

ΑΝΩΤΑΤΟ  
ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ  
ΕΚΠΑΙΔΕΥΤΙΚΟ  
ΙΔΡΥΜΑ  
ΠΑΤΡΑΣ

ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ ΜΕ ΘΕΜΑ:

**«ΙΔΙΟΤΗΤΕΣ –  
ΕΠΕΞΕΡΓΑΣΙΕΣ ΑΕΡΑ  
ΣΕ ΚΛΙΜΑΤΙΣΤΙΚΕΣ  
ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΕΙΣ»**



ΑΠΟ ΤΟΥΣ ΣΠΟΥΔΑΣΤΕΣ:  
ΠΑΡΑΣΚΕΥΟΠΟΥΛΟ ΓΕΩΡΓΙΟ  
ΚΑΡΟΥΣΟ ΓΕΡΑΣΙΜΟ

ΕΙΣΗΓΗΤΗΣ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ:  
Ι. ΚΑΛΟΓΗΡΟΥ

ΑΡΙΘΜΟΣ ΕΙΣΑΓΩΓΗΣ	7135
----------------------	------

# 4 ΙΔΙΟΤΗΤΕΣ ΤΟΥ ΥΓΡΟΥ ΑΕΡΑ

## 4.1 ΣΥΝΤΟΜΗ ΙΣΤΟΡΙΑ ΤΟΥ ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟΥ

Η τέχνη του κλιματισμού αναπτύχθηκε σταδιακά από τις προηγούμενες τέχνες της ψύξης, του καθαρισμού, της θέρμανσης και του εξαερισμού.

Ο Λεονάρντο ντα Βίντσι κατασκεύασε έναν ανεμιστήρα στα τέλη του 15<sup>ου</sup> αιώνα. Αργότερα οι Boyle το 1659 και Dalton το 1800, διατύπωσαν τους γνωστούς νόμους τους. Το πρώτο κείμενο πάνω στη θέρμανση και τον εξαερισμό γράφτηκε από τον Robertson Buchanan, έναν πολιτικό μηχανικό από την Γλασκόβη το 1815. Ανεμιστήρες, λέβητες και θερμαντικά σώματα εφευρέθηκαν στα μέσα του 19<sup>ου</sup> αιώνα. Η τεχνολογία της κατάψυξης ακολούθησε σύντομα. Το 1853 ο καθηγητής Alexander Twining του Νιού Χέβεν παράγαγε 725 κιλά πάγου την ημέρα, με μια αντλία διπλής ενέργειας, υποπίεσης και συμπύκνωσης, χρησιμοποιώντας τον κύκλο συμπίεσης του ατμού, που ανακάλυψε το 1834 ο Jakob Perkins. Χρησιμοποίησε για ψυκτικό μέσον θειικό αιθέρα. Ενώ η παραγωγή πάγου αναπτύχθηκε γρήγορα, εμφανίστηκαν κάποιες μηχανές, οι οποίες ψύχρηναν τον αέρα, καθώς αυτός περνούσε πάνω από άλμη ή από σερπαντίνα απ' ευθείας εκτόνωσης.

Κοντά στο δεύτερο μισό του 19<sup>ου</sup> αιώνα η ανάπτυξη της υγροποίησης του αέρα, συνοδεύτηκε με την πρόοδο της υφαντουργικής βιομηχανίας στην Αγγλία. Κατά τη διάρκεια αυτής της περιόδου τελειοποιήθηκαν συσκευές μέτρησης της πίεσης, της θερμοκρασίας, της υγρασίας και της ροής του αέρα. Για να ενωθούν οι ποικίλες ομάδες των μηχανικών, δημιουργήθηκαν κοινότητες, όπως η Αμερικάνικη Κοινότητα Μηχανικών Ψύξης (ASRE) το 1904.

