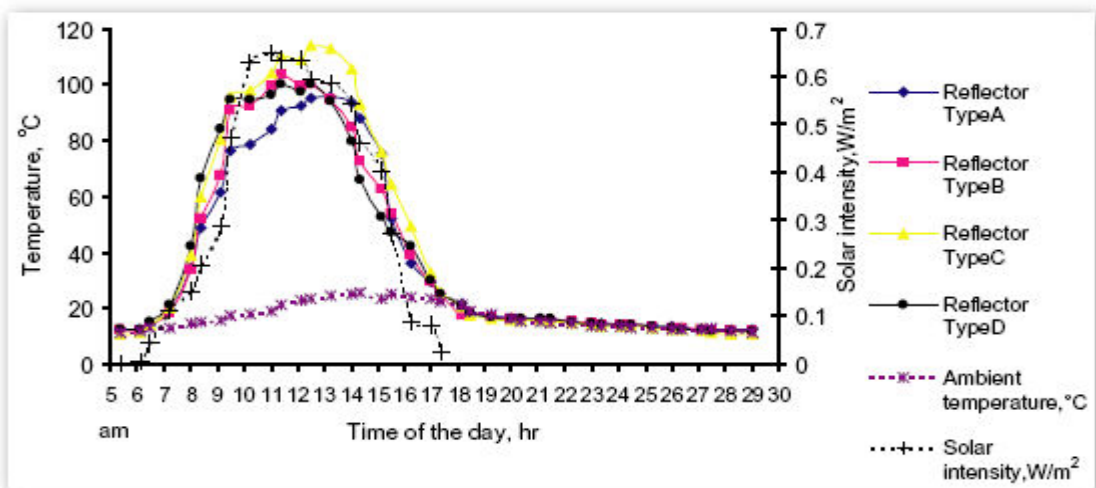
Αποτελέσματα – Σχολιασμός

Στο Σχήμα 15.22 μπορούμε να δούμε την θερμοκρασία της τράπεζας συναρτήσει της ώρας της ημέρας και της μορφής της τράπεζας, σημειώνεται ότι χρησιμοποιούμε έναν απλό υαλοπίνακα πριν την τράπεζα και όχι κάποια από τις μορφές του Σχήματος 15.23. Βλέπουμε ξεκάθαρα ότι ο τύπος 4 δίνει τα καλύτερα αποτελέσματα στο πεδίο εμφάνισης μεγίστων της ηλιακής ακτινοβολίας ενώ για χαμηλές τιμές αυτής τα αποτελέσματα δεν διαφέρουν σε μεγάλη κλίμακα.



Σχήμα 15.22 Θερμοκρασία της τράπεζας συναρτήσει της ώρας.

Έχοντας προσδιορίσει την βέλτιστη επιλογή προσροφητικής τράπεζας μένει να εντοπίσουμε και την βέλτιστη επιλογή της μορφής και τοποθέτησης των κατόπτρων. Για αυτό τον λόγο έγιναν πειράματα με όλα τα είδη και τα αποτελέσματα δίνονται στο Σχήμα 15.23. Σε αυτό βλέπουμε ότι για όλες τις διατάξεις η θερμοκρασία του μέσου που μπορούμε να πετύχουμε είναι άνω των 90°C. Στην



Σχήμα 15.23 Αποτελέσματα με όλα τα είδη των διαμορφώσεων.

περίπτωση όμως του Τύπου C η θερμοκρασία του παραμένει στους 100C για διάστημα 4 ωρών και επιτυγχάνει μέγιστο τους 115C. Παρόλο που η θερμοκρασία αυτή είναι κατά 13.5% μεγαλύτερη από αυτήν που επιτυγχάνει ο Τύπος D ο δεύτερος έχει το προνόμιο του μόνιμου προσανατολισμού όλον τον χρόνο ενώ ο προσανατολισμός των A και C πρέπει να αλλάζει κάθε μήνα. Εάν δεν μας απασχολήσει το παρόν πρόβλημα και μας ενδιαφέρει η βελτιστοποίηση του COP τότε ο συνδυασμός τράπεζας Τύπου 4 και κατασκευής Τύπου C είναι η καλύτερη επιλογή. Με αυτήν την επιλογή έγιναν έναν καλοκαιρινό μήνα και ένα χειμερινό πειράματα με σκοπό τον προσδιορισμό των πραγματικών δεδομένων, αυτά παρουσιάζονται στον Πίνακα 15.4.

Results	June	November
The initial or lower generator temperature T_A , °C	23.5	14
The bed temperature denoting the start of adsorbate condensation T_B , °C	39.2	28.1
The maximum generating temperature T_D , °C	130	114
The average condenser temperature and pressure (T_c , °C & P_c , kPa)	33, 22	24, 12.5
The minimum evaporator temperature and pressure (T_e , °C & P_e , kPa)	-1.0, 4	-1, 0.4
Maximum and minimum ambient temperatures, °C	35.1/23	25.87/14
The desorbed mass of the methanol, kg	0.162	0.12
The produced mass of ice, kg	0.28	0.206
Q_I , MJ/m ² /day	20.063	17.197
Q_T , kJ	352.2	284
Q_{e1} , kJ	178.2	132.2
Q_c , kJ	170.9	128
Q_{ke1} , kJ	116.5	92.2
Q_{ke} , kJ	90.9	80
η_1	0.559	0.526
η_2	0.66	0.72
Cycle COP	0.505	0.464
Net solar COP	0.159	0.136

Πίνακας 15.4 Αποτελέσματα μετρήσεων.

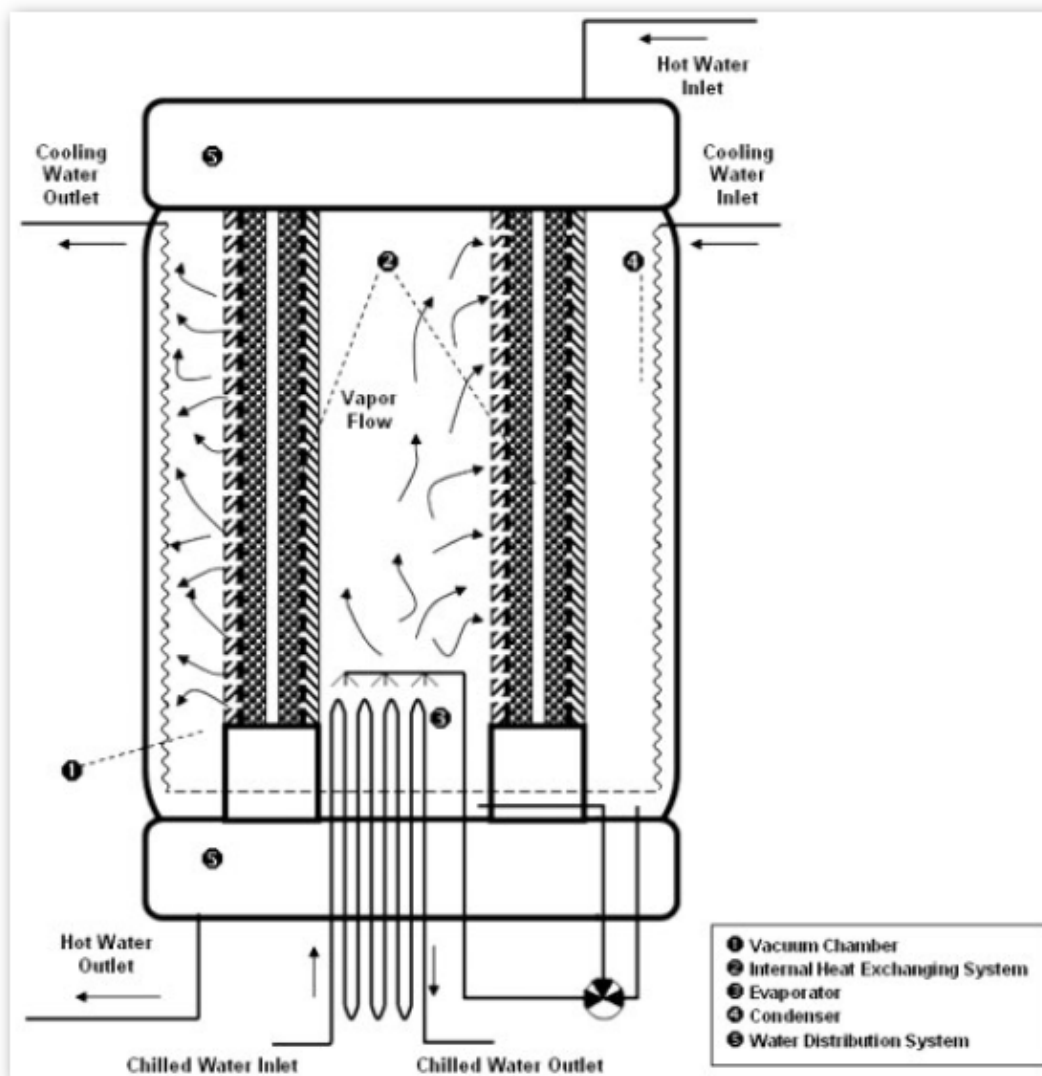
Από τα αποτελέσματα αυτά μπορούν να βγουν πολλά σημαντικά συμπεράσματα όπως:

- Η ηλιακή ενέργεια Q_I στην κατασκευή σε ψυχρά κλίματα είναι συγκρίσιμη με αυτήν στα θερμά αφού κατά τους χειμερινούς μήνες η συγκέντρωση της προσπίπτουσας ακτινοβολίας αυξάνει. Αυτό συμβαίνει διότι τις θερμές περιόδους έχουμε μεγαλύτερα ποσά υγρασίας στον αέρα με αποτέλεσμα περισσότερη διάθλαση της ηλιακής ακτινοβολίας.
- Το καθαρός συντελεστής απόδοσης COP_{net} και κατά τους δύο μήνες εμφανίζει τιμές μεγαλύτερες από οποιοσδήποτε άλλες έχουν αναφερθεί από διάφορους ερευνητές (εξαιρώντας μόνο μία περίπτωση).
- Είδαμε τελικά ότι η συγκεκριμένη κατασκευή προσφέρει απλότητα, ευκολία στην πρόσθεση και αφαίρεση παραπάνω μονάδων με σκοπό την αύξηση της παραγωγής ή την συντήρηση, χαμηλό κόστος, μεγαλύτερη απόδοση από οποιαδήποτε άλλη κατασκευή που βασίζεται στον απλό κύκλο, χαμηλό βάρος, μικρό όγκο, ευκολία στην λειτουργία. Ουσιαστικά πρόκειται για την καλύτερη λύση που έχει προταθεί μέχρι την στιγμή που γράφεται το κείμενο αυτό.

15.5) Νέο περιστροφικό σύστημα ψύξης.

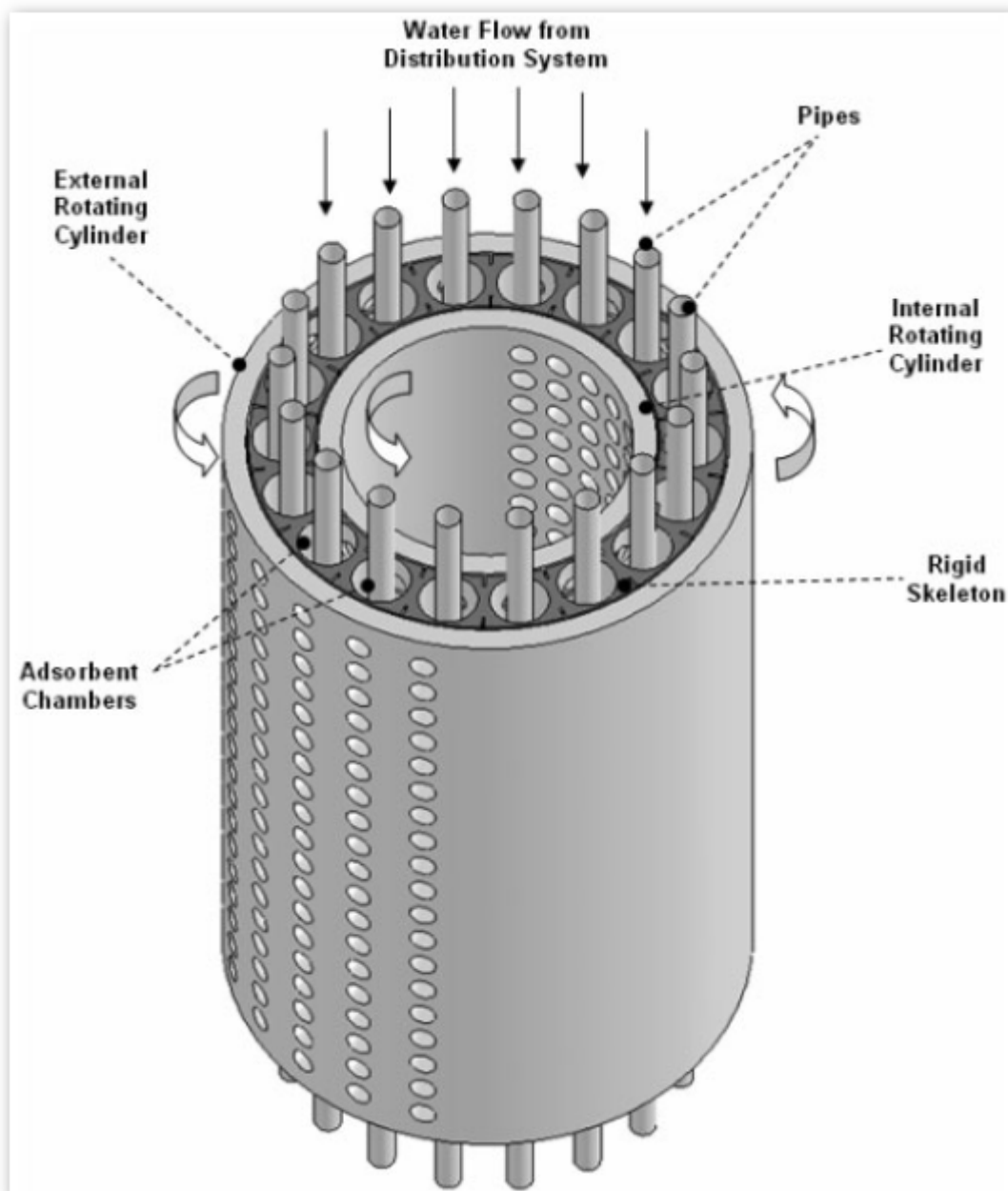
Η συγκεκριμένη κατασκευή είναι η μόνη που μελετήθηκε σε Ελληνικό πανεπιστήμιο και μάλιστα στην σχολή χημικών μηχανικών του ΕΜΠ από τους Βογιατζή, Στεφανάκη, Παλυβό εν έτη 2006. Μελέτησαν μια πρωτοποριακή μηχανή που μπορεί να εργάζεται συνεχώς με σκοπό την οικιακή της χρήση. Παρόλα αυτά δεν έτυχε περαιτέρω μελέτης και ούτε υπάρχουν αναφορές για άλλους ερευνητές που ασχολήθηκαν με το συγκεκριμένο μοντέλο μιας και περισσότερο πρόκειται για θεωρητική παρά για πρακτική εφαρμογή λόγω των δυσκολιών που εμφανίζει η υλοποίηση της περιστροφής, πόσο μάλλον με μη ηλεκτρική παροχή που αποτελεί και το κύριο πλεονέκτημα της όλης φιλοσοφίας.

Η πρωτοπορία της κατασκευής αυτής έγκειται στο γεγονός ότι τόσο η προσρόφηση όσο και η απομάκρυνση συμβαίνουν σε μια συνεχή περιοδική εναλλαγή σε αντιδιαστολή με τις κλασσικές μηχανές που τα παραπάνω δύο συμβαίνουν το ένα μετά το πέρας του άλλου. Το Σχήμα 15.24 παρουσιάζει την σύλληψη αυτή σε τομή.



Σχήμα 15.24 Θεωρητική διαμόρφωση περιστροφικού συστήματος ψύξης.

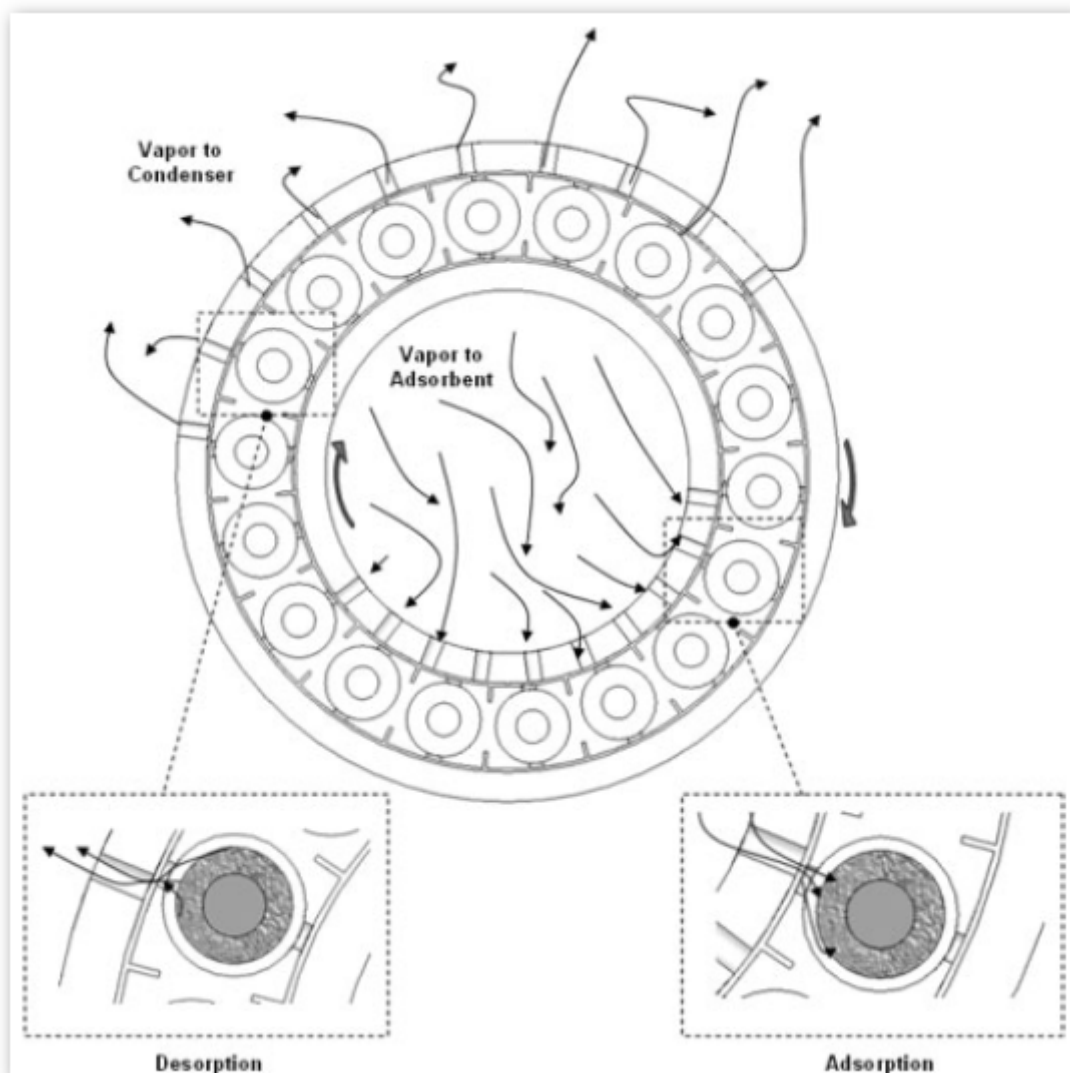
Παρατηρούμε την είσοδο του ζεστού HTF, την είσοδο του κρύου HTF, τον αγωγό κενού, τον ατμοποιητή, τον συμπυκνωτή, την τρίοδη βάννα, την ροή του chilled water κ.α. Ο ατμοποιητής εντοπίζεται στο κάτω μέρος του δοχείου, έχει την μορφή σπείρας και το υλικό αυτού χαλκός. Ο συμπυκνωτής έχει και αυτός την μορφή σπείρας και βρίσκεται στην εσωτερική πλευρά του δοχείου όπου το υγροποιούμενο ψυκτικό συγκεντρώνεται στο κάτω μέρος αυτού και ανακυκλοφορεί. Ο παραγόμενος ατμός από το ψεκαζόμενο ψυκτικό στον ατμοποίηση μεταφέρεται με φυσικά μέσα προς τα εσωτερικά τοιχώματα του δοχείου κενού όπου και έρχεται σε επαφή με τον προσροφητή. Καλύτερη οπτική του μηχανισμού έχουμε στο Σχήμα 15.25.