Αξίζει να αναφέρουμε το όνομα του A.R. Wolff, ο οποίος σχεδίασε συστήματα κλιματισμού για εκατοντάδες κτήρια κατά τη διάρκεια της ζωής του. Αλλά ο W. H. Carrier (1876 – 1950) είναι γνωστός ως «ο πατέρας του κλιματισμού». Εργαζόμενος με την εταιρία Buffalo Forge, ανέπτυξε έναν τύπο για τελειοποιήσει την εφαρμογή του ανεμιστήρα εξαναγκασμένης ροής, ανέπτυξε ονομαστικά δεδομένα για τα θερμαντικά στοιχεία με οφιοειδή σωλήνα και οργάνωσε ένα εργαστήριο έρευνας. Κατασκεύασε και τοποθέτησε το πρώτο σύστημα κλιματισμού, για όλη τη διάρκεια της χρονιάς, προνοώντας για τις τέσσερις κύριες λειτουργίες της θέρμανσης, της ψύξης, της ύγρανσης και της αφύγρανσης. Χρησιμοποίησε υγραντήρες αέρα για τον έλεγχο του σημείου δρόσου του αέρα, θερμαίνοντας ή ψυχραίνοντας ανακυκλοφορούμενο νερό. Το 1911 ο Carrier παρουσίασε το αξιολογικό σύγγραμμα του, τον «Βασικό Ψυχομετρικό Τύπο» σε μια συνάντηση της ASME. Το σύγγραμμα συσχέτισε τις θερμοκρασίες υγρού και ξηρού βολβού και του σημείου δρόσου του αέρα με τις αισθητές, λανθάνουσες και ολικές θερμότητες, παρουσιάζοντας τη θεωρία του αδιαβατικού κορεσμού. Αυτοί οι τύποι, σε συνδυασμό με το ψυχομετρικό διάγραμμα, έθεσαν το θέμα του κλιματισμού σε νέες βάσεις καθαρά θερμοδυναμικού χαρακτήρα. Επίσης το 1922 χρησιμοποίησε τον φυγοκεντρικό συμπιεστή για ψύξη.

Μετά τον Carrier υπήρξε μια τρομερή αύξηση στη χρήση του κλιματισμού στις βιομηχανίες του βαμβακιού, του μεταξιού, του ραιγιόν, του καπνού, του χαρτιού,

των φαρμάκων, της ζάχαρης και στα- τοπογραφία. Ο κλιματισμός για άνεση, εμφανίστηκε το 1920 στο Σικάγο στα θέατρα και τους κινηματογράφους, χρησιμοποιώντας μηχανές, οι οποίες λειτουργούσαν με CO<sub>2</sub> και το 1922 στο Λος Άντζελες χρησιμοποιώντας συμπιεστές που λειτουργούσαν με NH<sub>3</sub>. Τα τελευταία 30 χρόνια η βιομηχανία του κλιματισμού αναπτύχθηκε και εξαπλώθηκε σε όλο τον κόσμο.

Στα επόμενα κεφάλαια θα εστιάσουμε την προσοχή μας στην τέχνη και την επιστήμη του κλιματισμού, που είναι η σπουδαιότερη απλή εφαρμογή της ψύξης, επιπροσθέτως σε αυτή της θέρμανσης και του εξαερισμού. Για αυτόν το λόγο είναι απαραίτητο να μελετήσουμε τις ιδιότητες της ουσίας που επεξεργαζόμαστε στον κλιματισμό, δηλαδή του υγρού αέρα.

## 4.2 ΕΡΓΑΖΟΜΕΝΗ ΟΥΣΙΑ ΣΤΟΝ ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟ

Ένα σημαντικό πράγμα που πρέπει να έχουμε υπ' όψη μας κατά τη μελέτη του κλιματισμού, είναι ότι η ουσία που επεξεργαζόμαστε, δηλαδή ο υγρός αέρας, είναι μείγμα δύο αερίων. Το ένα είναι ο ξηρός αέρας, που από μόνος του είναι μείγμα ενός αριθμού αερίων, και το άλλο είναι οι υδρατμοί, οι οποίοι μπορεί να υπάρχουν σε υπέρθερμη ή κορεσμένη κατάσταση.

Κάποιος μπορεί να ρωτήσει κατά πόσο ο υγρός αέρας μπορεί να θεωρηθεί σαν καθαρή ουσία. Όμως μια καθαρή ουσία είναι ομογενής και έχει αμετάβλητη χημική σύσταση. Έτσι ένα ομογενές μείγμα αερίων είναι καθαρή ουσία, εφόσον τα συστατικά του δεν αλλάξουν φάση. Ο ξηρός αέρας είναι ένα καλό παράδειγμα μιας καθαρής ουσίας. Οι υδρατμοί ασφαλώς είναι καθαρή ουσία. Αλλά ο υγρός αέρας δεν είναι καθαρή ουσία, κατά τη διάρκεια που συμβαίνει συμπύκνωση ή εξάτμιση της υγρασίας. Σε αυτήν την περίπτωση έχουν αναπτυχθεί ρυθμιστικά διαγράμματα, που περιγράφουν τις θερμοδυναμικές ιδιότητες του μείγματος κάτω από διαφορετικές συνθήκες και συστάσεις.

Έτσι είναι εμφανές ότι ο υγρός αέρας αποτελείται από δύο μέρη : το πρώτο, που περιλαμβάνει τον ξηρό αέρα και θεωρείται σαν το σταθερό τμήμα, και το άλλο που περιλαμβάνει μόνο υδρατμούς και θεωρείται σαν το μεταβαλλόμενο τμήμα.

Το τμήμα του ξηρού αέρα είναι ένα μίγμα από μόνιμα αέρια με προσεγγιστικές συστάσεις, όπως φαίνονται στο πίνακα 1.

**Πίνακας 1. Σύνθεση του ξηρού μέρους στον ατμοσφαιρικό αέρα.**

ΣΤΟΙΧΕΙΟ	ΜΟΡΙΑΚΟ ΒΑΡΟΣ	ΠΟΣΟΣΤΟ ΚΑΤ' ΟΓΚΟ	ΠΟΣΟΣΤΟ ΚΑΤΑ ΒΑΡΟΣ
N <sub>2</sub>	28,02	0,7803	0,7547
O <sub>2</sub>	32,0	0,2099	0,2319
Ar	39,91	0,0094	0,0129
CO <sub>2</sub>	44,0	0,0003	0,0005
H <sub>2</sub>	2,02	0,0001	0,0000

Ο ξηρός αέρας και οι υδρατμοί, μπορούν να θεωρηθούν σαν τέλεια - ιδανικά αέρια εφόσον και τα δύο υπάρχουν υπό χαμηλές πιέσεις στην ατμόσφαιρα. Για αυτό το λόγο οι νόμοι των ιδανικών αερίων μπορούν να εφαρμοστούν σε αυτά μόνο ξεχωριστά. Επιπρόσθετα οι νόμοι των Gibbs - Dalton για τα μίγματα αερίων που δεν

αντιδρούν μπορούν να εφαρμοστούν μόνο στο μέρος του ξηρού αέρα, για να αποκτήσουν τις ιδιότητες μιας ξεχωριστής καθαρής ουσίας, πριν αποκτηθούν οι ιδιότητες του υγρού αέρα.

#### 4.2.1 ΝΟΜΟΙ ΤΩΝ GIBBS ΚΑΙ DALTON

Οι νόμοι των Gibbs – Dalton τοποθέτησαν τις βάσεις για την εδραίωση των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων του μείγματος του αέρα και των υδρατμών. Θεωρούμε ένα μείγμα μάζας  $m$  από δύο αέρια, υπό όγκο  $V$ , πίεση  $P$  και θερμοκρασία  $T$ , όπως φαίνεται στο Σχήμα 1. Αν οι δείκτες 1 και 2 αναφέρονται στα δύο στοιχεία, τότε :

$$T = T_1 = T_2$$

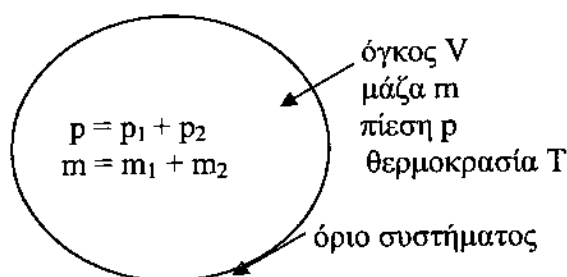
$$V = V_1 = V_2$$

Για τις αντίστοιχες μάζες και τον ειδικό όγκο, έχουμε :

$$mu = m_1u_1 = m_2u_2 \quad (1)$$

όπου :

$$m = m_1 + m_2$$



Σχήμα 1. Μείγμα δύο αερίων

Από τον τύπο (1) για συγκεκριμένο όγκο μείγματος, έχουμε :

$$\frac{1}{u} = \frac{1}{u_1} + \frac{1}{u_2} \quad (2)$$

ή για την πυκνότητα του μείγματος :

$$\rho = \rho_1 + \rho_2 \quad (3)$$

Έτσι, για τα δύο στοιχεία του μείγματος, ο μερικός όγκος, υπό πίεση  $p$  και θερμοκρασία  $T$ , θα είναι αντίστοιχα  $V_1^*$  και  $V_2^*$ . Για το στοιχείο 1 μπορούμε να γράψουμε :

$$p_1V = m_1R_1T = p V_1^* \quad (5)$$

από όπου :

$$\frac{V_1^*}{V} = \frac{P_1}{P} = x_1 \quad (6\alpha)$$

Ομοίως :

$$\frac{V_2^*}{V} = \frac{P_2}{P} = x_2 \quad (6\beta)$$

Τα αριστερά μέλη των εξισώσεων εκφράζουν τους λόγους των όγκων. Η φυσική σημασία αυτών των εξισώσεων είναι ότι αν τα δύο στοιχεία έχουν όγκους  $V_1^*$  και  $V_2^*$  και ίδια πίεση και θερμοκρασία και ενωθούν, τότε ο ολικός όγκος του μείγματος θα μπορεί να υπολογιστεί αν προστεθούν οι μερικοί όγκοι  $V_1^*$  και  $V_2^*$ . Θα είναι δηλαδή :