Σχήμα 15.25 3d απεικόνιση περιστροφικού συστήματος ψύξης.

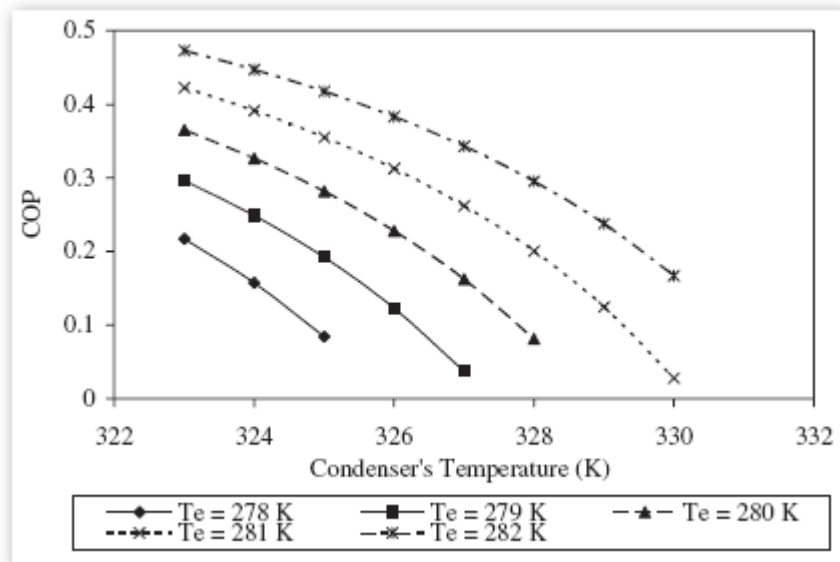
Βλέπουμε ότι απαρτίζεται από δύο ομόκεντρα περιστρεφόμενους κυλίνδρους που μεταξύ τους έχουν έναν ακίνητο και σταθερό σκελετό που περιέχει και τον προσροφητικό υλικό. Οι κύλινδροι

κατά το ήμισυ διαθέτουν οπές που επιτρέπουν την προσρόφηση και την απομάκρυνση του ψυκτικού. Οι οπές του ενός συμπίπτουν πάντα με την πλευρά χωρίς οπές του δεύτερου κυλίνδρου στο επίπεδο άρα μπορούμε να επιτύχουμε μια συνεχή και ομοιόμορφη προσρόφηση – απομάκρυνση και συνεπώς ψυκτικό αποτέλεσμα. Η ταχύτητα περιστροφής καθορίζει και την διάρκεια του κάθε σταδίου. Το δε HTF ρέει μέσω ελέγχου από ρυθμιστές μέσα σε συγκεκριμένο αριθμό αγωγών που διέρχονται από τον σκελετό του προσροφητή, οι άλλοι σταματούν να θερμαίνονται και συνεπώς κρύνουν ώστε να απομακρύνουν όταν οι οπές βρίσκονται στο εξωτερικό πλευρό τους. Την διαδικασία αυτή την βλέπουμε πιο αναλυτικά στον Σχήμα15.26.



Σχήμα 15.26 Λεπτομέρειες περιστροφικού συστήματος ψύξης.

Μετά από παραμετρική ανάλυση του μοντέλου που καταστρώθηκε εξάγονται τα παρακάτω αποτελέσματα. Αρχικά στο Σχήμα15.27 βλέπουμε την επίδραση της θερμοκρασίας ατμοποίησης και συμπύκνωσης στο COP. Κοντά στους 273K ατμοποίηση βλέπουμε ότι τα αποτελέσματα είναι αρκετά καλύτερα από τους κλασικούς μηχανισμούς υλοποίησης του απλού κύκλου όταν η θερμοκρασία συμπύκνωσης δεν ξεπερνά τους 324K. Επίσης βλέπουμε θεαματική αύξηση του COP με άνοδο μερικών βαθμών της θερμοκρασίας ατμοποίησης.



Σχήμα 15.27 Επίδραση της θερμοκρασίας ατμοποίησης και συμπύκνωσης στο COP.

Βλέπουμε λοιπόν ότι πρόκειται για μια ιδέα πολλά υποσχόμενη μόνο που προβλήματα υλοποίησης πιστεύουμε ότι θα την εμποδίσουν να εξελιχθεί, αυτά είναι κυρίως:

- Υψηλό κόστος κατασκευής.
- Μεγάλος αριθμός εξαρτημάτων.
- Απαίτηση στεγανοποίησης όλης της κατασκευής.
- Απαίτηση συνεχής ροής θερμού HTF άρα η ηλιακή λύση είναι μάλλον αδύνατη.
- Απαίτηση μη επικοινωνίας ανάντι και κατόντι του προσροφητή, δηλαδή έξω από τον εξωτερικό κύλινδρο και μέσα από τον εσωτερικό. Αυτό υλοποιείται κατά τους ερευνητές από τον προσροφητικό σκελετό στο ενδιάμεσο τον δύο κυλίνδρων που είναι πάρα πολύ δύσκολο στην πράξη.
- Απαίτηση μη μεταφοράς θερμότητας από σημείο σε σημείο της τράπεζας που κατά τους ερευνητές υλοποιείται από τον πολύ μικρό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας του προσροφητικού, όμως αυτό έρχεται σε αντιδιαστολή απαίτησης καλής αγωγιμότητας λόγω προσρόφησης – απομάκρυνσης.
- Η περιστροφή των κυλίνδρων και η ανακυκλοφορία του ψυκτικού πολύ δύσκολα μπορούν να υλοποιηθούν χωρίς ηλεκτρική ενέργεια άρα χάνεται το κύριο πλεονέκτημα της μεθόδου το οποίο είναι η ανεξάρτητη λειτουργία της μηχανής.
- Απαίτηση μη καταστροφής του προσροφητικού σκελετού που όμως είναι αδύνατο λόγω της επαφής των περιστρεφόμενων κυλίνδρων με αυτήν. Η επικάλυψη της με λιπαντικό υποθέτουμε ότι θα μείωνε κατά πολύ την απόδοση της μηχανής ενώ θα δημιουργούσε και άλλα προβλήματα στην κυκλοφορία του ψυκτικού.

16. ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ **ΥΒΡΙΔΙΚΟΥ ΚΥΚΛΟΥ ΨΥΞΕΩΣ - ΘΕΡΜΑΝΣΗΣ.**

16.1) Εισαγωγή.

Στο κεφάλαιο αυτό θα προσεγγίσουμε ένα πραγματικό πρόβλημα με βάση λογικά και πραγματικά δεδομένα. Αυτό θα βασίζεται σε ένα υβριδικό κύκλο που θα μπορεί να παρέχει τόσο θέρμανση νερού χρήσης για ένα δεδομένο αριθμό χρηστών όσο και ψύξη. Θα εξαχθούν συμπεράσματα τόσο για την πραγματική οικονομική βιωσιμότητα παρόμοιων κατασκευών σύμφωνα με την περιοχή εγκατάστασης όσο και δεδομένα που θα μπορέσουν να λειτουργήσουν σαν βάση σύγκρισης με τους κλασσικούς κύκλους μηχανικής συμπίεσης ατμού και κλασσικής θέρμανσης με πετρέλαιο ή φυσικό αέριο. Τα παραπάνω θα συγκεντρωθούν μετά από μοντελοποίηση του προβλήματος και δημιουργία κώδικα σε προγραμματιστικό περιβάλλον MATLAB. Δυστυχώς δεν έχουμε και την δυνατότητα δημιουργίας πειράματος για έλεγχο της ορθότητας των αποτελεσμάτων λόγω χρονικών κωλυμάτων και της φύσης της παρούσας εργασίας, κάτι το οποίο θα μπορούσε να αποτελέσει αρχή για μια επόμενη πτυχιακή από άλλον συνάδελφο του ΕΜΠ.

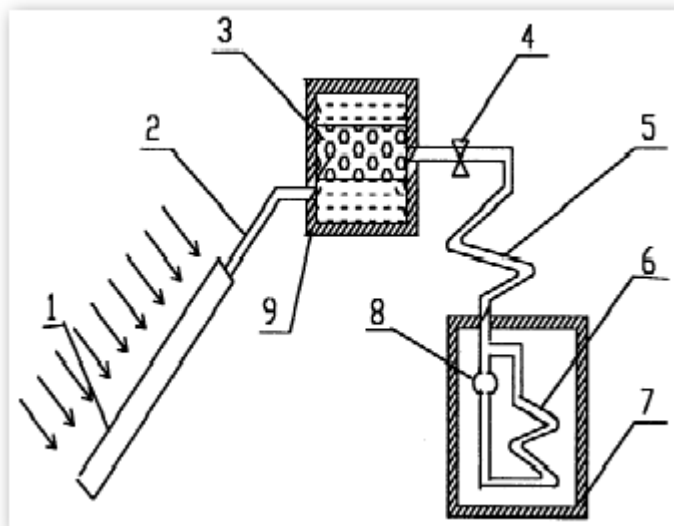
16.2) Τοποθέτηση ιδεατού προβλήματος ψύξης – θέρμανσης.

Στην παρούσα παράγραφο θα θεωρήσουμε τα στοιχεία βάση των οποίων θα δημιουργηθεί ο υπολογιστικός κώδικας. Θεωρούμε λοιπόν:

- Περιοχή μελέτης εγκατάστασης Αθήνα.
- Οίκημα μονοκατοικία ισογείου σχήματος κάτοψης ορθογωνίου εμβαδού $A_k = 150(m^2)$
- Όλα τα τετραγωνικά του A_k μπορούν καλυφθούν από ηλιακούς συλλέκτες.
- Μόνιμοι ένοικοι οικήματος 4.
- Κατανάλωση ζεστού νερού ανά ημέρα και ένοικο $V_z = 0.06(m^3 / d \cdot enoiko)$
- Επιθυμητή θερμοκρασία ζεστού νερού χρήσης $60^\circ C \leq T_z \leq 110^\circ C$ λόγω της μεθανόλης.
- Σύμφωνα με τα επιθυμητά δεδομένα θερμού νερού χρήσης θα υπολογιστεί η προσδιδόμενη ψυκτική ικανότητα και το ποσό κάλυψης του ολικού ψυκτικού φορτίου της εγκατάστασης.
- Μελέτη κατά τους καλοκαιρινούς και ανοιξιάτικους μήνες όπου υπάρχει και ανάγκη ψύξεως δηλ. από Μάιο – Σεπτέμβρη.
- Μεγιστοποίηση των αποτελεσμάτων κατά τους καλοκαιρινούς μήνες.
- Δεν υπάρχει κάλυψη του οικήματος από την σκιά άλλων για οποιοδήποτε μήνα και ώρα της ημέρας.
- Σύστημα ζεύγους Ενεργού άνθρακα / Μεθανόλης με Νερό ως HTF.
- Κάλυψη 100% για το ζεστό νερό από τους συλλέκτες.
- Δεξαμενή αποθήκευσης θερμού νερού χρήσης $0.075(m^3 / m^2_{\Sigma\psi\lambda\lambda\epsilon\kappa\tau\eta})$

16.3) Περιγραφή του επιλεγμένου κύκλου – εγκατάστασης.

Ο υβριδικός κύκλος που επιλέγεται είναι του σχεδιασμού και της φιλοσοφίας που αναπτύχθηκε στην παράγραφο (15.2.1). Με σκοπό όμως την απλούστευση του προβλήματος και την απλοποίηση της κατασκευής επιλέγεται αυτή του Σχήματος 16.1.

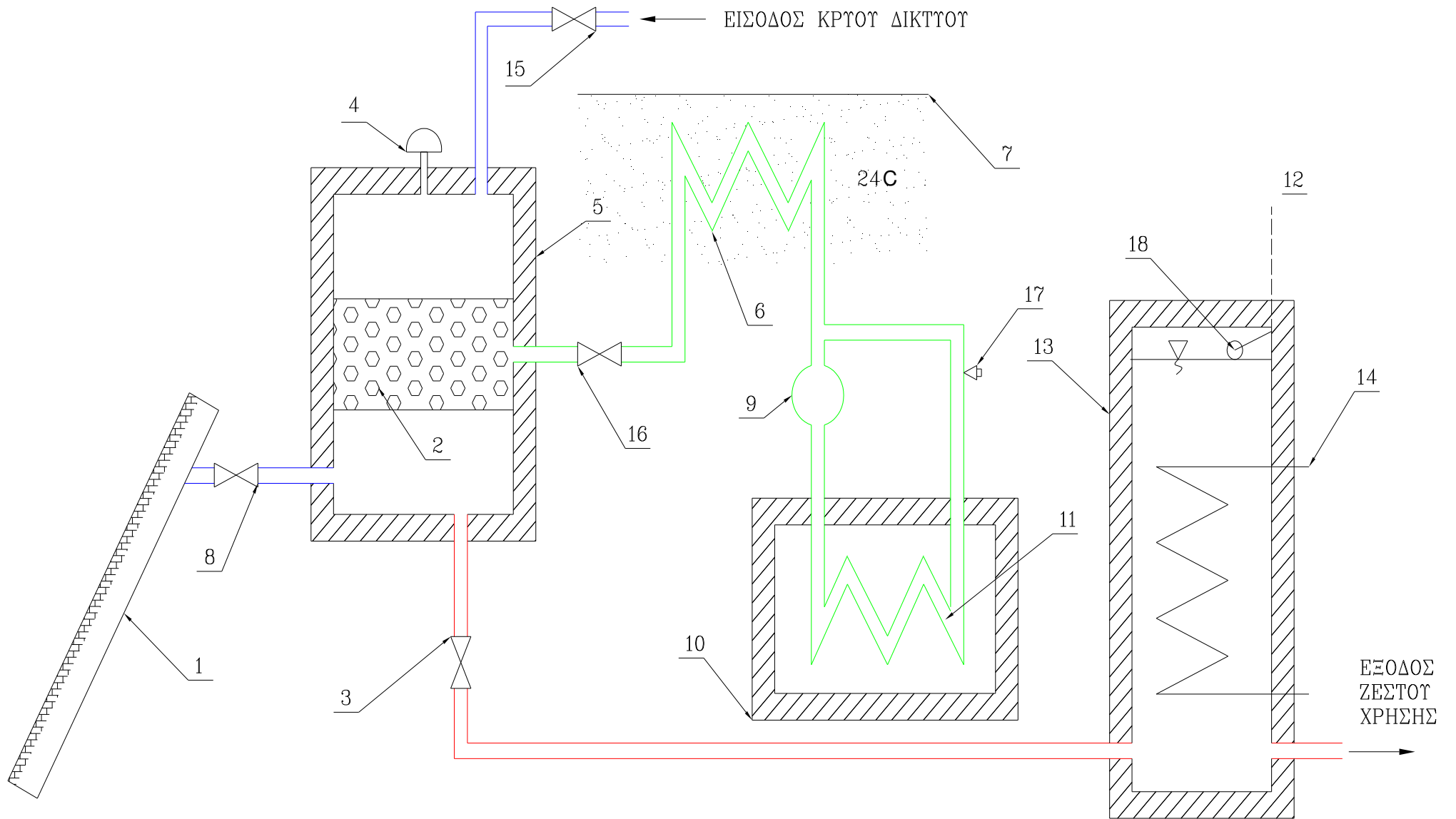


Σχήμα 16.1 Θεωρητική διαμόρφωση ψυκτικής διαμόρφωσης.

Πρόκειται για την μηχανή που παρουσίασαν οι Wang, Li, Xu, Wu το 1999 που όμως θα υποστεί σημαντική βελτίωση ώστε να καλύπτει τις ανάγκες του προβλήματος μας. Στο Σχήμα 16.2 βλέπουμε την κατασκευή που προτείνουμε σε αυτήν την εργασία και μάλιστα αποτελεί καινοτομία στην σύλληψη της μιας και τίποτα ανάλογο δεν έχει αναφερθεί στην βιβλιογραφία. Η αλλαγή που κάναμε είναι η τοποθέτηση του συμπυκνωτή στο έδαφος το οποίο έχει σταθερή θερμοκρασία περίπου ίση με 24C. Με αυτόν τον τρόπο μπορούμε να επιτύχουμε την συμπύκνωση χωρίς άλλες διατάξεις και επιπλέον κόστος. Στο σχήμα αυτό παρατηρούμε και την προτεινόμενη μορφή και τοποθέτηση των επιμέρους εξαρτημάτων.

Διακρίνουμε στον ηλιακό θερμαντή και ψύκτη αριθμητικά 1) Ηλιακός συλλέκτης, 2) Προσοροφητική τράπεζα, 3,8,15,16) Ρυθμιστική βαλβίδα, 4) Βαλβίδα εκτόνωσης, 5) Δοχείο τράπεζας, 6) Συμπυκνωτής, 7) Έδαφος, 9) Δοχείο συλλογής ψυκτικού, 10) Ψυγείο – ψυκτικός θάλαμος, 11) Ατμοποιητής, 12) Σήμα ελέγχου δεξαμενής αποθήκευσης ζεστού νερού, 13) Δεξαμενή αποθήκευσης ζεστού νερού, 14) Εναλλακτική πηγή θέρμανσης, 17) Βαλβίδα αντλίας κενού 18) Φλοτέρ ελέγχου στάθμης.