$$V_1^* + V_2^* = (x_1 + x_2) V = V$$

### 4.2.3 ΜΟΡΙΑΚΑ ΒΑΡΗ ΚΑΙ ΣΤΑΘΕΡΕΣ ΑΕΡΙΩΝ ΤΟΥ ΞΗΡΟΥ ΑΕΡΑ ΚΑΙ ΤΩΝ ΥΔΡΑΤΜΩΝ

Από τα αντίστοιχα γραμμομοριακά κλάσματα και τα μοριακά βάρη των συστατικών αερίων, μπορούμε να υπολογίσουμε το μοριακό βάρος του τμήματος του ξηρού αέρα. Από τον Εξίσωση (6) φαίνεται ότι το ποσοστό κατ' όγκο παριστάνει το γραμμομοριακό κλάσμα. Έτσι χρησιμοποιώντας τις τιμές του πίνακα 1, για τα γραμμομοριακά κλάσματα, έχουμε :

$$\begin{aligned} M_a &= \sum M_x \\ &= 28.02 (0.7803) + 32 (0.2099) \\ &\quad + 39.91 (0.0094) + 44 (0.0003) + 2.02 (0.0001) \\ &= 28.966 \end{aligned}$$

ο δείκτης  $a$  συμβολίζει τον ξηρό αέρα. Γνωρίζοντας ότι η τιμή της παγκόσμιας σταθεράς των αερίων είναι  $8,3143 \text{ kJ/kg mole K}$ , οι σταθερές των αερίων για τα δύο μέρη του υγρού αέρα είναι :

Ξηρός αέρας

$$\begin{aligned} M_a &= 28.966 \\ R_a &= \frac{8,3143}{28,966} = 0,2871 \text{ kJ/kg K} \end{aligned}$$

Υδρατμοί

$$\begin{aligned} M_v &= 18.016 \\ R_v &= \frac{8,3143}{18,016} = 0,461 \text{ kJ/kg K} \end{aligned}$$

Ο δείκτης  $v$  συμβολίζει τους υδρατμούς.

#### Παράδειγμα 4.1

Ένα κυβικό μέτρο  $H_2$  σε πίεση  $1 \text{ bar}$  και θερμοκρασία  $25^\circ\text{C}$  αναμειγνύεται με ένα κυβικό μέτρο  $N_2$  σε πίεση  $1 \text{ bar}$  και θερμοκρασία  $25^\circ\text{C}$ . Για τις ίδιες συνθήκες του μείγματος να βρεθούν:

1. Κλάσματα γραμμομορίων των συστατικών

2. Μερική πίεση των συστατικών
3. Κλάσματα μάζας των συστατικών
4. Μοριακό βάρος του μείγματος
5. Σταθερά αερίου του μείγματος
6. Όγκος του μείγματος

**Λύση:**

Μοριακά βάρη

$$M_1 = M_{H_2} = 4,003 \text{ και } M_2 = M_{N_2} = 28,02$$

Σταθερές αερίου

$$R_1 = \frac{8,3143}{4,003} = 2,077 \text{ kJ / kg.K}$$

και

$$R_2 = \frac{8,3143}{28,02} = 0,2967 \text{ kJ / kg.K}$$

Μάζες

$$m_1 = \frac{p_1 V_1}{R_1 T_1} = \frac{(1 \times 10^5)(1)}{(2,077 \times 10^3)(298)} = 0,1616 \text{ kg}$$

$$m_2 = \frac{p_2 V_2}{R_2 T_2} = \frac{(1 \times 10^5)(1)}{(0,2967 \times 10^3)(298)} = 1,131 \text{ kg}$$

$$m = m_1 + m_2 = 0,1616 + 1,131 = 1,2926 \text{ kg}$$

Αριθμός γραμμομορίων

$$n_1 = \frac{m_1}{M_1} = \frac{0,1616}{4,003} = 0,0404$$

$$n_2 = \frac{m_2}{M_2} = \frac{1,131}{28,02} = 0,0403$$

$$n = n_1 + n_2 = 0,0807$$

1. Γραμμομοριακά κλάσματα

$$x_1 = \frac{n_1}{n} = \frac{0,0404}{0,0807} = 0,5$$

$$x_2 = \frac{n_2}{n} = \frac{0,0403}{0,0807} = 0,5$$

2. Μερικές πιέσεις

$$p_1 = x_1 p = 0,5(1) = 0,5 \text{ bar}$$

$$p_2 = x_2 p = 0,5(1) = 0,5 \text{ bar}$$

3. Κλάσματα μαζών

$$\frac{m_1}{m} = \frac{0,1616}{1,2926} = 0,125$$

$$\frac{m_2}{m} = \frac{1,131}{1,2926} = 0,875$$

4. Μοριακό βάρος μείγματος

$$M = x_1 M_1 + x_2 M_2 = 0,5(4,003) + 0,5(28,02) = 16,01$$

5. Σταθερά αερίου μείγματος

$$R = R_0 / M = \frac{8,3143}{16,01} = 0,5193 \text{ kJ / kg.K}$$

6. Όγκος μείγματος

$$V = \frac{mRT}{p} = \frac{1,2926(0,5193 \times 10^3)(298)}{1 \times 10^5} = 2 \text{ m}^3$$

Επίσης από την Εξίσωση (7)

$$V = V_1^* + V_2^* = 1 + 1 = 2 \text{ m}^3$$

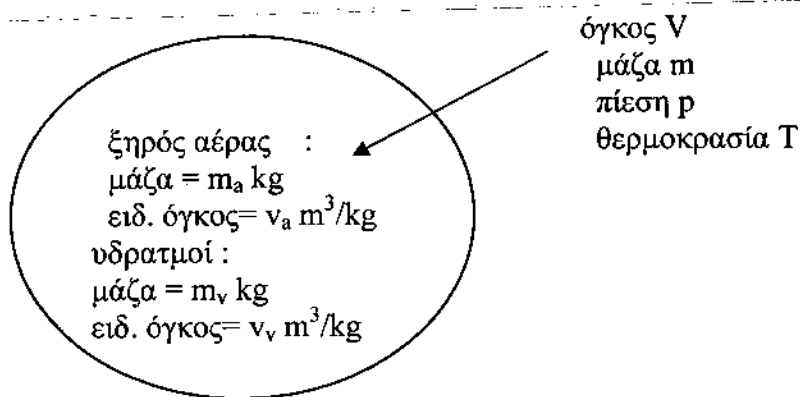
### 4.3 ΨΥΧΡΟΜΕΤΡΙΚΕΣ ΙΔΙΟΤΗΤΕΣ

Ο ξηρός αέρας και οι υδρατμοί συγκροτούν ένα δυαδικό μείγμα. Για να καθοριστεί πλήρως η θερμοδυναμική του κατάσταση ενός μείγματος από δύο συστατικά, χρειάζονται τρεις ιδιότητες αντιθέτως σε μία καθαρή ουσία χρειάζονται μόνο δύο. Μια από τις τρεις ιδιότητες μπορεί να είναι η σύσταση. Οι ιδιότητες του υγρού αέρα ονομάζονται ψυχομετρικές ιδιότητες και ο τομέας που ασχολείται με τη συμπεριφορά του υγρού αέρα είναι γνωστός ως ψυχομετρία.

Οι υδρατμοί εμφανίζονται στην ατμόσφαιρα σε πολύ χαμηλή μερική πίεση. Υπό τέτοια χαμηλή πίεση και ατμοσφαιρική θερμοκρασία, οι υδρατμοί συμπεριφέρονται σαν ιδανικό αέριο. Η μερική πίεση του ξηρού αέρα είναι και αυτή κάτω από μια ατμόσφαιρα, που μπορεί επίσης να θεωρηθεί ότι η συμπεριφορά του είναι όμοια με αυτήν των ιδανικών αερίων. Επομένως οι νόμοι των Gibbs – Dalton για τα μείγματα των ιδανικών αερίων μπορούν να εφαρμοστούν στην περίπτωση του υγρού αέρα.

Κατά τον κλιματισμό, στην πράξη, όλοι οι υπολογισμοί βασίζονται στο κομμάτι του ξηρού αέρα, αφού το κομμάτι των υδρατμών συνεχώς μεταβάλλεται. Για τον προσδιορισμό και τον υπολογισμό των σχετικών ψυχομετρικών ιδιοτήτων, θεωρούμε συγκεκριμένο όγκο V υγρού αέρα, υπό πίεση p και θερμοκρασία T<sub>a</sub>, ο οποίος περιέχει m<sub>a</sub> kg ξηρού αέρα και m<sub>v</sub> kg υδρατμών, όπως φαίνεται στο Σχήμα 2. Η πραγματική θερμοκρασία t του ξηρού αέρα, ονομάζεται θερμοκρασία ξηρού βολβού DBT (Dry Bulb Temperature). Η ολική πίεση, που ισούται με τη βαρομετρική πίεση είναι σταθερή. Οι άλλες σχετικές ιδιότητες θα συζητηθούν παρακάτω.





Σχήμα 2. Μείγμα ξηρού αέρα και υδρατμών.