Κατά τις πρωινές ώρες ο ηλιακός συλλέκτης θερμαίνεται από την ηλιακή ακτινοβολία και κατά συνέπεια θερμαίνει το HTF όπου μέσω της ανοιχτής βάνας 8 μεταφέρει στο δοχείο 5 θερμό HTF όπου και θερμαίνει την τράπεζα 2 έως σημείου T_{g1} με φυσική κυκλοφορία. Κατά τη διάρκεια αυτή η βαλβίδες 3, 15, 16 είναι κλειστές συνεπώς στην 3 αυξάνει τόσο η πίεση όσο και η θερμοκρασία. Όταν η θερμοκρασία φτάσει την T_{g1} τότε η ρυθμιστική βαλβίδα 16 ανοίγει, η μεθανόλη διέρχεται



Σχήμα 16.2

από τον συμπυκνωτή και αποβάλλει την λανθάνουσα θερμότητα της στο έδαφος που έχει άπειρη θερμοχωρητικότητα και δυνατότητα διατήρησης σταθερής θερμοκρασίας γύρω στους 24C ενώ παράλληλα υγροποιείται και συλλέγεται στην 9. Αυτή η διαδικασία συνεχίζεται μέχρι η ηλιακή ενέργεια που δεσμεύεται να καλύπτει μόνο της απώλειες από τα δομικά στοιχεία του συστήματος, δηλαδή κοντά στην δύση οπότε και η βαλβίδα 16 ξανακλείνει. Στην συνέχεια η βαλβίδα 3 ανοίγει και συλλέγουμε στην 13 το πλέον ζεστό νερό χρήσης θερμοκρασίας 60-100C, μετά το πέρας της συλλογής η 3 ξανακλείνει. Τις απογευματινές ώρες πλέον η βαλβίδα 15 ανοίγει οπότε η θερμοκρασία της τράπεζας άρα και η πίεση της κατέρχεται ταχέως έως Ta1 και Psat=Pevaporation λόγω εισροής νερού του δικτύου χαμηλής θερμοκρασίας. Τότε η βαλβίδα 16 ανοίγει και η μεθανόλη οδεύοντας από τον 11 ατμοποιείται παράγοντας έτσι το ψυκτικό φορτίο και προσροφάται από τον ενεργό άνθρακα μέχρι θερμοκρασίας Ta2, η διαδικασία αυτή γίνεται υπό σταθερή πίεση με χρήση της ρυθμιστικής βαλβίδας 16. Στο σημείο αυτό η 16, 15 κλείνουν και οι μέσω της 8 επανακυκλοφορεί το HTF στον συλλέκτη ξαναρχίζοντας έτσι τον κύκλο, είναι πλέον πρωί.

Αναλύοντας τα επιμέρους εξαρτήματα σημειώνουμε ότι:

- Με μπλε χρώμα απεικονίζεται η κυκλοφορία του νερού δικτύου, με πράσινο χρώμα η κυκλοφορία του δικτύου μεθανόλης και με κόκκινο χρώμα η κυκλοφορία του θερμού νερού που οδεύει προς χρήση και αποθήκευση.
- Τοποθετούμε επιπλέον εναλλακτική πηγή θέρμανσης 14 για τυχόν αδυναμία λειτουργίας ή βλάβης του συστήματος.
- Όλες οι δεξαμενές φέρουν ικανή μόνωση με σκοπό την δραματική μείωση των απωλειών άρα αύξηση του COP.
- Τοποθετούμε βαλβίδα εκτόνωσης στην δεξαμενή 5 για τυχόν υπερθέρμανση του HTF κατά ημέρες όπου η εξωτερική θερμοκρασία είναι ασυνήθιστα αυξημένη.
- Στην δεξαμενή 13 τοποθετούμε φλοτέρ για έλεγχο της στάθμης της που δύναται να διακόψει το κύκλωμα.
- Η προσροφητική τράπεζα 2 βρίσκεται σε περίβλημα μεταλλικό που συναλλάσσει την θερμότητα με το HTF και δεν έρχεται σε επαφή με αυτό. Εσωτερικά αυτής προφανώς ρέει η μεθανόλη
- Η 17 τοποθετείται στο κύκλωμα της κυκλοφορίας της μεθανόλης με σκοπό την δημιουργία κενού αρχικά στο κύκλωμα διότι όπως είδαμε δευτερεύοντα αέρια επιδρούν καταλυτικά στην μείωση της απόδοσης του κύκλου. Χρησιμοποιείται μια φορά στην αρχή και αργότερα σε κάποια επισκευή.

16.4) Ενεργειακή ανάλυση ηλιακής ακτινοβολίας - συλλέκτη.

Θα ακολουθήσει διεξοδική ανάλυση των θεωρητικών στοιχείων της εγκατάστασης και συγκέντρωση των αναγκαίων δεδομένων, όσον αφορά το μέρος θέρμανσης και συγκέντρωσης της ηλιακής ενέργειας της εγκατάστασης. Σκοπό μας η υλοποίηση υπολογιστικού κώδικα σύμφωνα με τα συγκεντρωμένα στοιχεία όπου τελικά θα δούμε τι μέρος του απαιτούμενου κλιματισμού ένα οίκημα μπορεί να καλύψει όταν διαθέτει 100% κάλυψη κατά τους επιλεγμένους μήνες ζεστού νερού μέσω ηλιακών συλλεκτών.

Στοιχεία συλλέκτη

Τα μεγέθη $F_R U_L$ και $F_R(\tau\alpha)_n$, F_R'/F_R , $(\overline{\tau\alpha})/(\tau\alpha)_n$ είναι χαρακτηριστικά του συλλέκτη. Όπου F_R είναι ο παράγον θερμικής απολαβής συλλέκτη, F_R' είναι ο παράγον θερμικής απολαβής συλλέκτη – εναλλάκτη, U_L είναι ο συντελεστής θερμικών απωλειών, $(\tau\alpha)_n$ είναι το γινόμενο απορροφητικότητας διαπερατότητας του συλλέκτη και $(\overline{\tau\alpha})$ το μέσο, m η παροχή του HTF εντός του συλλέκτη, Ac η επιφάνεια ενός συλλέκτη. Επιλέγουμε τις παρακάτω τιμές των μεγεθών αυτών από την εταιρία Alternate Energy Technologies που δραστηριοποιείται στον χώρο:

$$F_R U_L = 6.4 \text{ με } U_L = 8(W/m^2C) \text{ και } F_R = 0.8 \dots\dots\dots (16.1)$$

$$F_R(\tau\alpha)_n = 0.8 \dots\dots\dots (16.2)$$

$$F_R'/F_R = 0.8 \dots\dots\dots (16.3)$$

$$(\overline{\tau\alpha})/(\tau\alpha)_n = 0.9 - 0.94 \dots\dots\dots (16.4)$$

$$m = 0.003(kgr/sec) \dots\dots\dots (16.5)$$

$$Ac = 3.048 \cdot 1.219 = 3.72 (m^2) \dots\dots\dots (16.6)$$

Επίπεδος συλλέκτης με επιλεκτικό απορροφητήρα και με δύο γυάλινα καλύμματα.

Μηνιαίο ολικό θερμικό φορτίο (L)

Το μηνιαίο ολικό θερμικό φορτίο αποτελείται από το φορτίο θέρμανσης νερού χρήσης L_w το οποίο θα δίνεται από την σχέση

$$L_w = C_p M (T_w - T_m) \dots\dots\dots (16.7)$$

Το C_p είναι η ειδική θερμοχωρητικότητα του νερού υπό σταθερή πίεση και ισούται

$$C_p = 4190(J/kg^\circ C) \dots\dots\dots (16.8)$$

Οι θερμοκρασίες T_w και T_m είναι οι θερμοκρασία του νερού χρήσης και του νερού δικτύου αντίστοιχα. Την θερμοκρασία του νερού χρήσης την έχουμε απαιτήσει ίση με 60°C ενώ η θερμοκρασία του νερού δικτύου για την περιοχή της Αθήνας δίνεται από για κάθε μήνα που μας ενδιαφέρει από τον παρακάτω πίνακα.

ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΝΕΡΟΥ ΔΙΚΤΥΟΥ				
Μαιος	Ιουν.	Ιουλ.	Αυγ.	Σεπτ.
15.3	18.7	20.8	22.7	21.5

Έχοντας σαν δεδομένο την κατανάλωση θερμού νερού V_z (σε λίτρα ανά άτομα και ημέρα), μπορούμε να υπολογίσουμε την μηνιαία κατανάλωση M σε kg πολλαπλασιάζοντας με την πυκνότητα του νερού σε συνθήκες $T=70^{\circ}\text{C}$ και $P=1 \text{ bar}$

$$M = 0.06 \cdot 4 \cdot 30 \cdot 980 = 7056(\text{kg} / \text{month}) \quad \text{ή} \quad M = 0.06 \cdot 4 \cdot 980 = 236 (\text{kg} / \text{d}) \dots\dots\dots (16.9)$$

Επιλογές γωνιών

Για την Ελλάδα το γεωγραφικό πλάτος είναι

$$\varphi = 37.97^{\circ} \dots\dots\dots (16.10)$$

Θέλουμε μέγιστη ενέργεια κατά το θέρος άρα επιλέγουμε κλίση επιπέδου

$$\beta = \varphi - 15 = 27.97^{\circ} \dots\dots\dots (16.11)$$

Επίσης ο βέλτιστος αζιμούθιο επιφάνειας για το βόρειο ημισφαίριο είναι

$$\gamma = 0^{\circ} \dots\dots\dots (16.12)$$

Μηνιαίως μέση ακτινοβολία ημέρας

Η μέση ημερήσια ολική ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου H_T για την περιοχή της Αθήνας δίνεται για κάθε μέρα ($D=1-365$) από την παρακάτω αναλυτική σχέση σε kWh/m^2

$$H_T = c_0 + c_1 \cos\left(\frac{360}{365} D\right) + c_2 \cos\left(2 \frac{360}{365} D\right) + c_3 \sin\left(\frac{360}{365} D\right) + c_4 \sin\left(2 \frac{360}{365} D\right) \dots\dots\dots (16.13)$$

όπου οι συντελεστές c_0 c_1 c_2 c_3 c_4 δίνονται από πίνακες συναρτήσεων της κλίσης του επιπέδου και του προσανατολισμού του.

$$c_0 = 5.1 / c_1 = -2.2 / c_2 = -0.25 / c_3 = 0.041 / c_4 = 0.156 \dots\dots\dots (16.14)$$

Η μηνιαία μέση ακτινοβολία ημέρας θα προκύψει για κάθε μήνα από την παραπάνω σχέση αν για D βάλουμε την μέση ημέρα κάθε μήνα. Τέλος πρέπει να γίνει μετατροπή των kWh/m^2 σε J/m^2 , οπότε τα αποτελέσματα της παραπάνω σχέσης πρέπει να πολλαπλασιάζονται με $3600 \cdot 10^3$. Έτσι έχουμε τον παρακάτω πίνακα.

H _T (J/m ² day)					
	Μαιος	Ιουν.	Ιουλ.	Αυγ.	Σεπτ.
D	135	162	198	228	258
H_T (10⁷)	2.35	2.49	2.56	2.45	2.15

Υπολογισμός απαιτούμενης επιφάνειας ηλιακών συλλεκτών

Το κλάσμα f του μηνιαίου θερμικού φορτίου που καλύπτεται από την ηλιακή ενέργεια δίνεται από

$$f = 1.029 \cdot Y - 0.065 \cdot X - 0.245 \cdot Y^2 + 0.0018 \cdot X^2 + 0.0215 \cdot Y^3 \quad (16.15)$$

Τα X, Y είναι αδιάστατες μεταβλητές που υπολογίζονται από τις παρακάτω σχέσεις:

$$X = F_R U_L \frac{F_R'}{F_R} \cdot (T_{ref} - \bar{T}_a) \cdot \Delta \tau \cdot \frac{A_c}{L} \quad (16.16)$$

$$Y = F_R (\tau \alpha)_n \cdot \frac{F_R'}{F_R} \cdot \frac{(\bar{\tau \alpha})}{(\tau \alpha)_n} \cdot \bar{H}_T \cdot N \cdot \frac{A_c}{L} \quad (16.17)$$

Η μηνιαία μέση θερμοκρασία περιβάλλοντος κατά την διάρκεια της ημέρας, με βάση μετεωρολογικά δεδομένα στην περιοχή της Αθήνας, παρουσιάζεται στον παρακάτω πίνακα.

Θερμοκρασία αέρα περιβάλλοντος T _a (oC)											
Ιαν.	Φεβρ.	Μαρ.	Απρ.	Μ	Ιουν.	Ιουλ.	Αυγ.	Σεπτ.	Οκτ.	Νοεμ.	Δεκ.
10	10.5	13.2	16.3	21.2	26.5	28.8	28.5	23	18.5	14	12.5

Διόρθωση για την τιμή του X έχουμε την (16.17) διότι το νερό χρησιμοποιείται μόνο για οικιακές εργασίες και όχι θέρμανση.

$$\frac{x_c}{x} = \frac{11.6 + 1.18 \cdot T_w + 3.86 \cdot T_m - 2.32 \cdot \bar{T}_a}{100 - \bar{T}_a} \quad (16.18)$$

N είναι το πλήθος των ημερών κάθε μήνα, Δτ η διάρκεια του μήνα σε δευτερόλεπτα, T_{ref} είναι η θερμοκρασία αναφορά, T_m η θερμοκρασία του νερού δικτύου, T_a η μηνιαίως μέση θερμοκρασία περιβάλλοντος.

$$N = 28,30,31$$

$$T_w = 60^\circ C \quad T_{ref} = 100^\circ C$$

$$\Delta \tau = 86400 \cdot N(\text{sec}) \quad (16.19)$$

Έτσι για κάθε μήνα τώρα μπορούμε να υπολογίσουμε τις τιμές των μεταβλητών X, Y οπότε αφού η μηνιαία κάλυψη f απαιτήθηκε 100% μπορούμε να βρούμε από τον τύπο (16.14) την απαιτούμενη ολική επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών κάθε μήνα και από εκεί μπορούμε να υπολογίσουμε την προσροφητική τράπεζα επιλέγοντας σαν τελική τιμή την μεγαλύτερη. Μετά από την δημιουργία

υπολογιστικού προγράμματος στην MATLAB που παρουσιάζεται παρακάτω βρήκαμε ότι ο βέλτιστος αριθμός απαιτούμενων συλλεκτικών επιφανειών κάθε μήνα είναι μία:

$$A_{c\ oliko} = 5.5 \text{ (m}^2\text{)} \dots\dots\dots (16.20)$$

$$ns = 1 \text{ (silektes)} \dots\dots\dots (16.21)$$

Υπολογισμός μέσης θερμοκρασίας απορροφητήρα T_p

Ο υπολογισμός της θερμοκρασίας αυτής είναι πολύ σημαντικός μιας και μπορούμε μέσα από αυτήν να υπολογίσουμε τους συντελεστές απωλειών του συλλέκτη και από εκεί τα ποσά θερμότητας που θα απολεσθούν και κατά συνέπεια το COP. Το πρόβλημα είναι ότι η θερμοκρασία αυτή εξαρτάται από τις απώλειες και οι απώλειες από την θερμοκρασία έτσι είναι αναγκαία η χρήση επαναληπτικής μεθόδου. Δίνεται από την (16.22).

$$T_p = T_f + \frac{A_c H_T}{U_L F_R} (1 - F_R) \dots\dots\dots (16.22)$$

Υπολογισμός της παροχής μάζας στην προσροφητική τράπεζα.

Έχουμε 3 συλλέκτες συνολικής επιφάνειας 3.72 τετραγωνικών μέτρων, παροχής ίσης με 0.003 κιλά το δευτερόλεπτο. Κατά τη διάρκεια δημιουργίας και εκτέλεσης υπολογιστικού προγράμματος βρέθηκε ότι με τα παρούσα δεδομένα είναι αδύνατο να υλοποιήσουμε 100% κάλυψη για θερμό νερό με παροχή κοντά στην απαιτούμενη ημερήσια δηλ. 236 kgr και θερμοκρασίες λειτουργίας κοντά στα όρια της μεθανόλης. Για αυτόν τον λόγο οι δύο συλλέκτες αντί να συνδεθούν παράλληλα συνδέονται εν σειρά και πλέον οι παροχή στην 8 μειώνεται κατά το ήμισυ. Άρα η παραγωγή θερμού νερού ημερησίως μπορεί να δοθεί

$$M_{8H} = 0.003 \cdot 3600 \cdot 24 \cong 260 \text{ (kgr / d)} > 236 \text{ (kgr / d)} \dots\dots\dots (16.23)$$

η οποία είναι πολύ κοντά στα όρια που επιθυμούμε.

Γενικές Παρατηρήσεις.

Όπως ορίσαμε από τις παραπάνω παραγράφους θέλουμε την θερμοκρασία εξόδου από το σύστημα των συλλεκτών κάτω από τους 110C και άνω από τους 60C. Το μεγάλο πρόβλημα που εμφανίζεται είναι ότι οι επίπεδοι συλλέκτες είναι αρκετά δύσκολο να φθάσουν τέτοιες τιμές θερμοκρασιών λόγω της κατασκευής, υλικού τους κτλ με αποτέλεσμα να μας ωθούν να επιλέξουμε άλλο είδος συλλέκτη. Σαν αντίμετρα μπορούμε να μειώσουμε την παροχή του HTF ή την ταχύτητα του, παρόλα αυτά στην εφαρμογή κλιματισμού που θα μας απασχολήσει δεν αποτελούν τα παραπάνω πρόβλημα .

16.5) Ενεργειακή ανάλυση κατά την θέρμανση της τράπεζας.

Η προσδιδόμενη θερμότητα από τους συλλέκτες θα συνεισφέρει στην άνοδο της θερμοκρασίας του HTF το οποίο με την άφιξη του εντός της δ θα θερμάνει το υλικό της τράπεζας, τον ενεργό άνθρακα, τα εμφυτεύματα του και την μεθανόλη μέχρι ενός σημείου συνεπώς ποσό της θα απομακρυνθεί. Έτσι μπορούμε να γράψουμε το ισοζύγιο ενέργειας μέσα στην δ και στους συλλέκτες που δίνεται από την (16.25)

$$Q_u = \int_{T_{a2}}^{T_{g2}} M_w C_w dT + \int_{T_{a2}}^{T_{g2}} (M_m C_{pm} + M_a C_{pa}) dT + \int_{T_{a2}}^{T_{g1}} X_{conc} M_a C_{pl} dT + \int_{T_{g1}}^{T_{g2}} h_d M_a dX + \int_{T_{g1}}^{T_{g2}} X(T, P_c) M_a C_{pl} dT \dots \dots \dots (16.25)$$

Σε αυτήν ο όρος $\int_{T_{a2}}^{T_{g2}} M_w C_w dT$ αντιπροσωπεύει την θερμότητα που προσδίδεται στο HTF – νερό

Mw. Ο $\int_{T_{a2}}^{T_{g2}} (M_m C_{pm} + M_a C_{pa}) dT$ όρος αντιπροσωπεύει την θερμότητα που απορροφά η μάζα του

δοχείου Mm και του προσροφητή Ma. Ο όρος $\int_{T_{a2}}^{T_{g1}} X_{conc} M_a C_{pl} dT$ αντιπροσωπεύει την θερμότητα

που απορροφά το προσροφητικό υλικό από Pen σε Pcond. Ο όρος $\int_{T_{g1}}^{T_{g2}} h_d M_a dX$ είναι η λανθάνουσα

θερμότητα που απορροφά το προσροφούμενο κατά το στάδιο της απομάκρυνσης. Ο όρος

$\int_{T_{g1}}^{T_{g2}} X(T, P_c) M_a C_{pl} dT$ είναι η θερμότητα που απορροφά το προσροφούμενο το οποίο παραμένει

στον προσροφητή και δεν απομακρύνεται. Όπου C_{pm} η θερμοχωρητικότητα του προσροφητή, C_{pa} θερμοχωρητικότητα του προσροφούμενου, C_{pl} θερμοχωρητικότητα του προσροφούμενου στην υγρή φάση. Η δε λανθάνουσα θερμότητα απομάκρυνσης μπορεί να δοθεί από την εξίσωση:

$$H_d = \int_{T_{g1}}^{T_{g2}} h_d M_a dX = \int_{T_{g1}}^{T_{g2}} h_d M_a \frac{dX}{dT} dT \dots \dots \dots (16.26)$$

Η θερμότητα προσρόφησης h_d είναι μια συνάρτηση του X και όπως είδαμε στα αρχικά κεφάλαια μπορεί να δοθεί τελικά από την εξίσωση:

$$h_d = RA \frac{T}{T_c} \dots \dots \dots (16.27)$$

Όπου A είναι η σταθερά Clausius – Clapeyron και R η σταθερά των αερίων. Η δε ποσότητα του προσροφούμενου θα δοθεί πλέον από την γνωστή μας εξίσωση:

$$X = X_o \exp \left[-k \left(\frac{T}{T_s} - 1 \right)^n \right] \dots \dots \dots (16.28)$$

Κατά την έναρξη της διαδικασίας το νερό εισόδου έχει την θερμοκρασία του νερού δικτύου T_m η οποία μπορεί να βρεθεί πολύ εύκολα από την EMY ή ακόμα και να θεωρηθεί, τις ποσότητες αυτές τις έχουμε δώσει σε παραπάνω παράγραφο. Η θερμοκρασία στην οποία θα καταλήξει το HTF είναι και η μέγιστη του συστήματος άρα είναι και ίση με την T_{g2} . Η απώλειες που θα έχουμε εξαρτώνται από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος T_a . Η δε Q_u είναι ίση με την ωφέλιμη ηλιακή ακτινοβολία και ισούται συνεπώς με την

$$Q_u = F_R \cdot A_c \cdot n_s \cdot [H_t - U_L \cdot (T_{g2} - T_a)] \dots \dots \dots (16.29)$$

Σημειώνεται ότι μετά την πρώτη ψύξη η θερμοκρασία του νερού της δεξαμενής δ δεν είναι πλέον T_m λόγω της θερμότητας που αποβάλλεται από τα δομικά στοιχεία της τράπεζας και γενικά του δοχείου άρα η εξίσωση (16.29) γίνεται

$$Q_u = F_R \cdot A_c \cdot n_s \cdot [H_t - U_L \cdot (T_{g2} - T_{a2})] \dots \dots \dots (16.30)$$

Αντικαθιστούμε την T_a με την T_{a2} η οποία είναι μεγαλύτερη μερικούς βαθμούς όπως βλέπουμε από τα αποτελέσματα του υπολογιστικού μέρους. Η διαδικασία της θέρμανσης κρατάει λιγότερο από αυτήν την ψύξη της τράπεζας (10h θέρμανση – 14h ψύξη). Παρατηρούμε ακόμα ότι στην εξίσωση αυτήν έχουμε δύο αγνώστους την T_{g2} και T_{a2} , οι T_{g1} και T_{a1} μπορούν να βρεθούν από τις δύο αυτές οπότε δεν μας απασχολούν, προφανώς για την επίλυση χρειαζόμαστε ένα σύστημα. Η επίλυση δίνεται παρακάτω.