### 4.3.1 ΕΙΔΙΚΗ ΥΓΡΑΣΙΑ Ή ΛΟΓΟΣ ΥΓΡΑΣΙΑΣ

Η ειδική ή απόλυτη υγρασία ή λόγος υγρασίας ή περιεκτικότητα υγρασίας συμβολίζεται με  $\omega$  και ορίζεται ως ο λόγος της μάζας των υδρατμών προς τη μάζα του ξηρού αέρα σε συγκεκριμένο όγκο μείγματος. Έτσι :

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{V/u_v}{V/u_a} = \frac{u_a}{u_v} \quad (7)$$

όπου οι δείκτες a και v αναφέρονται στον ξηρό αέρα και τους υδρατμούς αντίστοιχα. Έχουμε :

$$p_a u_a = \frac{R_0}{M_a} T \quad (8a)$$

$$p_v u_v = \frac{R_0}{M_v} T \quad (8b)$$

Αντικαθιστώντας τις τιμές των  $u_a$  και  $u_v$  στον τύπο (7), παίρνουμε :

$$\omega = \frac{M_v p_v}{M_a p_a} = \frac{18,016}{28,966} \frac{p_v}{p_a} = 0,622 \frac{p_v}{p_a} \quad (9)$$

Η μονάδα μέτρησης του  $\omega$  είναι kg υδρατμών ανά kg ξηρού αέρα. Αν πολλαπλασιαστεί με 1000 μπορεί να διατυπωθεί ως :

$$\omega = 622(p_v/p_a) \text{ g υδρατμών /kg ξηρού αέρα}$$

Επίσης, αφού το  $p$  εκφράζει την πραγματική, ολική ατμοσφαιρική πίεση, τότε από τον νόμο του Dalton, έχουμε :

$$p = p_a + p_v$$

και έτσι :

$$\omega = 0,622 \frac{p_v}{p - p_v} \quad (10)$$

Έχοντας υπ' όψη ότι η ολική ατμοσφαιρική πίεση παραμένει σταθερή σε συγκεκριμένη περιοχή, θα ισχύει ότι :

$$\omega = f(p_v)$$

δηλαδή, η ειδική υγρασία είναι συνάρτηση μόνο της μερικής πίεσης των υδρατμών. Ακολουθώντας αν δεν υπάρχει αλλαγή στη ειδική υγρασία ή στην περιεκτικότητα υγρασίας του αέρα, η μερική πίεση των υδρατμών δεν αλλάζει.

Μπορούμε να παρατηρήσουμε ότι από τη στιγμή που η  $p_v$  είναι πολύ μικρή και η  $p$ , που είναι η βαρομετρική πίεση, είναι σταθερή, ο παρονομαστής στις Εξισώσεις (9) και (10) παραμένει σχεδόν σταθερός, δηλαδή :

$$p_a = p - p_v \approx p$$

Για αυτόν το λόγο το  $\omega$  είναι κατά προσέγγιση γραμμική συνάρτηση του  $p_v$ .

Η έννοια της ειδικής υγρασίας εξηγείται στο ότι αν πάρουμε 1 kg ξηρού αέρα, δηλαδή :

$$m_a = 1 \text{ kg}$$

τότε η μάζα των υδρατμών, σε σχέση με αυτή του ξηρού αέρα, καταλαμβάνοντας τον ίδιο όγκο είναι :

$$m_v = \omega \text{ kg}$$

έτσι η ολική μάζα, στον συγκεκριμένο όγκο υγρού αέρα είναι :