16.6) Ενεργειακή ανάλυση κατά την ψύξη της τράπεζας.

Τις απογευματινές ώρες το θερμό νερό απομακρύνεται από την δεξαμενή. Στη θέση του έρχεται ένα ποσό πολύ ψυχρότερο από το δίκτυο με σκοπό να αναπληρώσει το έλλειμμα και να ψύξει την τράπεζα. Η αισθητή θερμότητα του προσροφητή, της δεξαμενής και η θερμότητα που εκλύει η προσρόφηση θα προκαλέσουν την άνοδο της θερμοκρασίας του νερού σε αυτήν αφού θα μεταφερθούν σε αυτό και δεν θα χαθούν. Το φορτίο που συναλλάσσεται κατά την ψύξη της δεξαμενής δίνεται από την:

$$Q_c = \int_{T_{a2}}^{T_{g2}} (M_m C_{pm} + M_a C_{pa}) dT + \int_{T_{a1}}^{T_{g2}} X_{dil} M_a C_{pl} dT + \int_{T_{a2}}^{T_{a1}} h_a M_a dX + \int_{T_{a2}}^{T_{a1}} X(T, P_e) M_a C_{pl} dT \dots \dots \dots (16.31)$$

Ο όρος $\int_{T_{a1}}^{T_{g2}} X_{dil} M_a C_{pl} dT$ αντιπροσωπεύει την θερμότητα που πρέπει να δώσει το προσροφητικό

υλικό ώστε να οδεύσει από P_{cond} σε P_{ev} . Ο όρος $\int_{T_{a2}}^{T_{a1}} h_a M_a dX$ είναι η λανθάνουσα θερμότητα που

εξωτερικεύει το προσροφούμενο κατά την προσρόφηση. Ο όρος $\int_{Ta2}^{Ta1} X(T, P_e) M_a C_{pl} dT$ είναι η

αισθητή θερμότητα που εξωτερικεύει το προσροφούμενο κατά την προσρόφηση. Η δε λανθάνουσα θερμότητα προσρόφησης μπορεί να δοθεί από την εξίσωση:

$$H_a = \int_{Ta2}^{Ta1} h_a M_a dX = \int_{Ta2}^{Ta1} h_a M_a \frac{dX}{dT} dT \dots\dots\dots(16.32)$$

$$h_a = RA \frac{T}{T_e} \dots\dots\dots(16.33)$$

Στην (16.30) δεν γνωρίζουμε τις ποσότητες Q_c , T_{a2} , T_{g2} που σε συνδυασμό με την παραπάνω παράγραφο μας δημιουργεί ένα πολύ μεγάλο πρόβλημα στους υπολογισμούς. Όμως μπορούμε με μια αναλυτική διαδικασία να καταλήξουμε τελικά σε συμπεράσματα που θα αναλυθεί στην συνέχεια. Επιπλέον η Q_c μπορεί να δοθεί από την παρακάτω εξίσωση μιας και μας δίνει και το φορτίο που δεσμεύει το HTF κατά την ψύξη.

$$Q_c = M_w C_w \cdot (T_{a2} - T_m) \dots\dots\dots(16.34)$$

16.7) Υπολογισμός ψυκτικής απόδοσης κύκλου.

Το ψυκτικό που έχει απομακρυνθεί συμπυκνώνεται στον συμπυκνωτή και διέρχεται δια του ατμοποιητή όπου και παράγεται το ψυκτικό αποτέλεσμα η ποσότητα του οποίου μας δίνεται από την:

$$Q_{ref} = \Delta X \cdot M_a \cdot L_e \dots\dots\dots(16.35)$$

$$\Delta X = X_{conc} - X_{dil} \dots\dots\dots(16.36)$$

Όπου L_e είναι η λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης, X_{conc} είναι η ποσότητα του ψυκτικού πριν την απομάκρυνση και X_{dil} είναι η ποσότητα μετά από αυτήν που παραμένει στον προσροφητή.

Πρέπει να σημειωθεί ότι ένα ποσό του ψυκτικού αποτελέσματος θα χρησιμοποιηθεί για να ψύξει το ψυκτικό από T_c - T_{ev} το οποίο δίνεται από:

$$Q_{cc} = M_a \cdot \Delta X \cdot C_{pl} \cdot (T_c - T_e) \dots\dots\dots(16.37)$$

Ορίζοντας και το ποσό αναγέννησης της προσροφητικής τράπεζας

$$Q_{reg} = Q_u - Q_{water} \dots\dots\dots(16.38)$$

Λαμβάνουμε το COP του κύκλου (16.39). Επίσης δίνεται και το ηλιακό (16.40)

$$COP_{cycle} = \frac{Q_{ref} - Q_{cc}}{Q_{reg}} \dots\dots\dots(16.39)$$

$$COP_{solar} = \frac{Q_{ref} - Q_{cc}}{Q_{reg} + Q_{water}} \dots\dots\dots(16.40)$$

Προφανώς

$$X_{conc} = X_o \exp \left[-k \left(\frac{T_{a2}}{T_s} - 1 \right)^n \right] \dots \dots \dots (16.41)$$

$$X_{dil} = X_o \exp \left[-k \left(\frac{T_{g2}}{T_s} - 1 \right)^n \right] \dots \dots \dots (16.42)$$

Το T_s είναι η θερμοκρασία κορεσμού της ουσίας εάν δεν δίνεται για το X_o τότε για $T=T_{a2}, T_{a1}$ τοποθετούμε $T_s=T_{ev}$ και για T_{g2}, T_{g1} είναι $T_s=T_c$.

16.8) Δεδομένα εφαρμογής.

Στην παρούσα παράγραφο θα δώσουμε τα δεδομένα με τα οποία δημιουργήθηκε το πρόγραμμα υπολογισμού σε υπολογιστικό περιβάλλον MATLAB.

Προσροφητής – Ενεργός άνθρακας.

$$M_a = 32(kgr) \quad C_{pa} = 900(J / kgrK)$$

Εμφυτεύματα ατσαλιού στον AC.

$$M_m = 10(kgr) \quad C_{pm} = 902(J / kgrK)$$

Νερό – HTF στην δεξαμενή ανά φάση (θέρμανση-ψύξη).

$$M_w = 260/2 = 130(kgr) \quad C_w = 4180(J / kgrK) \quad T_o = T_w diktyou$$

Μεθανόλη.

$$M_{meth} = 9(kgr) \quad X_o = 0.284(kgr / kgr) \quad k = 10.21 \quad n = 1.39 \quad A = 4413 \quad L_e = 1102(kJ.kgr)$$

$$C_{pl} = 750(J / kgrK) \quad \rho_{meth} = 791(kgr / m^3) \quad P_{min} = 0.02(bar) \quad T_{max} = 110-120(^{\circ}C) \quad T_s = 15.3(^{\circ}C)$$

Συμπύκνωση: Θα γίνεται πάντα στην θερμοκρασία του εδάφους που θεωρείται σταθερή και ίση με:

$$T_c = 24(^{\circ}C)$$

Οι θερμοκρασίες T_{g1} και T_{a1} υπολογίζονται από (3.39) και (3.40).

Οι απαιτήσεις κλιματισμού λήφθηκαν ως ανάλογο πραγματικής εφαρμογής επιφάνειας κάλυψης $270m^2$ και απαιτήσεων ενέργειας $17000 (kcal / h)$.

16.9) Κώδικας υπολογισμών δημιουργημένος στην MATLAB.

Ο κώδικας που αναπτύξαμε δημιουργήθηκε στην MATLAB λόγω της ευκολίας χρήσης της γλώσσας, του εύχρηστου περιβάλλοντος το οποίο διαθέτει, το υπόβαθρου που υπάρχει λόγω απαίτησης του προγράμματος από αρκετά μαθήματα στο ΕΜΠ και των μαθηματικών ρουτινών που

αυτό έχει όπως αρκετές μεθόδους αριθμητικής ολοκλήρωσης και διαφόρησης σε έτοιμες εγκατεστημένες βιβλιοθήκες. Στη συνέχεια θα τον περιγράψουμε και θα τον παρουσιάσουμε.

Ο κώδικας αυτός απαρτίζεται από 290 περίπου γραμμές εντολών και σκοπό έχει την εύρεση των παρακάτω κυρίως:

- Της μέσης ακτινοβολίας ημέρας.
- Την αρχικά ολικά απαιτούμενη επιφάνεια συλλεκτών με στόχο την θεώρηση της 100% κάλυψης θερμού νερού.
- Των απωλειών των συλλεκτών και την τελικώς την ωφέλιμη ενέργεια που συλλέγεται.
- Των θερμοκρασιών T_{a1} , T_{a2} , T_{g1} , T_{g2} .
- Των ποσοτήτων των εξισώσεων (16.25) και (16.30) με απώτερο σκοπό την εύρεση των παρακάτω μεγεθών.
- Των αποδόσεων του συστήματος το ηλιακό COP και το COP του κύκλου.
- Τον σχεδιασμό των γραφημάτων των κύκλων του κλιματισμού με προσρόφηση.

Αρχίζουμε δίνοντας τα δεδομένα της περιοχής που επιλέξαμε και τα χαρακτηριστικά αυτής.

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΥΒΡΙΔΙΚΟΥ ΠΡΟΣΡΟΦΗΤΙΚΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Καθαρίζουμε την βάση από προηγούμενες τιμές
clc;
clear;
%Μετράμε τον χρόνο υπολογισμού
t=cputime;

%Κατανάλωση (m^3/άτομο ημέρα)
Katanalwsi=0.06;
%Ανηγμένη χωρητικότητα δοχείου αποθήκευσης (m^3/m^2)
v0=0.075;
LogosFR=0.8;
%sec ανά ημέρα
Dt=86400;
FR=0.8;
%Συντελεστής απωλειών (W/m^2C)
UL=8;
FRUL=FR*UL;
FRtan=0.8;
%Μέση θερμοκρασία περιβάλλοντος ανά μήνα περιοχής Αθηνών.
Ta=[21.2 26.5 28.8 28.5 23];
%Ημέρες κάθε μήνα.
N=[31 30 31 31 30];
%Cp νερού (J/kg°C)
Cp=4190;
%Μηνιαία κατανάλωση θερμού νερού (kgr/μήνα)
M=7056;
%Θερμοκρασία νερού κατανάλωσης
Tw=60;
%Θερμοκρασία νερού δικτύου ανά μήνα
```

```
Tm=[15.3 18.7 20.8 22.7 21.5] ;
Logosta=[0.91 0.90 0.90 0.90 0.91];
%Αριθμός μέσης ημέρας κάθε μήνα
D=[135 162 198 228 258];
c=[5.1 -2.2 -0.25 0.041 0.156];
```

Παρακάτω υπολογίζουμε την μέση ακτινοβολία ημέρας ώστε να έχουμε την μέγιστη δυνατή ενέργεια που μπορούμε να δεσμεύσουμε. Χρησιμοποιούμε την εξίσωση (16.13).

```
%Υπολογισμός μέσης ακτινοβολίας ημέρας
for i=1:5
Ht(i)=c(1)+c(2)*cos((pi/180)*360*D(i)/365)+c(3)*cos((pi/180)*2*360*D(i)/365)+c(4)
)*sin((pi/180)*360*D(i)/365)+c(5)*sin((pi/180)*2*360*D(i)/365);
%(J/m2d)
Ht(i)=Ht(i)*3600*10^3;
end
```

Απαιτήσαμε κάλυψη των αναγκών μας σε ζεστό νερό χρήσης 100% άρα μέσω της (16.15) μετά από επαναληπτική διαδικασία βρίσκουμε μια αρχική τιμή για τα θεωρητικά απαιτούμενα τετραγωνικά που πρέπει να εγκαταστήσουμε ώστε να έχουμε $f=1$. Δίνεται περιθώριο λάθους 0.001. Αρχικά δίνουμε κάποιες τιμές στο Acol ώστε να ξεκινήσει η διαδικασία. Επίσης έχουμε 5 μήνες άρα πρέπει να επιλέξουμε την μεγαλύτερη τιμή και για αυτό τοποθετούμε και στο τέλος του loop ειδικά ένα if με αυτόν τον σκοπό. Επισημαίνεται ότι το νούμερο είναι καθαρά ενδεικτικό και μπορεί να απέχει αρκετά από την πραγματική τιμή για την συγκεκριμένη εφαρμογή.

```
%Υπολογισμός αρχικού ολικού Acmax
Acol = [0.0001 0.0001 0.0001 0.0001 0.0001];
farx = zeros(5);
f = zeros(5);
for i=1:5
while f(i) < 0.999 | f(i) > 1
Acol(i)=Acol(i)+0.0001*Acol(i);
Lw(i)=Cp*M*(Tw-Tm(i));
X(i)=FRUL*LogosFR*(Tref-Ta(i))*(Dt*N(i))*Acol(i)/Lw(i);
%Διόρθωση του X
a1=(11.6+1.18*Tw+3.86*Tm(i)-2.32*Ta(i))/(100-Ta(i));
X(i)=X(i)*a1;
Y(i)=FRtan*LogosFR*Logosta(i)*Ht(i)*N(i)*Acol(i)/Lw(i);
f(i)=1.029*Y(i)-0.065*X(i)-0.245*(Y(i)^2)+0.0018*(X(i)^2)+0.0215*(Y(i)^3);
end
if (i > 1) && (Acol(i)>Acol(i-1))
Acmax = Acol(i);
end
end
```

Παρακάτω βρίσκουμε τον αριθμό των συλλεκτών που θα μας χρειαστεί σύμφωνα με τις διαστάσεις ενός συλλέκτη εμπορίου που έχουμε επιλέξει.

```
%Υπολογισμός αναγκαίου αριθμού συλλεκτών βάση του Acmax
Ac = 3.048*1.219;
ns = Acmax/Ac;
nsprin = ns;
ns=fix(ns);
```

Βρίσκουμε τις απαιτούμενες παροχές κάθε μήνα και ημέρα.

```
%Υπολογισμός παροχών
for i=1:5
%(kgr/ημέρα)
Hmerhsiaapaitoumenh(i)=ceil(M/N(i));
%(kgr/sec)
Paroxhapaitoumenh(i)=Hmerhsiaapaitoumenh(i)/(3600*10);
%(kgr apo silektes)
Hmerhsia=Paroxhapaitoumenh(i)*3600*10;
end
```

Υπολογίζουμε τις απώλειες από τον κάθε συλλέκτη και το ωφέλιμο φορτίο Q_s που θα δεσμευτεί από αυτούς.

```
%Υπολογισμός ωφέλιμης ηλιακής ενέργειας
for i=1:5
Tin(i)=Tm(i);
QL(i) = FR*ns*Ac*UL*(Tin(i)-Ta(i))*3600*10;
Qs(i) = FR*ns*Ac*Ht(i);
Qu(i) = Qs(i)-QL(i);
if (Qu(i)<0) Qu(i)=0; end
hap(i) = ceil(abs((QL(i)/Qs(i))*100));
end
```

Σειρά έχουν τα δεδομένα κλιματισμού όπως μάζα προσροφητή, προσροφούμενου, μεθανόλης, θερμοχωρητικότητες κτλ. Από την θεώρηση της μηχανής έχουμε την θερμοκρασία συμπύκνωσης που είναι ίση με 24C την σταθερή δηλαδή θερμοκρασία του εδάφους ενώ η θερμοκρασία ατμοποίησης επιλέγεται σύμφωνα με την εφαρμογή. Για κλιματιστικές εφαρμογές γύρω στους 10-20, για ψύξη κάτω από τους 0 γύρω στους -10 συνήθως. Για να βρούμε τις πιέσεις στις οποίες αντιστοιχούν αυτές οι θερμοκρασίες χρησιμοποιούμε την εξίσωση Antoine που είναι ουσιαστικά μια βελτιωμένη Clausius – Clapeyron.

```
%Δεδομένα κλιματισμού
%(kgr)
Ma=32;
%(j/kgrK)
cra=900;
Mm=10;
cpm=902;
Mmeth=9;
xo=0.284;
k=10.21;
n=1.39;
A=4413;
Le=1102000;
cpl=750;
Ts=15.3;
Tmax=120;
Te=10;
Tc=24;
%(J/kgr) Σταθερά μεθανόλης
```



```

R=249.72;
%log(P) = A-B/(T+C) Συντελεστής εξίσωσης Antoine
Aca=8.07240;
Bca=1574.99;
Cca=238.87;
%Εξίσωση Antoine
Pc=(exp(Aca-(Bca/(Tc+Cca))))*133.32*(10^-5);
Pe=(exp(Aca-(Bca/(Te+Cca))))*133.32*(10^-5);

```

Είναι λογικό να υποθέσουμε ότι την πρώτη φορά που θα εκκινήσει η μηχανή η ελάχιστη θερμοκρασία στην δεξαμενή 8 θα είναι ίση με αυτήν του νερού του δικτύου T_m . Άρα στην εξίσωση (16.25) η μόνη μας άγνωστη είναι η T_{g2} (T_{a1} και T_{g1} δεν μας απασχολούν διότι μπορούμε να τις βρούμε εύκολα αφού πηγάζουν από τις T_{g1} και T_{a2}). Το Q_u της εξίσωσης ισούται με το Q_s του προγράμματος. Το περιθώριο λάθος το αφήνουμε στα 100kJ διότι εφαρμογές που έτρεξαν με περιθώριο λάθους τα 10kJ δεν μετέβαλλαν σχεδόν καθόλου τα αποτελέσματά μας ενώ το χρονικό διάστημα λειτουργίας του προγράμματος αυξήθηκε στο 10πλάσιο.

```

%Θερμανση τράπεζας 10h / Αρχικό loop / Εύρεση της Tg2
for i=1:5
Ta2(i)=Tm(i);
Tg2(i)=20;
Qhol(i)=0;
count=0;
while (abs(Qs(i)-Qhol(i))>100000)
count=count+1;
if (count>=5000) disp('H meuodos den sigklinei, bhma>=5000'); break; end
Tg2(i)=Tg2(i)+0.1;
Ta2(i)=Tm(i);
%Εξίσωση (3.40α)
Tg1(i)=(Tc*Ta2(i))/Te;
% Εξίσωση (3.40β)
Ta1(i)=(Te*Tg2(i))/Tc;
xconc(i)=xo*exp(-k*((Ta2(i)+273)/(Ts+273))-1)^(n));
Qh1(i)=(Hmerhsia*Cp)*(Tg2(i)-Ta2(i));
Qh2(i)=(Mm*cpm+Ma*cpa)*(Tg2(i)-Ta2(i));
Qh3(i)=xconc(i)*Ma*cpl*(Tg1(i)-Ta2(i));
ct1=R*A*Ma*xo*k*(1/(Tc*Ts));
fh4 = @(T)ct1*T.*(T./Ts-1).^n).*exp(-k*(T./Ts-1).^n);
Qh4(i) = quad(fh4,Tg1(i),Tg2(i));
fh5 = @(T)xo*exp(-k*(T./Ts-1).^n)*Ma*cpl;
Qh5(i) = quad(fh5,Tg1(i),Tg2(i));
%Εξίσωση (16.25)
Qhol(i)=Qh1(i)+Qh2(i)+Qh3(i)+Qh4(i)+Qh5(i);
DQ(i)=Qs(i)-Qhol(i);
end
end

```

Όμοια και με την πρώτη φορά λειτουργίας της ψύξης της τράπεζας το μέγιστο T_{g2} είναι αυτό που προήλθε από το προηγούμενο βήμα με μικρότερη θερμοκρασία την T_m του νερού ύδρευσης άρα είναι σωστό να θεωρήσουμε ότι ισχύει η T_{g2} σε αυτό το βήμα και επαναληπτικά να βρούμε την T_{a2} που θα ισχύει στο επόμενο loop. Δίνουμε αρχικές τιμές τις T_{a2} κοντά στην θερμοκρασία του νερού του δικτύου (θα είναι λίγο μεγαλύτερη). Χρησιμοποιούμε τις εξισώσεις (16.31) και (16.34) το περιθώριο λάθους της θερμοκρασίας περιορίζεται στους 0.1C.

```

%Ψύξη τράπεζας 14h / Αρχικό loop / Εύρεση της Tα2
for i=1:5

```

```

Ta2(i)=Tm(i);
Ta2b(i)=0;
count=0;
while (abs(Ta2(i)-Ta2b(i))>0.1)
count=count+1;
if (count>=3000) disp('H meuodos den sigklinei, bhma>=3000'); break; end
Ta2(i)=Ta2(i)+0.05;
Tg1(i)=(Tc*Ta2(i))/Te;
Tal(i)=(Te*Tg2(i))/Tc;
%To Tg2 einai gnosto apo to proigoumeno bhma
xconc(i)=xo*exp(-k*(((Ta2(i)+273)/(Ts+273))-1)^(n));
xdil(i)=xo*exp(-k*(((Tg2(i)+273)/(Ts+273))-1)^(n));
Dx(i)=xconc(i)-xdil(i);
hdx(i)=Dx(i)/xo;
Qc1(i)=(Mm*cpm+Ma*cpa)*(Tg2(i)-Ta2(i));
Qc2(i)=(xdil(i)*Ma*cpl)*(Tg2(i)-Tal(i));
ct1=R*A*Ma*xo*k*(1/(Te*Ts));
fc3=@(T)ct1*T.*((T./Ts-1).^(n-1)).*exp(-k*(T./Ts-1).^n);
Qc3(i)=quad(fc3,Ta2(i),Tal(i));
fc4=@(T)xo*exp(-k*(T./Ts-1).^n)*Ma*cpl;
Qc4(i)=quad(fc4,Ta2(i),Tal(i));
%Εξίσωση (16.20)
Qc(i)=Qc1(i)+Qc2(i)+Qc3(i)+Qc4(i);
Ta2b(i)=Tm(i)+(Qc(i)/(Cp*Hmerhsia));
End
%Μέσος όρος των τελικών τιμών του loop
Ta2(i)=(Ta2(i)+Ta2b(i))/2;
end

```

Έχοντας βρει την καινούρια Ta2 μπορούμε να διορθώσουμε την Tg2 με πλέον την περισσότερο ρεαλιστική Ta2 αντί της Tm και ακολούθως την Tg2 βάση της νέας διορθωμένης Ta2. Περαιτέρω διόρθωση είναι ανούσια λόγω της μεγάλης ποσότητας του νερού αφενός και αφετέρου το λάθος θα είναι πολύ μικρότερο της τάξης μεγέθους της στρογγυλοποίησης μας.

```

% Θέρμανση 10h - Βρίσκω τις τελικές Tg2 Ta2 οι οποίες διατηρούνται από εδώ και
μετά.
%Εύρεση τελικής Tg2.
for i=1:5
Tg2(i)=20;
Qhol(i)=0;
count=0;
while (abs(Qs(i)-Qhol(i))>100000)
count=count+1;
if (count>=5000) disp('H meuodos den sigklinei, bhma>=5000'); break; end
Tg2(i)=Tg2(i)+0.1;
Tg1(i)=(Tc*Ta2(i))/Te;
Tal(i)=(Te*Tg2(i))/Tc;
xconc(i)=xo*exp(-k*(((Ta2(i)+273)/(Ts+273))-1)^(n));
xdil(i)=xo*exp(-k*(((Tg2(i)+273)/(Ts+273))-1)^(n));
Dx(i)=xconc(i)-xdil(i);
Qh1(i)=(Hmerhsia*Cp)*(Tg2(i)-Ta2(i));
Qh2(i)=(Mm*cpm+Ma*cpa)*(Tg2(i)-Ta2(i));
Qh3(i)=xconc(i)*Ma*cpl*(Tg1(i)-Ta2(i));
ct1=R*A*Ma*xo*k*(1/(Tc*Ts));
fh4=@(T)ct1*T.*((T./Ts-1).^(n-1)).*exp(-k*(T./Ts-1).^n);
Qh4(i)=quad(fh4,Tg1(i),Tg2(i));
fh5=@(T)xo*exp(-k*(T./Ts-1).^n)*Ma*cpl;
Qh5(i)=quad(fh5,Tg1(i),Tg2(i));
Qhol(i)=Qh1(i)+Qh2(i)+Qh3(i)+Qh4(i)+Qh5(i);
DQ(i)=Qs(i)-Qhol(i);
end

```

```

%Εύρεση τελικής Ta2
Ta2(i)=Tm(i);
count=0;
Qhol(i)=0;
count=0;
while (abs(Qs(i)-Qhol(i))>1000000)
count=count+1;
if (count>=200) disp('H meuodos den sigklinei, bhma>=200'); break; end
Ta2(i)=Ta2(i)+1;
Tg1(i)=(Tc*Ta2(i))/Te;
Ta1(i)=(Te*Tg2(i))/Tc;
xconc(i)=xo*exp(-k*(((Ta2(i)+273)/(Ts+273))-1)^(n));
xdil(i)=xo*exp(-k*(((Tg2(i)+273)/(Ts+273))-1)^(n));
Dx(i)=xconc(i)-xdil(i);
Qh1(i)=(Hmerhsia*Cp)*(Tg2(i)-Ta2(i));
Qh2(i)=(Mm*cpm+Ma*cpa)*(Tg2(i)-Ta2(i));
Qh3(i)=xconc(i)*Ma*cpl*(Tg1(i)-Ta2(i));
ct1=R*A*Ma*xo*k*(1/(Tc*Ts));
fh4=@(T)ct1*T.*((T./Ts-1).^(n-1)).*exp(-k*((T./Ts-1).^n));
Qh4(i)=quad(fh4,Tg1(i),Tg2(i));
fh5=@(T)xo*exp(-k*((T./Ts-1).^n))*Ma*cpl;
Qh5(i)=quad(fh5,Tg1(i),Tg2(i));
Qhol(i)=Qh1(i)+Qh2(i)+Qh3(i)+Qh4(i)+Qh5(i);
DQ(i)=Qs(i)-Qhol(i);
end
end

```

Μετά τον υπολογισμό όλων των μεταβλητών που μας χρειάζονται μπορούμε να βρούμε τους βαθμούς, COP καθώς και την ψυκτική κάλυψη που προσφέρει μια τέτοια κατασκευή.

```

%Υπολογισμός αποδόσεων και COP
for i=1:5
Qref(i)=Dx(i)*Ma*Ie;
Qcc(i)=Dx(i)*Ma*cpl*(Tc-Te);
Qregen(i)=Qu(i)-Qh1(i);
COP(i)=(Qref(i)-Qcc(i))/Qregen(i);
COPsolar(i)=(Qref(i)-Qcc(i))/Qu(i);
hsolar(i)=Qh1(i)/Qu(i);
%(J/d)
ApaithshPsikshs=63*4184*24;
KalipshPsikshs(i)=(Qref(i)/ApaithshPsikshs)*100;
end

```

Σχεδιάζουμε τα διαγράμματα $n1P(-1/T)-m$ και τελικά υπολογίζουμε και τον χρόνο που έτρεξε ο κώδικας.

```

%Σχεδιασμός διαγραμμάτων P-T
for i=1:5
TT1=[Tg1(i), Tg2(i) Ta1(i) Ta2(i)];
PP1=[Pc Pc Pe Pe];
TT2=[Tg1(i) Tc Te Ta2(i)];
PP2=[Pc Pc Pe Pe];
TT3=[Ta2(i) Tg1(i)];
PP3=[Pe Pc];
figure(i)
plot(TT1,PP1,'b',TT2,PP2,'r',TT3,PP3,'g')
hold on

```

```

xlabel('-1/T (C)')
ylabel('lnP (bar)')
legend('Kiklos AC', 'Kiklos Methanolhs', 'Koinos topos')
title('Prosrofhtikos Kyklos')
axis([5 90 0.0075 0.011])
end

```