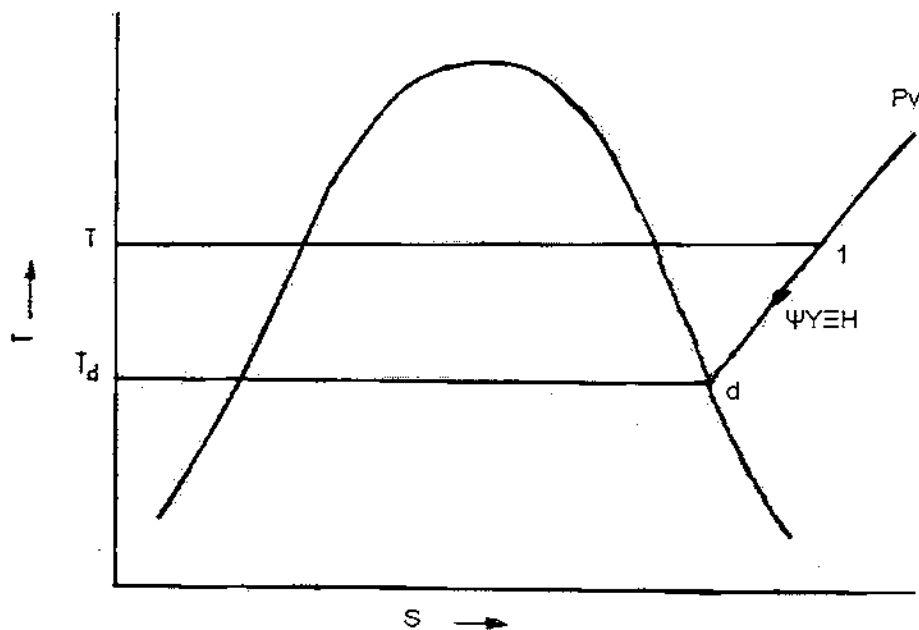
$$m = (1 + \omega) \text{ kg}$$

Επομένως η ειδική υγρασία δεν είναι ο λόγος της μάζας των υδρατμών, που θα ήταν  $\omega/(1 + \omega)$ , αλλά ο λόγος της μάζας των υδρατμών προς τη μάζα του ξηρού αέρα σε συγκεκριμένο όγκο μείγματος.

#### 4.3.2 ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΣΗΜΕΙΟΥ ΔΡΟΣΟΥ

Το Σχήμα 3 δείχνει την κανονική θερμοδυναμική κατάσταση 1 των υδρατμών του υγρού αέρα. Οι υδρατμοί βρίσκονται σε θερμοκρασία  $T$  και η μερική πίεση  $p_v$  στο μείγμα είναι κανονικά σε υπέρθερμη κατάσταση. Ο υγρός αέρας περιέχει υγρασία με τέτοιο τρόπο ώστε να θεωρείται ακόρεστος.

Αν ένα τέτοιο δείγμα ακόρεστου αέρα, που περιέχει υπέρθερμους υδρατμούς ψυχθεί σε σταθερή πίεση, τότε το μείγμα θα πλησιάσει τη θερμοκρασία κορεσμού  $t_d$  των υδρατμών, αντίστοιχη με αυτή της μερικής πίεσης  $p_v$  και θα σχηματιστεί η πρώτη σταγόνα υγρασίας. Δηλαδή οι υδρατμοί στο μείγμα θα αρχίσουν να συμπυκνώνονται. Αυτή η θερμοκρασία  $t_d$  ονομάζεται θερμοκρασία σημείου δρόσου DPT (Dew Point Temperature). Επομένως είναι η θερμοκρασία στην οποία ο υγρός αέρας πρέπει να ψυχθεί υπό σταθερή πίεση, προτού γίνει η συμπύκνωση των υδρατμών.



Σχήμα 4.3. Η θερμοδυναμική κατάσταση των υδρατμών στον υγρό αέρα

Η υγρασία μπορεί να απομακρυνθεί από τον υγρό αέρα, φέρνοντας τον αέρα σε επαφή με μια ψυχρή επιφάνεια ή με σπείρα ψύξης, που η θερμοκρασία τους είναι κάτω της θερμοκρασία δρόσου. Κατά τη διαδικασία της ψύξης η μερική πίεση  $p_v$  των υδρατμών και η ειδική υγρασία  $\omega$  παραμένουν σταθερές μέχρι να ξεκινήσει η συμπύκνωση των υδρατμών.

Είναι εμφανές ότι η θερμοκρασία σημείου δρόσου μπορεί να βρεθεί από πίνακες, γνωρίζοντας τη θερμοκρασία κορεσμού  $t_d$ , υπό μερική πίεση  $p_v$  των υδρατμών.

#### Παράδειγμα 4.2

Σε μια συσκευή σημείου δρόσου ένας μεταλλικός beacker ψύχεται με τη βαθμιαία προσθήκη παγωμένου νερού σε νερό με αρχική θερμοκρασία δωματίου. Η υγρασία από τον αέρα δωματίου αρχίζει να συμπυκνώνεται πάνω στο beacker όταν η θερμοκρασία του είναι  $12,8^\circ\text{C}$ . Αν η θερμοκρασία δωματίου είναι  $21^\circ\text{C}$  και η βαρομετρική πίεση  $1,01325 \text{ bar}$ , να βρεθεί η μερική πίεση των υδρατμών στον αέρα δωματίου και τα μέρη από μάζα των υδρατμών.

#### Λύση

Μερική πίεση υδρατμών σε DPT  $12,8^\circ\text{C}$   
 $p_v = 1,479 \text{ kN/m}^2$