```

%Εύρεση και εκτύπωση συνολικού χρόνου επεξεργασίας
t0=cputime-t

```

16.10) Αποτελέσματα - Σχόλια.

Τα αποτελέσματα που εξάγονται από τον παραπάνω κώδικα είναι πολύ υποσχόμενα και κυρίως όσων αφορά το στάδιο κλιματισμού του οικήματος που επιλέχθηκε, θα δούμε όμως όλα τα στοιχεία που απαρτίζουν το σύστημα μελετώντας το και παραμετρικά. Αρχικά δίνεται ένα υπόμνημα με όλες τις μεταβλητές συγκεντρωμένες που χρησιμοποιήσαμε στον παρακάτω πίνακα για την διευκόλυνση του αναγνώστη.

Σύμβολο	Επεξήγηση
Tc	Θερμοκρασία συμπύκνωσης.
Te	Θερμοκρασία ατμοποίησης.
Ta1	Θερμοκρασία αρχής προσρόφησης.
Ta2	Θερμοκρασία τέλους προσρόφησης.
Tg1	Θερμοκρασία αρχής απομάκρυνσης.
Tg2	Θερμοκρασία τέλους απομάκρυνσης.
Tm	Θερμοκρασία νερού δικτύου.
Ta	Θερμοκρασία περιβάλλοντος.
Ht	Ηλιακή ακτινοβολία μηνιαίας μέσης ημέρας.
Qu	Προσπίπτουσα θερμότητα στους συλλέκτες.
QL	Απώλειες θερμότητας συλλεκτών.
Qs	Ωφέλιμη θερμότητα στους συλλέκτες.
Qc	Αναγκαίο ποσό θερμότητα για την ψύξης της τράπεζας.
Qcc	Αναγκαίο ποσό θερμότητας για την μεταφορά του ψυκτικού από Tc-Tev.
Qw	Ποσό θερμότητας που συναλλάσει το HTF.
Qref	Ψυκτικό κέρδος.
Qreg	Ποσό θερμότητας για την αναγέννηση της τράπεζας.
AP	Απώλειες κλιματισμού.
Xconc	Αδιάστατη συγκέντρωση στο τέλος της προσρόφησης.
Xdil	Αδιάστατη συγκέντρωση στο τέλος της απομάκρυνσης.
Xo	Μαχ δυνατός αδιάστατος συντελεστής..
Δχ	Διαφορά των xconc-xdil.
KP	Ποσοστό κάλυψης του αναγκαίου φορτίου κλιματισμού από τον μηχανισμό.
hap	Απόδοση απωλειών.
hsolar	Απόδοση θέρμανσης της δεξαμενής θ.
COPsolar	Συντελεστής απόδοσης ψυκτικού αποτελέσματος προς προσπίπτουσα ολική.
COP	Συντελεστής απόδοσης ψυκτικού αποτελέσματος προς δαπανούμενη θερμότητα.

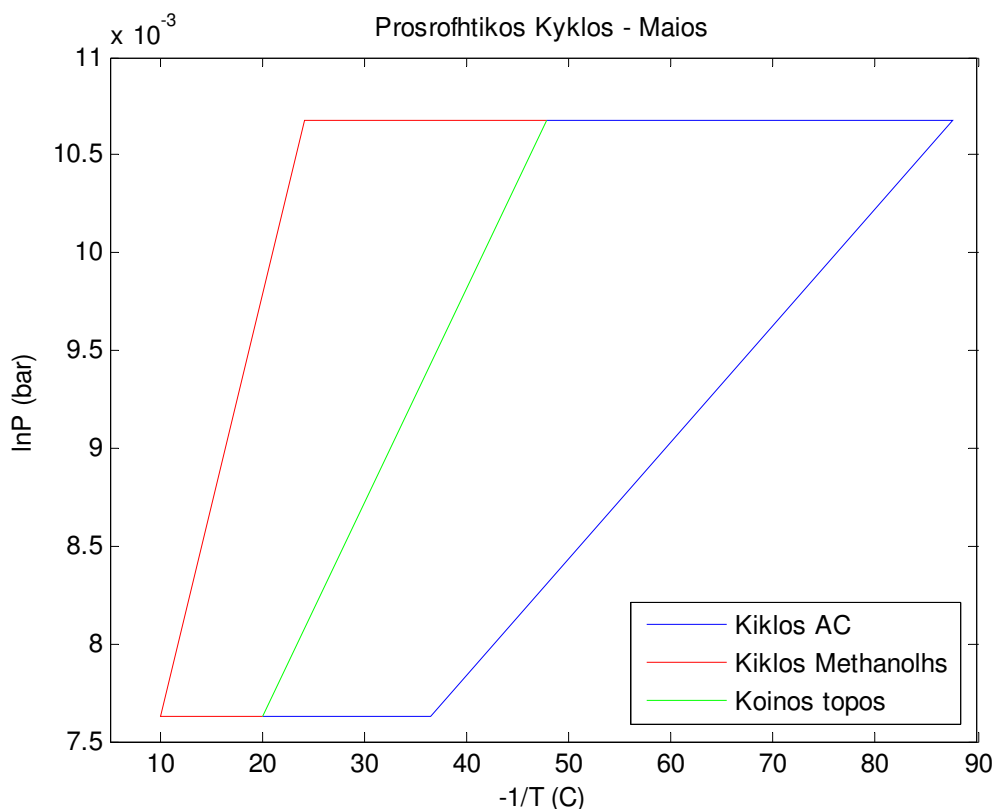
Στον ακόλουθο πίνακα βλέπουμε τις τιμές των θερμοκρασιών που έλαβαν μέρος στην εφαρμογή. Η T_c όπως θεωρήσαμε είναι σταθερή λόγω της συμπύκνωσης εντός του εδάφους ενώ η T_e επιλέχθηκε στους 10C για εφαρμογή κλιματισμού η οποία τιμή είναι πολύ λογική. Η T_m T_a προήλθαν από την ΕΜΥ. Οι τιμές των θερμοκρασιών τις προσρόφησης είναι αποτέλεσμα των παραπάνω ενώ οι δύο βασικές πιέσεις λειτουργίας είναι

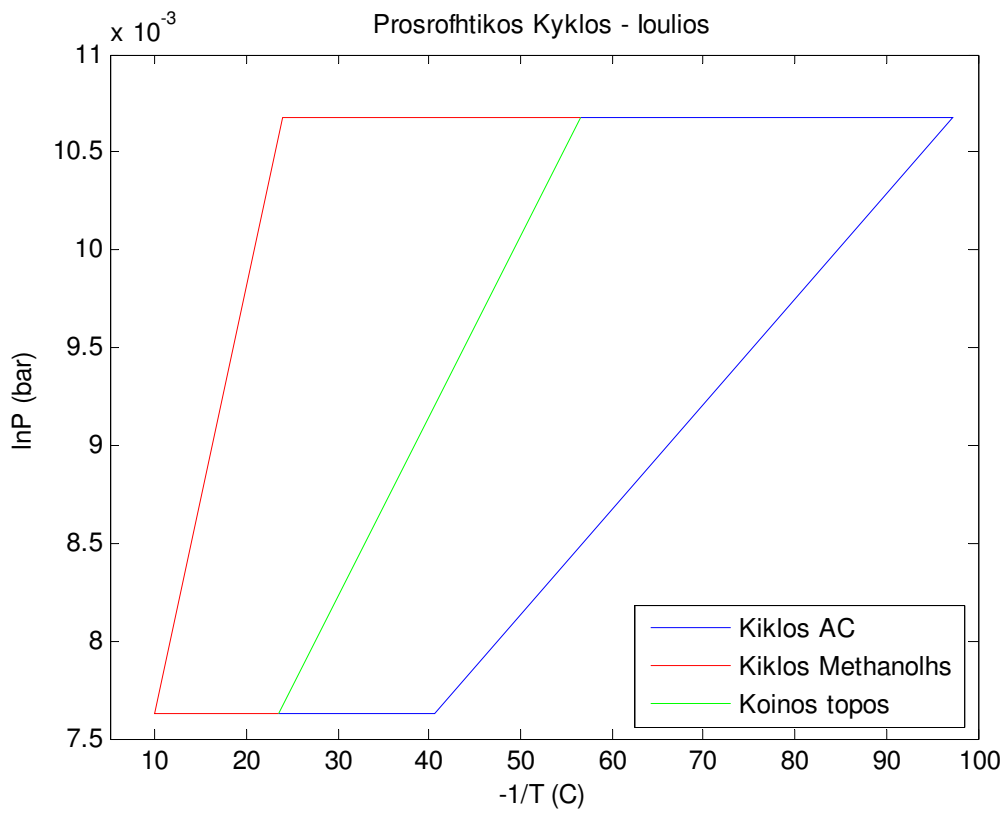
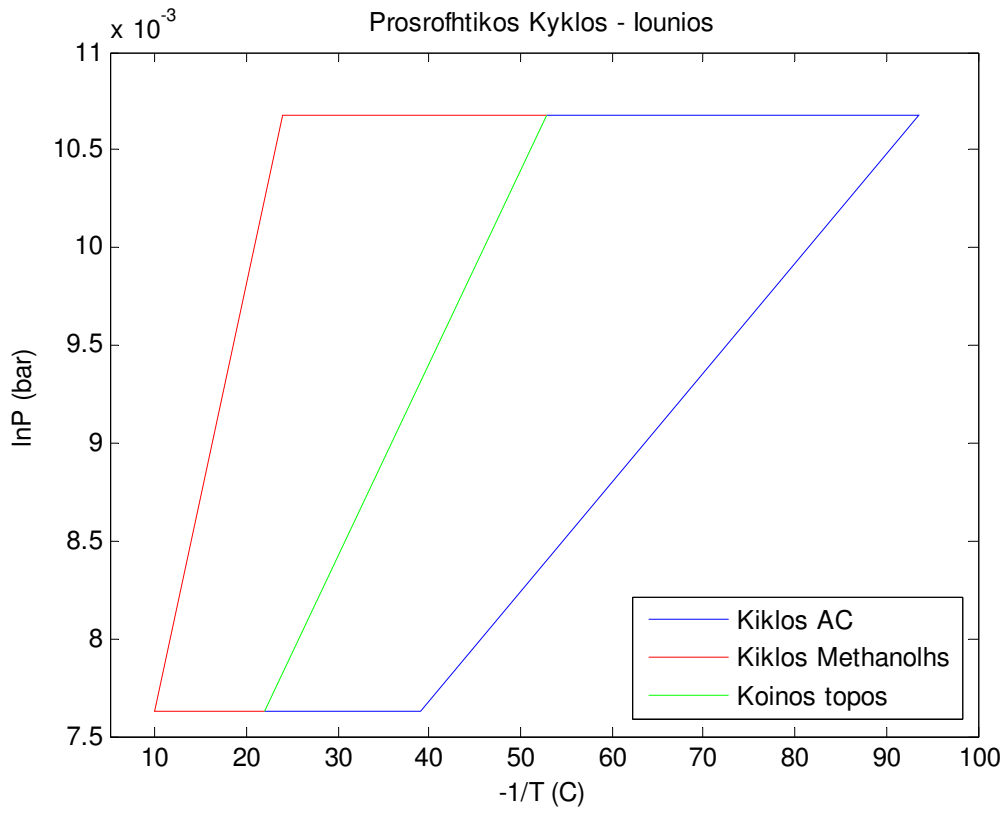
$$P_c = 0.010681 \text{ (bar)}$$

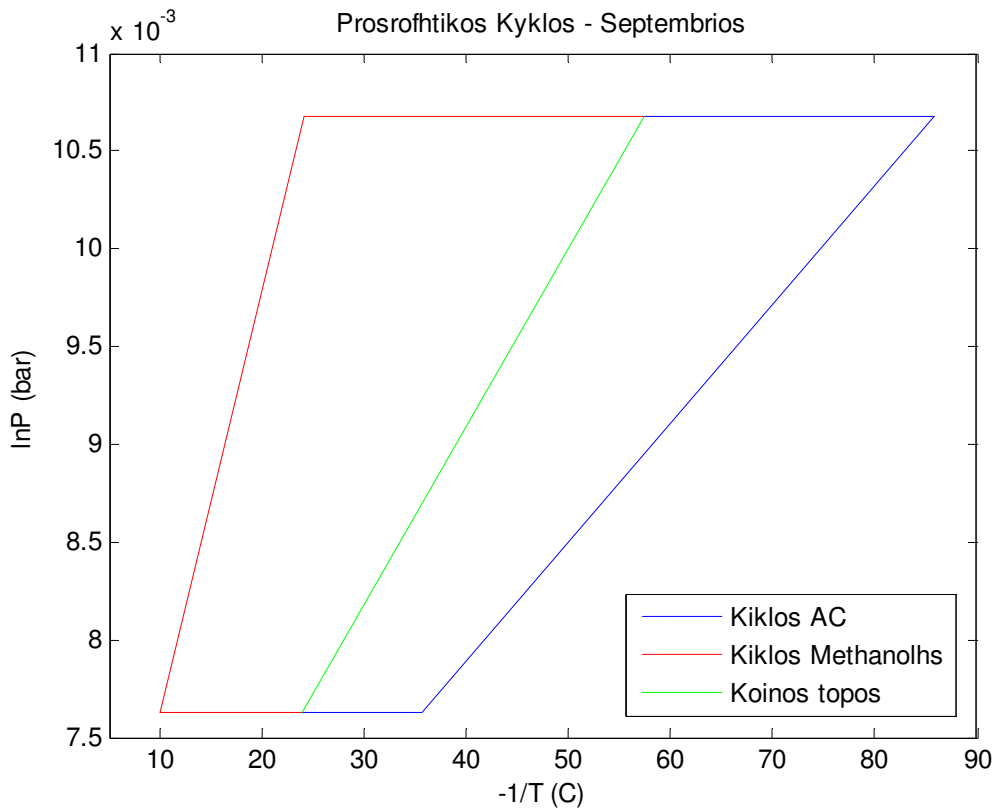
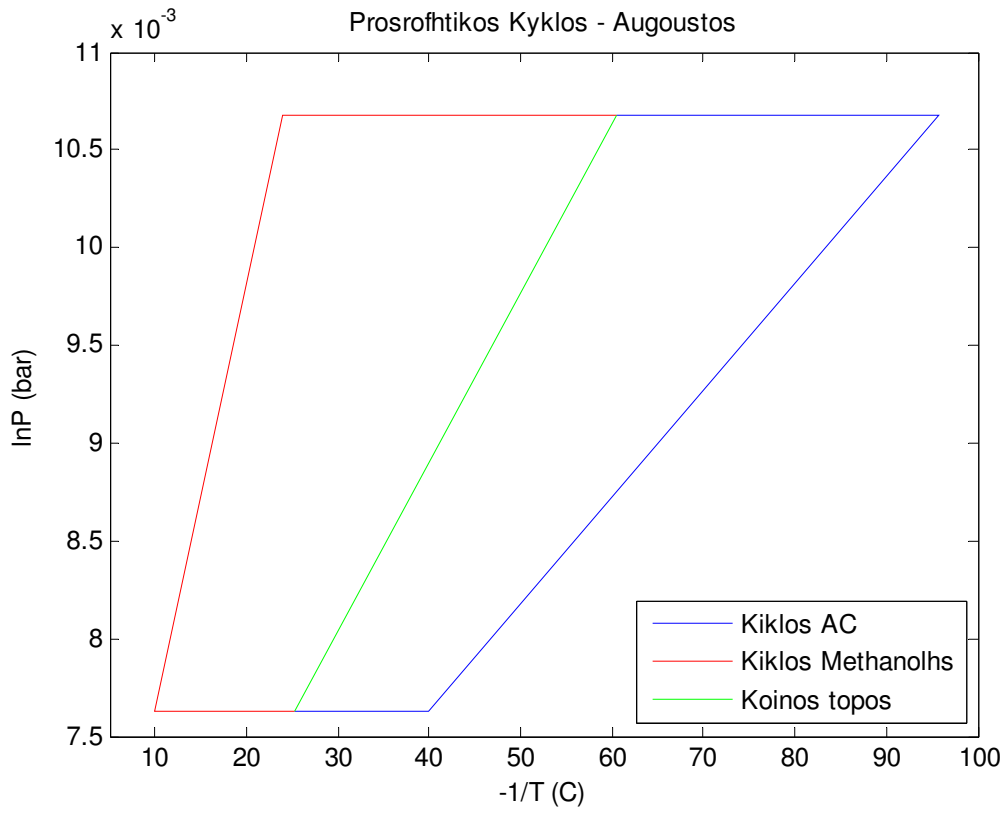
$$P_{ev} = 0.0076249 \text{ (bar)}$$

(°C)	Μήνας				
	Μάιος	Ιούνιος	Ιούλιος	Αύγουστος	Σεπτέμβρης
T_c	24.0	24.0	24.0	24.0	24.0
T_e	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0
T_{a1}	36.5	39.0	40.5	39.9	35.7
T_{a2}	19.9	22.0	23.6	25.2	23.9
T_{g1}	47.8	52.8	56.6	60.5	57.4
T_{g2}	87.5	93.6	97.2	95.8	85.7
T_m	15.3	18.7	20.8	22.7	21.5
T_a	21.2	26.5	28.8	28.5	23.0

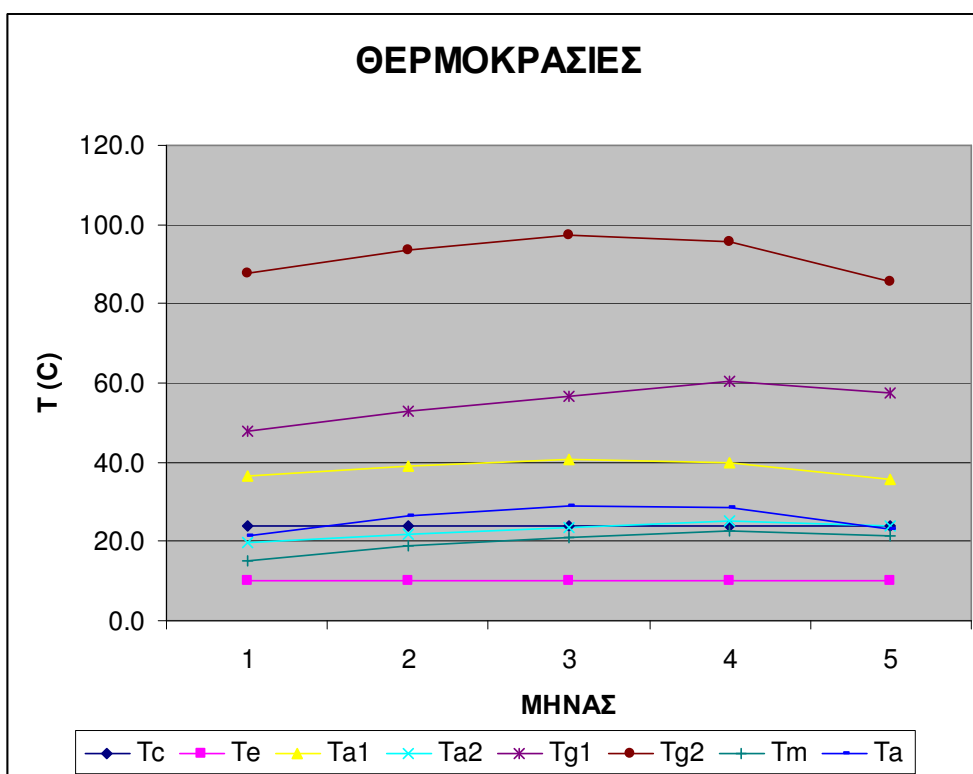
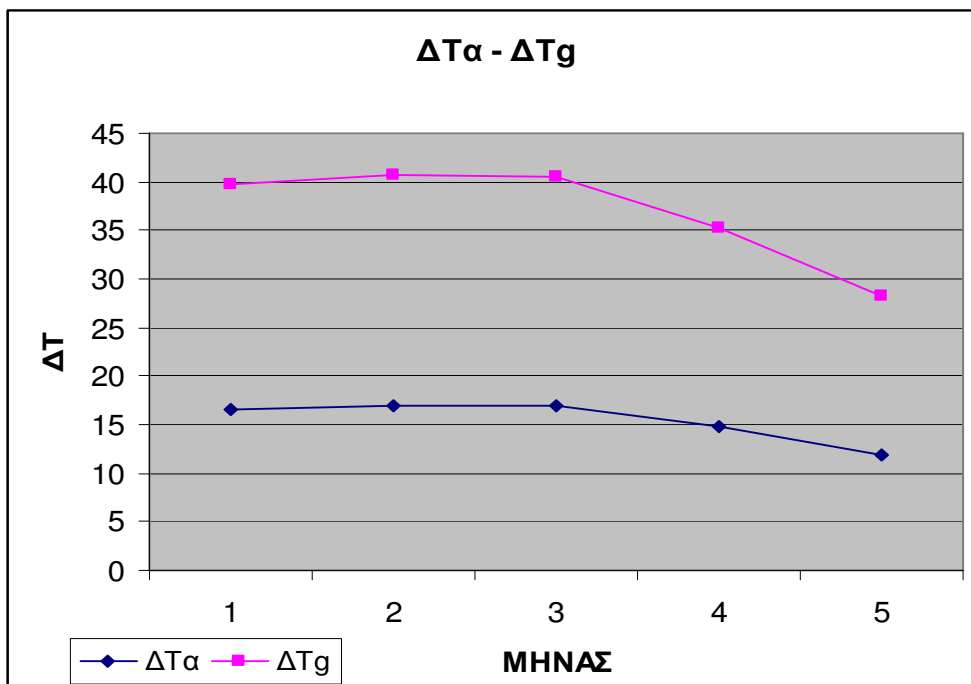
Βάση των τιμών αυτών μπορούμε πλέον να σχεδιάσουμε τους προσροφητικούς κύκλους για κάθε επιλεγμένο μήνα στο κλασσικό διάγραμμα $\ln P - (-1/T)$. Με μπλε χρώμα σχεδιάζουμε τις μεταβολές στην προσροφητική τράπεζα, με κόκκινο τις μεταβολές του ψυκτικού και με πράσινο τον κοινό τόπο των δύο. Σε αυτά τα διαγράμματα έχουμε δύο ισόθλιπτες και δύο μεταβολές σταθερού X ισόογκες.







Ενδιαφέρον έχει να παρατηρήσουμε την μεταβολή του ΔT_a και ΔT_g σε αυτούς τους μήνες. Βλέπουμε ότι ενώ η μεταβολή του ΔT_a είναι σχεδόν η ίδια για όλους του μήνες, η ΔT_g αρχικά διατηρείται σχεδόν σταθερή και μετά έχει μια απότομη πτώση αρκετών βαθμών μέσα στους μήνες Αύγουστο, Σεπτέμβρη. Αυτό συμβαίνει διότι η T_{g2} που μπορούμε να πετύχουμε μετά το πέρας των πολύ θερμών μηνών είναι αρκετά μικρότερη άρα η διαφορά ΔT_{g2} μειώνεται. Η δε μεταβολή των χαμηλών θερμοκρασιών συμπεριφέρεται και αυτή ομαλά διότι εξαρτάται κυρίως από το νερό του δικτύου που η θερμοκρασία του δεν έχει πολλές διακυμάνσεις. Επίσης παραθέτουμε και το σύνολο των θερμοκρασιών σε ένα ενιαίο διάγραμμα.



Τα φορτία που εξάγονται από τα παραπάνω ζεύγη τιμών δίνονται στον παρακάτω πίνακα και συνοψίζονται σε ένα ακόλουθο 3D διάγραμμα όπου μπορούμε να δούμε και οπτικά πλέον τις κατανομές των θερμοκρασιών στα διάφορα τμήματα και διαδικασίες.

(J/day)	Μήνας				
	Μάιος	Ιούνιος	Ιούλιος	Αύγουστος	Σεπτέμβρης
Qu	74551457	80374244	82560555	77568895	64892450
QL	5050718	6677220	6848431	4965112	1284081
Qs	69500738	73697023	75712123	72603782	63608369
Qc	4667090	3318118	2952699	2701373	2504011
Qcc	70874	72342	72480	69991	65678
Qw	66845584	70800944	72778624	69812104	61110312
Qref	7438377	7592503	7606961	7345705	6893035
Qreg	7705873	9573300	9781931	7756791	3782138
AP	6326208	6326208	6326208	6326208	6326208

Βλέπουμε ότι η προσπίπτουσα θερμότητα στους συλλέκτες ακολουθεί την λογική πορεία αύξησης του μέχρι τον Ιούλιο όπου και αρχίζει να ξαναμειώνεται.

Οι απώλειες στους συλλέκτες αυξάνονται και αυτές με μικρούς ρυθμούς μέχρι τον Ιούλιο και ακολούθως μειώνονται διότι μειώνεται και η διαφορά μεταξύ θερμοκρασίας εισόδου νερού δικτύου και ατμοσφαιρικής θερμοκρασίας.

Το εκμεταλλεύσιμο ποσό θερμότητας Q_s βλέπουμε ότι είναι πολύ ικανοποιητικό. Αυτό κατανέμεται στην θέρμανση του HTF και των υπόλοιπων στοιχείων της κατασκευής. Βλέπουμε ότι η μερίδα το λέοντος αντιστοιχεί στην θέρμανση του HTF Q_w ενώ ένα πολύ μικρότερο ποσοστό στα υπόλοιπα μέρη Q_c όπως δηλαδή ήταν αναμενόμενο και προσδοκώμενο. Η αναλογίες είναι πολύ καλές και το Q_c παραμένει σχεδόν σταθερό.

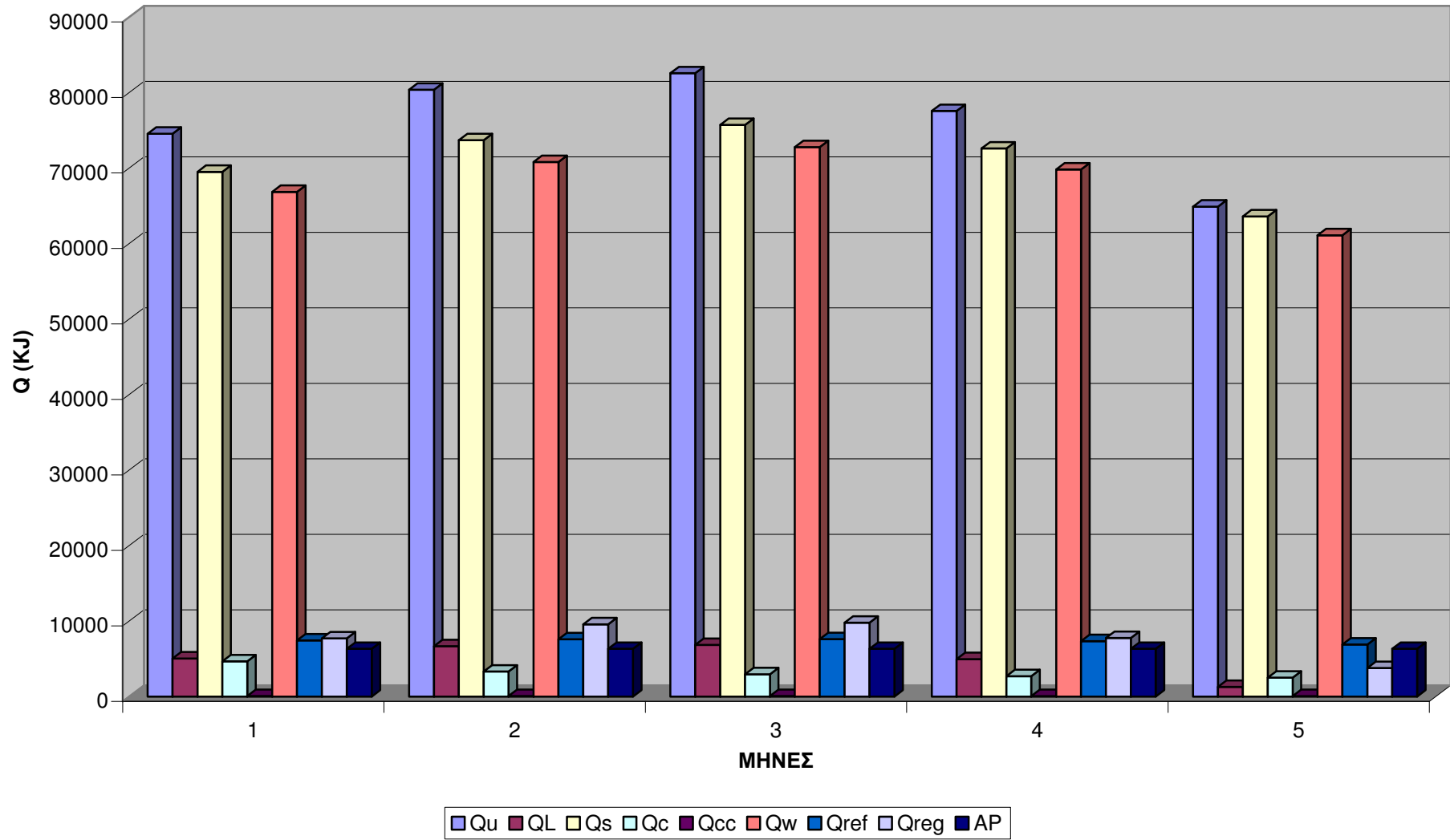
Το ποσό της ενέργειας που αντιστοιχεί στην ψύξη του HTF για να οδεύσει από την Tg2-Ta2 είναι μηδαμινό και δεν χρειάζεται να μας απασχολήσει όπως φαίνεται από το διάγραμμα. Μάλιστα θα μπορούσαμε να το ορίσουμε και σαν μια σταθερά επιταχύνοντας έτσι την διαδικασία επίλυσης και αυξάνοντας την απλότητα της όλης μελέτης. Μετά από σχετικές πράξεις καταλήξαμε ότι η μέγιστη τιμή του Q_{cc} είναι $Q_{cc} = 0.001 \cdot Q_s$.

Το ψυκτικό αποτέλεσμα Q_{ref} αυξάνει με μικρούς ρυθμούς μέχρι τον Ιούλιο και ακολούθως μειώνεται η τιμή του ενώ τον Σεπτέμβρη μειώνεται δυσανάλογα με την παραπάνω πορεία. Είναι λογικό να υποθέσουμε ότι από τον Οκτώβρη και μετά θα υπάρχει δραματική μείωση κάτι που όμως δεν μας ενδιαφέρει αφού παύει να ισχύει η ανάγκη ύπαρξης κλιματιστικής συσκευής.

Το απαιτούμενο φορτίο κλιματισμού AP βλέπουμε ότι είναι ελαφρώς μικρότερο από το ψυκτικό κέρδος μας Q_{ref} το οποίο σημαίνει ότι μπορούμε να καλύψουμε κατά 100% τις ανάγκες μας συμπεριλαμβανομένων και των απωλειών.

Η θερμότητα αναγέννησης αυξάνει μέχρι τον Ιούλιο με μικρούς ρυθμούς και μειώνεται αντίστοιχα

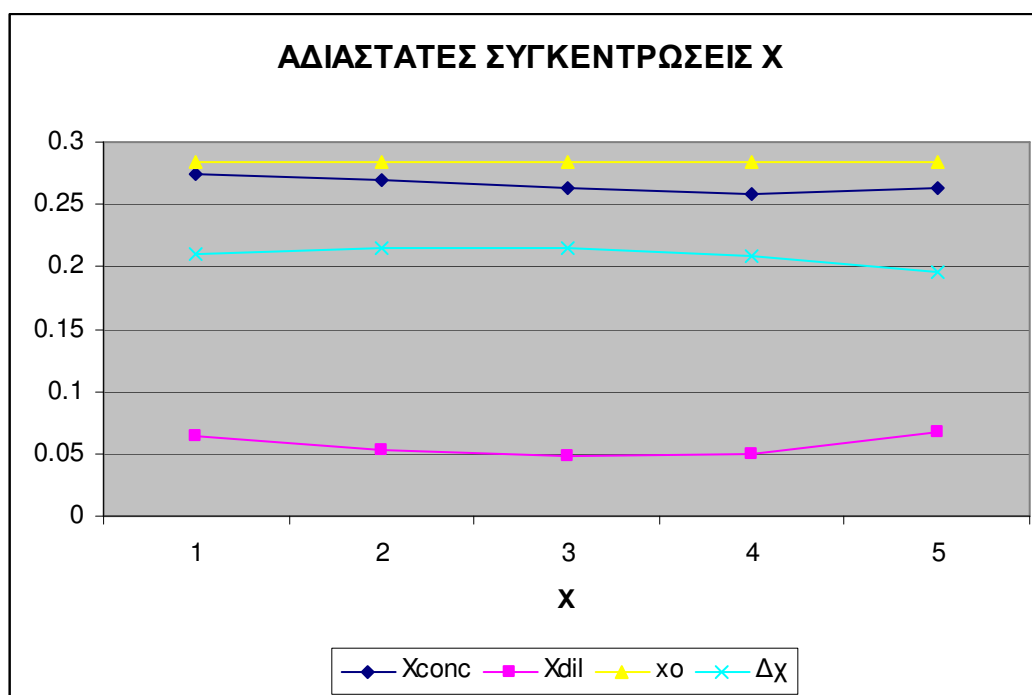
ΘΕΡΜΟΤΗΤΕΣ



μετά όμως υπάρχει μια δραματική μείωση του από το Σεπτέμβρη. Αφού πρόκειται για ποσότητα η οποία δεν χάνεται αλλά συναλλάσσεται σαν αισθητή θερμότητα μεταξύ των δομικών στοιχείων της εγκατάστασης δεν είναι και η πρώτη παράμετρος που μας απασχολεί. Βέβαια θα θέλαμε να την μηδενίσουμε ώστε όλη η προσφερόμενη θερμότητα να κατέληγε στο εργαζόμενο μέσο.

Στη συνέχεια μπορούμε να δούμε τις μεταβολές των αδιάστατων συγκεντρώσεων X και εποπτικό διάγραμμα αυτών στην συνέχεια.

$(\text{kg}_{\text{methanol}} / \text{kg}_{\text{AC}})$	Μήνας				
	Μάιος	Ιούνιος	Ιούλιος	Αύγουστος	Σεπτέμβρης
X_{conc}	0.2749	0.2689	0.2638	0.2585	0.2628
X_{dil}	0.064	0.0536	0.0481	0.0502	0.0674
x_0	0.284	0.284	0.284	0.284	0.284
ΔX	0.2109	0.2153	0.2157	0.2083	0.1954



Τα αποτελέσματα είναι λογικά. Καταρχήν όλες οι τιμές είναι κάτω από την X_0 που αποτελεί μέγιστη τιμή και άνω όριο.

Παρατηρούμε ότι έχουμε πτώση των τιμών X_{dil} και X_{conc} μέχρι και τον Αύγουστο όπου παρατηρείται άνοδος και των δύο και κυρίως του X_{dil} οπότε υπάρχει μείωση του ΔX .

Το ΔX είναι η πιο σημαντική τελική παράμετρος διότι έχουμε άμεση και γραμμική εξάρτηση του COP από αυτήν. Δεν είναι δύσκολο να το κατανοήσουμε αυτό άμα σκεφτούμε ότι το ψυκτικό αποτέλεσμα εξαρτάται από την προσροφούμενη ποσότητα. Σωστά παρακολουθούμε το μέγιστο ΔX στον Ιούλιο ο οποίος παρουσιάζει και την μεγαλύτερη προσφερόμενη ποσότητα θερμότητας.

Παρόλα αυτά μεγάλες διαφορές στο ΔX παρατηρούνται από τον Σεπτέμβρη και μετά θεωρητικά.

Τελικά συγκεντρώνουμε τους βαθμούς απόδοσης στον παρακάτω πίνακα.

	Μήνας				
	Μάιος	Ιούνιος	Ιούλιος	Αύγουστος	Σεπτέμβρης
KP	1.1758	1.2002	1.2025	1.1612	1.0896
hap	0.08	0.1	0.1	0.07	0.03
hsolar	0.8966	0.8809	0.8815	0.9	0.9417
COPsolar	0.0988	0.0936	0.0913	0.0938	0.1052
COP	0.9561	0.7855	0.7702	0.938	1.8052

Τα αποτελέσματα είναι πολύ καλά. Καταρχήν βλέπουμε ότι μπορούμε να καλύψουμε την κλιματιστική απαίτηση AP σε κάθε μήνα πάντα 100% συμπεριλαμβανομένων των απωλειών και του υπολογιστικού λάθους με HTF στους 10C.

Ο βαθμός απόδοσης απωλειών μεταξύ 3-10% που είναι πολύ φυσιολογικές τιμές για τις απώλειες QL.

Ο βαθμός απόδοσης του συλλέκτη είναι σε πολύ καλά επίπεδα μεταξύ 88-93% ο οποίος δείχνει την προσφερόμενη ηλιακή θερμότητα που θα χρησιμοποιηθεί για την άνοδο της θερμοκρασίας του νερού.

Ο ηλιακός συντελεστής απόδοσης δείχνει το ποσοστό της προσφερόμενης θερμότητας που θα χρησιμοποιηθεί για την παραγωγή του ψυκτικού αποτελέσματος. Αναμενόταν μικρό και πάντα θα είναι αφού το μεγαλύτερο ποσό δαπανάται για την άνοδο της θερμοκρασίας του HTF.

Τέλος το COP για όλη την εγκατάσταση είναι πάρα πολύ ικανοποιητικό αφού είναι το τριπλάσιο σχεδόν σε όλες τις περιπτώσεις από αυτό που παρουσίασε ομάδα ερευνητών στην Shanghai στην Κίνα σε παρόμοια εφαρμογή. Η διαφορά έγκειται στο γεγονός ότι αυτοί τοποθέτησαν τον συμπυκνωτή σε δεξαμενή νερού η οποία θερμοκρασία του εξαρτάται τόσο από την θερμοκρασία περιβάλλοντος όσο και από την θερμοκρασία του νερού του δικτύου ενώ η δικιά μας ήταν σταθερή στους 24C, για παράδειγμα τον Ιούλιο η συμπύκνωση τους έγινε στους 35C. Ακόμα χρησιμοποιήσαμε αντί για 28 kgr ενεργού άνθρακα 32 kgr και η θερμοκρασία ατμοποίησης μας ήταν στους 10C ενώ η δικιά τους στους -10C λόγω επιδίωξης παραγωγής πάγου ως μέσο αποθήκευσης της ψύξης.

16.11) Υλοποίηση του κλιματισμού.

Το συγκεκριμένο θέμα δεν αποτελεί στόχο της παρούσας πτυχιακής αλλά λόγω πληρότητας θα αναφέρουμε μερικά στοιχεία υλοποίησης. Εάν στόχος μας ήταν η παραγωγή πάγου με σκοπό την αποθήκευση ιατρικού εξοπλισμού, τροφίμων κτλ σε περιοχές όπου η ηλεκτρική ενέργεια δεν είναι δεδομένο τότε τα πράγματα θα ήταν πολύ εύκολα μιας και θα μπορούσαμε άμεσα να δημιουργήσουμε τον πάγο, να τον αποθηκεύσουμε και να τον μεταφέρουμε πολύ εύκολα. Στον κλιματισμό όμως δεν έχουμε αυτήν την πολυτέλεια μιας και ο πάγος λόγω της λανθάνουσας θερμότητας που φέρει λόγω της αλλαγής φάσης του από υγρό σε στερεό έχει πολύ μεγαλύτερη

αποθηκευτική ικανότητα από ότι το υγρό νερό στους 10C. Παρόλα αυτά δεν είναι αδύνατο να δημιουργήσουμε μια κατασκευή για αυτόν τον σκοπό. Θα μπορούσαμε να μεταφέρουμε τον HTF 10C σε μια καλά μονωμένη δεξαμενή η οποία θα είχε διαστασιολογηθεί έτσι που να μπορούσε να καλύψει το ημερήσιο φορτίο της κατασκευής στόχου. Η δεξαμενή αυτή θα έφερε ικανές διόδους από τις οποίες ρεύμα αέρα περιβάλλοντος άρα και θερμοκρασίας περιβάλλοντος θα την διέρρεε ρίχνοντας έτσι την θερμοκρασία του κατά τους καλοκαιρινούς μήνες. Το ρεύμα αυτό θα μεταφερόταν μέσω ανεμιστήρων στην τοποθεσία στόχο κλιματίζοντας έτσι την τοποθεσία.

Μια παρόμοια κατασκευή και η μοναδική ουσιαστικά που συναντήσαμε για εφαρμογή κλιματισμού μπορεί κανείς να βρει στην εργασία των Wang et al «Adsorption refrigeration – An efficient way to make good use of waste heat and solar energy.», παρακάτω σχήματα, η οποία εργάζεται με Silica gel / AC και νερό ως HTF.

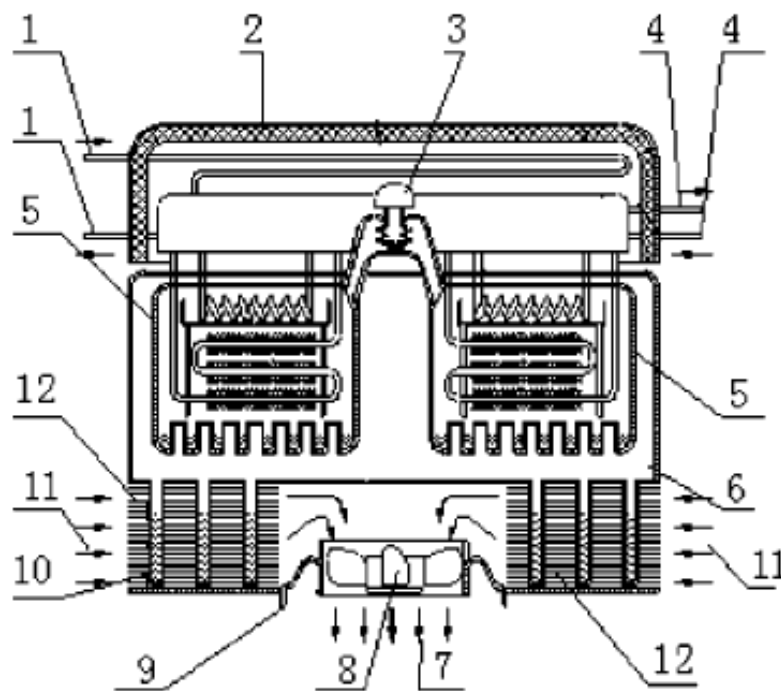


Fig. 30. Scheme of the air conditioner: (1) outlet and inlet of the adsorber cooling medium; (2) heat insulation; (3) mass transfer valve; (4) outlet and inlet of the adsorber heating medium; (5) water vacuum chamber; (6) methanol vacuum chamber; (7) outlet air; (8) fan; (9) drain; (10) working fluid (methanol); (11) inlet air; (12) methanol evaporator.

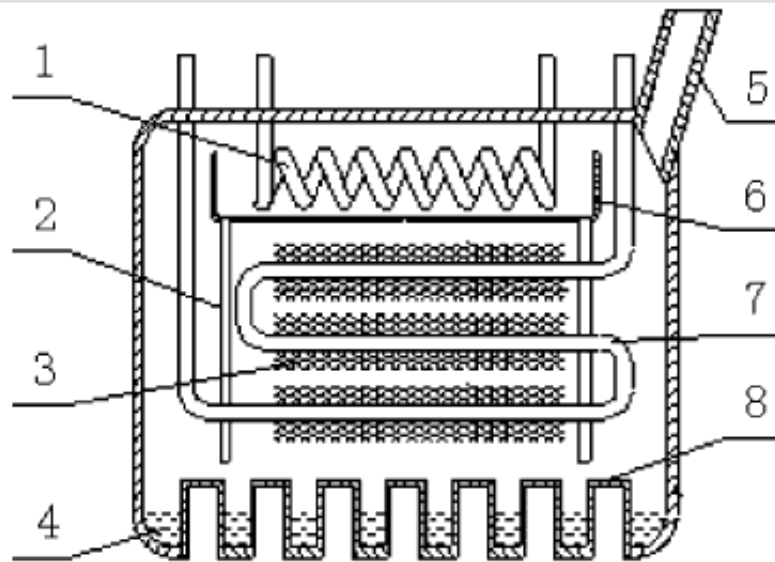


Fig. 31. Scheme of the water vacuum chamber of the air conditioner: (1) condenser; (2) water flow channel; (3) silica gel; (4) working fluid (water); (5) mass transfer pipe; (6) collector plate; (7) adsorber; (8) evaporator.

Κατασκευαστικές διαμορφώσεις υλοποίησης κλιματισμού.

17. ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.

BIBΛΙΑ

- [1] Θερμικά Ηλιακά Συστήματα – Κίμωνας Αντωνόπουλος - Εκδόσεις ΕΜΠ.
- [2] Σημειώσεις Ψύξης Ι και ΙΙ – Σ. Χατζηδάκης - Εκδόσεις ΕΜΠ.
- [3] Κλιματισμός – Antonio Briganti – Τεχνοεκδοτική.
- [4] Αριθμητική Ανάλυση – Κ.Χ Γιαννάκογλου – Εκδόσεις ΕΜΠ.
- [5] Εγχειρίδια ASHRAE.

ΗΛΕΚΤΡΟΝΙΚΕΣ ΣΕΛΙΔΕΣ

- [1] www.metapress.com
- [2] www.sciencedirect.com
- [3] www.ebscohost.com
- [4] www.emeraldinsight.com
- [5] www.springerlink.com
- [6] www.swetswice.com

ΔΗΜΟΣΙΕΥΣΕΙΣ

- [1] Critoph RE. Performance limitations of adsorption cycles for solar cooling. Sol Energy 1988;41(1):21–31.
- [2] Luo L, Feidt M. Thermodynamics of adsorption cycles: a theoretical study. Heat Transfer Eng 1992;13(4):19–31.
- [3] Teng Y, Wang RZ, Wu JY. Study of the fundamentals of adsorption systems. Appl Therm Eng 1997;17(4):327–38.
- [4] Huber U, Stoeckli F, Houriet JP. A generalization of the Dubinin–Radushkevich equation for the filling of heterogeneous micropore systems in strongly activated carbons. J Colloid Interface Sci 1978;67(2):195–203.
- [5] Passos FP. Etude des couples charbon actif/methanol et de leur application a la refrigerations solaire [Ph.D.] Lausanne: Ecole Polytechnique Federale de Lausanne; 1986.101p.
- [6] Guilleminot JJ, Choisier A, Chalfen JB, Nicolas S, Reymoney JL. Heat transfer intensification in fixed bed adsorbers. Heat Recov Syst CHP 1993;13(4):297–300.

- [7] Mauran S, Prades P, L'Haridon F. Heat and mass transfer in consolidated reacting beds for thermochemical systems. *Heat Recov Syst CHP* 1993;13(4):315–9.
- [8] Critoph RE. Evaluation of alternative refrigerant-adsorbent pairs for refrigeration cycles. *Appl Therm Eng* 1996;16(11):891–900.
- [9] Liu Z, Lu Y, Zhao J. Zeolite-active carbon compound adsorbent and its use in adsorption solar cooling tube. *Sol Energy Mater Sol Cells* 1998;52:45–53.
- [10] Guilleminot JJ. From pellet to composite adsorbent bed: evolutions of adsorber technologies. In: *Proceedings of fundamentals of adsorption (FOA6)*, France, 1998.
- [11] Dellerio T, Sarneo D, Touzain Ph. A chemical heat pump using carbon fibres as additive. Part I: enhancement of thermal conduction. *Appl Therm Eng* 1999;19(9):991–1000.
- [12] Dellerio T, Touzain Ph. A chemical heat pump using carbon fibres as additive. Part II: study of constraint parameters. *Appl Therm Eng* 1999;19(9):1001–11.
- [13] Eun TH, Song HK, Han JH, Lee KH, Kim JN. Enhancement of heat and mass transfer in silica-expanded graphite composite blocks for adsorption heat pumps: Part I. Characterization of the composite blocks. *Int J Refrig* 2000;23(1):64–73.
- [14] Han JH, Lee KH, Kim DH, Kim H. Transformation analysis of thermochemical reactor based on thermophysical properties of graphite-MnCl₂ complex. *Ind Eng Chem Res* 2000;39(11):4127–39.
- [15] Oliveira RG, TamainotTelto Z, Silveira Jr. V. Equilibrium characterisation of carbon C119-ammonia and carbon C119-dimethyl ether pairs and application in adsorption refrigeration design. In: *Proceedings of the XVI Brazilian congress of mechanical engineering (COBEM 2001)*, Brazil, 2001.
- [16] TamainotTelto Z, Critoph RE. Monolithic carbon for sorption refrigeration and heat pump applications. *Appl Therm Eng* 2001;21(1):37–52.
- [17] Aidoun Z, Ternan M. Salt impregnated carbon fibres as the reactive medium in a chemical heat pump: the NH₃–CoCl₂ system. *Appl Therm Eng* 2002;22:1163–73.
- [18] Freni A, Tokarev MM, Restuccia G, Okunev AG, Aristov YI. Thermal conductivity of selective water sorbents under the working conditions of a sorption chiller. *Appl Therm Eng* 2002;22(14):1631–42.
- [19] Aidoun Z, Ternan M. The synthesis reaction in a chemical heat pump reactor filled with chloride salt impregnated carbon fibres: the NH₃–CoCl₂ system. *Appl Therm Eng* 2002;22:1943–54.

- [20] Li M, Huang HB, Wang RZ, Wang LL, Cai WD, Yang WM. Experimental study on adsorbent of activated carbon with refrigerant of methanol and ethanol for solar ice maker. *Renew Energy* 2004;29(15):2235–44.
- [21] Wang LW, Wang RZ, Wu JY, Wang K. Compound adsorbent for adsorption ice maker on fishing boats. *Int J Refrig* 2004;27:401–8.
- [22] Wang K, Wu JY, Wang RZ, Wang LW. Composite adsorbent of CaCl₂ and expanded graphite for adsorption ice maker on fishing boats. *Int J Refrig* 2006;29(2): 199–210.
- [23] Wang K, Wu JY, Wang RZ, Wang LW. Effective thermal conductivity of expanded graphite-CaCl₂ composite adsorbent for chemical adsorption chillers. *Energy Convers Manage* 2006;47(13–14):1902–12.
- [24] Lee CH, Park SH, Choi SH, Kim YS, Kim SH. Characteristics of non-uniform reaction blocks for chemical heat pump. *Chem Eng Sci* 2005;60(5):1401–9.
- [25] Guilleminot JJ, Meunier F, Paklesa J. Heat and mass transfer in a non-isothermal fixed bed solid adsorbent reactor: a uniform pressure-non-uniform temperature case. *Int J Heat Mass Transfer* 1987;30(8):1595–606.
- [26] Cho SH, Kim JN. Modeling of a silica gel/water adsorption-cooling system. *Energy* 1992;17(9):829–39.
- [27] Hermes HD, Pares JA, Velo E, Puigjaner L. Modelling and sizing of gas-solid chilling machines. *Comput Chem Eng* 1995;19(Suppl.) S333–8.
- [28] Sun LM, Ben AN, Meunier F. Numerical study on coupled heat and mass transfers in an adsorber with external fluid heating. *Heat Recov Syst CHP* 1995;15(1):19–29.
- [29] Benthem GHWV, Cacciola G, Restuccia G. Regenerative adsorption heat pumps: optimization of the design. *Heat Recov Syst CHP* 1995;15(6):531–44.
- [30] Hu EJ. Simulated results of a non-valve, daily-cycled, solarpowered carbon/methanol refrigerator with a tubular solar collector. *Appl Therm Eng* 1996;16(5):439–45.
- [31] Lu HB, Mazet N, Spinner B. Modelling of gas–solid reaction—coupling of heat and mass transfer with chemical reaction. *Chem Eng Sci* 1996;51(15):3829–45.
- [32] Poyelle F, Guilleminot JJ, Meunier F. Analytical study of a gas-fired adsorptive air-conditioning system. *ASHRAE Trans* 1996;102(1):1128–38.
- [33] Stitou D, Goetz V, Spinner B. A new analytical model for solid-gas thermochemical reactors based on thermophysical properties of the reactive medium. *Chem Eng Process* 1997;51(15):3829–45.
- [34] Chua HT, Ng KC, Malek A, Kashiwagi T, Akisawa A, Saha BB. Modeling the performance of two-bed, silica gel–water adsorption chillers. *Int J Refrig* 1999;22(3): 194–204.

- [35] Restuccia G, Cacciola G. Performances of adsorption systems for ambient heating and air conditioning. *Int J Refrig* 1999;22(1):18–26.
- [36] Poyelle F, Guillemot JJ, Meunier F. Experimental tests and predictive model of an adsorptive air conditioning unit. *Ind Eng Chem Res* 1999;38(1):298–309.
- [37] Leite APF, Daguinet M. Performance of a new solid adsorption ice maker with solar energy regeneration. *Energy Convers Manage* 2000;41(15):1625–47.
- [38] Huang HJ, Wu GB, Yang J, Dai YC, Yuan WK, Lu HB. Modeling of gas–solid chemisorption in chemical heat pumps. *Sep Purif Technol* 2004;34:191–200.
- [39] Douss N, Meunier F. Experimental study of cascading adsorption cycles. *Chem Eng Sci* 1989;44:225–35.
- [40] Wade L, Sywulka P, Hattar M, Alvarez J. High efficiency sorption refrigerator design. *Adv Cryog Eng* 1990;35: 1375–82.
- [41] Neveu P, Castaing J. Solid–gas chemical heat pumps: field of application and performance of the internal heat of reaction recovery process. *Heat Recov Syst CHP* 1993; 13(3):233–51.
- [42] Saha BB, Boelman EC, Kashiwagi T. Computational analysis of an advanced adsorption refrigeration cycle. *Energy* 1995;20(10):983–94.
- [43] Pons M, Laurent D, Meunier F. Experimental temperature fronts for adsorptive heat pump applications. *Appl Therm Eng* 1996;16(5):395–404.
- [44] Satzger P, Ziegler F, Stitou D, Spinner B, Alefeld G. Advanced sorption chillers for gas cooling. *ASHRAE Trans* 1996;102(1):1095–100.
- [45] Szarzynski S, Feng Y, Pons M. Study of different internal vapour transports for adsorption cycles with heat regeneration. *Int J Refrig* 1997;20(6):390–401.
- [46] Critoph RE. Forced convection adsorption cycles. *Appl Therm Eng* 1998;18(9–10):799–807.
- [47] Wang RZ, Xu YX, Wu JY, Wang W. Experiments on heat regenerative adsorption refrigerator and heat pump. *Int J Energy Res* 1998;22:935–41.
- [48] Wang RZ, Wu JY, Xu YX, Teng Y, Shi W. Experiment on a continuous heat regenerative adsorption refrigerator using spiral plate heat exchanger as adsorbers. *Appl Therm Eng* 1998;18(1–2):13–23.
- [49] Pons M, Poyelle F. Adsorptive machines with advanced cycles for heat pumping or cooling applications. *Int J Refrig* 1999;22(1):27–37.
- [50] Qu TF, Wang RZ, Wang W. Study on heat and mass recovery in adsorption refrigeration cycle. *Appl Therm Eng* 2001;21:439–52.

- [51] Wang RZ. Adsorption refrigeration research in Shanghai Jiao Tong University. *Renew Sust Energy Rev* 2001;5(1):1–37.
- [52] Wang RZ, Wu JY, Xu YX, Wang W. Performance researches and improvements on heat regenerative adsorption refrigerator and heat pump. *Energy Convers Manage* 2001;42(2):233–49.
- [53] Wang RZ. Performance improvement of adsorption cooling by heat and mass recovery operation. *Int J Refrig* 2001;24:602–11.
- [54] Oliveira RG, Silveira Jr. V. The effects of operation and design variables on the specific cooling power of an advanced adsorption cycle for ice production powered by low temperature heat source. In: *Proceedings of the international sorption heat pump conference (ISHPC 2002)*, China, 2002.
- [55] Alam KCA, Akahira A, Hamamoto Y, Akisawa A, Kashiwagi T. A four-bed mass recovery adsorption refrigeration cycle driven by low temperature waste/renewable heat source. *Renew Energy* 2004;29:1461–75.
- [56] Oliveira RG, Silveira Jr V, Wang RZ. Experimental study of mass recovery adsorption cycles for ice making at low generation temperature. *Appl Therm Eng* 2006;26:303–11.
- [57] Tchernev DI. *Solar energy application of natural zeolites, in natural zeolite: occurrence, properties and use*. Oxford: Pergamon Press; 1978 [479p].
- [58] Guilleminot JJ, Meunier F. Etude expérimentale d'une glacière solaire utilisant le cycle zeolithe 13X+eau. *Rev Gener Therm* 1981;239:825–34.
- [59] Pons M, Guilleminot JJ. Design of an experimental solarpowered, solid-adsorption ice maker. *J Sol Energy—Trans ASME* 1986;108(4):332–7.
- [60] Critoph RE. Carbon–ammonia systems-revious experience, current projects and challenges for the future. In: *Proceedings of the international sorption and heat pump conference (ISHPC 2002)*, China, 2002.
- [61] Critoph RE. Laboratory testing of an ammonia carbon solar refrigerator. In: *Proceedings of the solar world congress (ISES)*, Hungary, 1993.
- [62] Li M, Wang RZ, Xu YX, Wu JY, Dieng AO. Experimental study on dynamic performance analysis of a flat-plate solar solid-adsorption refrigeration for ice maker. *Renew Energy* 2002;27(2):211–21.
- [63] Li M, Sun CJ, Wang RZ, Ca WD. Development of no valve solar ice maker. *Appl Therm Eng* 2004;24:865–72.
- [64] Hu EJ. A study of thermal decomposition of methanol in solar powered adsorption refrigeration systems. *Sol Energy* 1998;62(5):325–9.

- [65] Buchter F, Dind P, Pons M. An experimental solar-powered adsorptive refrigerator tested in Burkina-Faso. *Int J Refrig* 2003;26(1):79–86.
- [66] Boubakri A, Arsalane M, Yous B, Ali-Moussa L, Pons M, Meunier F. Experimental study of adsorptive solar powered ice makers in Agadir (Morocco)-1. Performance in actual site. *Renew Energy* 1992;2(1):7–13.
- [67] Boubakri A, Arsalane M, Yous B, Ali-Moussa L, Pons M, Meunier F. Experimental study of adsorptive solar powered ice makers in Agadir (Morocco)-2. Influences of meteorological parameters. *Renew Energy* 1992;2(1): 15–21.
- [68] Hildbrand C, Dind P, Pons M, Buchter F. A new solar powered adsorption refrigerator with high performance. *Sol Energy* 2004;77(3):311–8.
- [69] Khattab NM. A novel solar-powered adsorption refrigeration module. *Appl Therm Eng* 2004;24(17–18):2747–60.
- [70] Oliveira RG. Avaliação de um sistema de refrigeração por adsorção para produção de gelo, operando diferentes tipos de ciclo com baixas temperaturas de geração
 •[Ph.D.] Campinas: State University of Campinas; 2004. 185p.
- [71] Wang RZ, Li M, Xu YX, Wu JY. An energy efficient hybrid system of solar powered water heater and adsorption ice maker. *Sol Energy* 2000;68(2):189–95.
- [72] Wang RZ, Xu YX, Wu JY, Li M, Shou HB. Research on a combined adsorption heating and cooling system. *Appl Therm Eng* 2002;22(6):603–17.
- [73] Lu ZS, Wang RZ, Wu JY, Chen CJ. Performance analysis of an adsorption refrigerator using activated carbon in a compound adsorbent. *Carbon* 2006;44:747–52.
- [74] Grenier P, Guilleminot JJ, Meunier F, Pons M. Solar powered solid adsorption cold store. *J Sol Energy—Trans ASME* 1988;110(3):192–7.
- [75] Saha BB, Akisawa A, Kashiwagi T. Solar/waste heat driven two-stage adsorption chiller: the prototype. *Renew Energy* 2001;23(1):93–101.
- [76] Liu YL, Wang RZ, Xia ZZ. Experimental study on a continuous adsorption water chiller with novel design. *Int J Refrig* 2005;28(2):218–30.
- [77] Nunˆez T, Mittelbach W, Henning HM. Development of an adsorption chiller and heat pump for domestic heating and air-conditioning applications. In: Proceedings of the third
 •international conference on heat powered cycles (HPC 2004), Cyprus, 2004.
- [78] Restuccia G, Freni A, Vasta S, Aristov Y. Selective water sorbent for solid sorption chiller: experimental results and modelling. *Int J Refrig* 2004;27(3):284–93.
- [79] Ismail MZ, Angus DE, Thorpe GR. The performance of a solar-regenerated open-cycle desiccant bed grain cooling system. *Sol Energy* 1991;46(2):63–70.

- [80] Thoruwa TFN, Grant AD, Smith JE, Johnstone CM. A solar-regenerated desiccant dehumidifier for the aeration of stored grain in the humid tropics. *J Agric Eng Res* 1998; 71(3):257–62.
- [81] Henning HM, Erpenbeck T, Hindenburg C, Santamaria IS. The potential of solar energy use in desiccant cooling cycles. *Int J Refrig* 2001;24:220–9.
- [82] Lu SM, Yan WJ. Development and experimental validation of a full-scale solar desiccant enhanced radiative cooling. *Renew Energy* 1995;6(7):821–7.
- [83] Xia ZZ, Wang RZ, Wu JY, Wang DC. New type of effective adsorption chiller adopt separate heat pipe. China patent 200410025398.0, 2004.
- [84] The Climasol Project. In: <http://www.raee.org/climasol> 2005
- [85] Zhang LZ. Design and testing of an automobile waste heat adsorption cooling system. *Appl Therm Eng* 2000;20: 103–14.
- [86] Wang LW, Wu JY, Wang RZ, Xu YX, Wang SG. Experimental study of a solidified activated carbon-methanol adsorption ice maker. *Appl Therm Eng* 2003; 23(12):1453–62.
- [87] Wang SG, Wang RZ. Recent developments of refrigeration technology in fishing vessels. *Renew Energy* 2005;30(4): 589–600.
- [88] Tamainot-Telto Z, Critoph RE. Adsorption refrigerator using monolithic carbon-ammonia pair. *Int J Refrig* 1997; 20(2):146–55.
- [89] Wang LW, Wang RZ, Wu JY, Wang K, Wang SG. Adsorption ice makers for fishing boats driven by the exhaust heat from diesel engine: choice of adsorption pair. *Energy Convers Manage* 2004;45:2043–57.
- [90] Lu YZ, Wang RZ, Jianzhou S, Xu YX, Wu JY. Practical experiments on an adsorption air conditioner powered by exhausted heat from a diesel locomotive. *Appl Therm Eng* 2004;24(1051–1059).
- [91] Jiangzhou S, Wang RZ, Lu YZ, Xu YX, Wu JY. Experimental investigations on adsorption air-conditioner used in internal-combustion locomotive driver-cabin. *Appl Therm Eng* 2002;22(10):1153–62.
- [92] Tamainot-Telto Z, Critoph RE. Advanced solid sorption air conditioning modules using monolithic carbon–ammonia pair. *Appl Therm Eng* 2003;23(6):659–74.
- [93] HIJC USA Inc. Waste heat adsorption chiller substitute absorption. In: <http://www.adsorptionchiller.bigstep.com>
- [94] Mycom—AdRef. In: <http://www.mycomj.co.jp/> 2005, last accessed 22/12/2005.
- [95] Garland P, Hinrichs D, Cowie M. Integrating CHP into commercial buildings. In: <http://www.earthscan.co.uk/news/article/mps/UAN/67/v/4/sp/332882698304342120264> 2005

- [96] Rational supply of power, heat and cooling in the malteser hospital St. Johannes in Kamenz. In: <http://www.malteser-krankenhaus-kamenz.de/englisch/index.htm> 2005
- [97] Wang RZ, Kong XQ, Wu JY, Huangfu Y, Wu DW. Performance research of a micro CCHP system with adsorption chiller. In: Proceedings of the international sorption and heat pump conference (ISHPC 2005), USA, 2005.
- [98] Maranthan A. Optimization of integrated microturbine and absorption chiller systems in CHP for buildings applications [Ph.D.] Maryland: University of Maryland; 2002. 130p.
- [99] Vasiliev LL. Heat pipes in modern heat exchangers. *Appl Therm Eng* 2005;25:1–19.
- [100] Vasiliev LL, Mishkinis DA, Antukh AA, Vasiliev Jr LL. Solar–gas solid sorption heat pump. *Appl Therm Eng* 2001;21:573–83.
- [101] Meunier F. Solid sorption heat powered cycles for cooling and heat pumping applications. *Appl Therm Eng* 1998; 18(9–10):715–29.
- [102] Critoph RE. The use of thermosyphon heat pipes to improve the performance of a carbon–ammonia adsorption refrigerator. In: Proceedings of IV Minsk international seminar—heat pipes, heat pumps, refrigerators, Belarus, 2000.
- [103] Vasiliev LL, Mishkinis DA, Antukh AA, Vasiliev LL. A solar and electrical solid sorption refrigerator. *Int J Therm Sci* 1999;38(3):220–7.
- [104] Vasiliev LL, Nikanpour D, Antukh A, Snelson K, Vasiliev Jr. LL, Lebru A. Multisalt-carbon chemical cooler for space applications. In: Proceedings of the international sorption heat pump conference (ISHPC 1999), Germany, 1999.
- [105] Vasiliev LL, Mishkinis DA, Vasiliev Jr. LL. Multi Effect Complex compound/ammonia sorption machines In: Proceedings of the international sorption heat pump conference (ISHPC 1996), Canada, 1996.
- [106] Xia ZZ, Wang RZ, Wu JY, Wang LW. Compound alternate heat pipe reactor powered by waste heat. China patent 200410018291.3, 2004.
- [107] Wang LW, Wang RZ, Wu JY. Separate heat pipe adsorption ice maker for fishing boats. China patent 200310108924.5, 2003.
- [108] Dunne S. Carousel heat exchanger for sorption cooling process. USA patent 5.503.222, 1996.
- [109] Bou P, Guilleminot JJ, Pons M. Composite actif a` structure feuilletée comprenant un agent actif sous forme de granules. France patent 96.12762, 1996.
- [110] Lepinasse E, Marion M, Goetz V. Cooling storage with resorption process. Application to a box temperature control. *Appl Therm Eng* 2001;21:1251–63.

- [111] Meunier F, Kaushik SC, Neveu P, Poyelle F. A comparative thermodynamic study of sorption systems: second law analysis. *Int J Refrig* 1996;19(6):414–21.
- [112] Tchernev DI, Emerson DT. High-efficiency regenerative zeolite heat pump. *ASHRAE Trans* 1998;94(2):2024–32.
- [113] Miles D, Shelton S. Design and testing of a solid-sorption heat-pump system. *Appl Therm Eng* 1996;16:389–94.
- [114] Wade L, Ryba E, Weston C, Alvarez J. Test performance of a 2W, 137K sorption refrigerator. *Cryogenics* 1992;32(2):122–6.