Μερική πίεση ξηρού αέρα  
 $p_a = 101325 - 1479 = 99846 \text{ N/m}^2$

Ειδική υγρασία

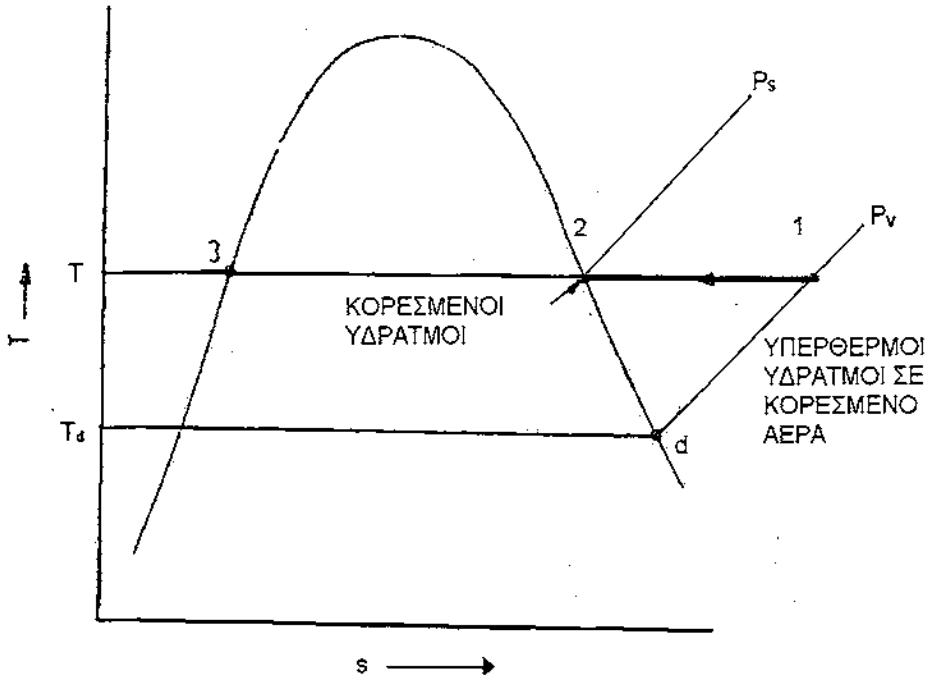
$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = 0,622 \frac{p_v}{p_a} = 0,622 \times \frac{1479}{99846} = 0,009214 \frac{\text{kgw.v}}{\text{kgd.a}}$$

Μέρη από μάζα υδρατμών

$$\frac{m_v}{m} = \frac{\omega}{1 + \omega} = \frac{0,009214}{1,009214} = 0,00913 \frac{kg}{kg \text{ μειγματος}}$$

### 4.3.3 ΒΑΘΜΟΣ ΚΟΡΕΣΜΟΥ

Το Σχήμα 4.4 δείχνει την υπέρθερμη θερμοδυναμική κατάσταση 1 των υδρατμών σε ακόρεστο υγρό αέρα, μέσα σε όγκο ελέγχου V. Οι υδρατμοί βρίσκονται σε θερμοκρασία ξηρού βολβού T μέσα στο μείγμα και έχουν μερική πίεση  $p_v$ .



Σχήμα 4.4. μια απεικόνιση ισοθερμικής διαδικασίας, δείχνοντας την αλλαγή της κατάστασης των υδρατμών από ακόρεστο σε κορεσμένο αέρα έχοντας την ίδια θερμοκρασία.

Θεωρείται ότι οι υδρατμοί προστίθενται σε αυτόν τον όγκο ελέγχου V με θερμοκρασία T. Η μερική πίεση  $p_v$  θα αυξάνεται με την προσθήκη των υδρατμών μέχρι να φτάσει τη τιμή  $p_s$ , που αντιστοιχεί στην κατάσταση 2 στο Σχήμα 4. Η τιμή της μερικής πίεσης δεν μπορεί να αυξηθεί πέρα της  $p_s$ , η οποία είναι η πίεση κορεσμού ή η μέγιστη δυνατή πίεση των υδρατμών στη θερμοκρασία T. Οι υδρατμοί στο σημείο 2 είναι κορεσμένοι. Έτσι λέμε ότι έχουμε κορεσμένο αέρα. Σε αυτή την κατάσταση ο αέρας συγκρατεί τη μέγιστη ποσότητα υδρατμών (η ειδική υγρασία είναι  $\omega_s$  και αντιστοιχεί στη μερική πίεση  $p_s$ ), σε θερμοκρασία T του μείγματος. Η μέγιστη δυνατή ειδική υγρασία  $\omega_s$ , σε θερμοκρασία T, θα είναι :

$$\omega_s = 0,622 \frac{P_s}{P - P_s} \quad (11)$$

Ο λόγος της πραγματικής ειδικής υγρασίας  $\omega$  προς τη ειδική υγρασία  $\omega_s$  του κορεσμένου αέρα, σε θερμοκρασία T ορίζεται ως ο βαθμός κορεσμού και συμβολίζεται με το  $\mu$ . Δηλαδή :

$$\mu = \frac{\omega}{\omega_s} = \frac{p_v}{p_s} \left[ \frac{1 - p_s/p}{1 - p_v/p} \right] \quad (12)$$

Έτσι βλέπουμε ότι ο βαθμός κορεσμού είναι ένα μέτρο ικανότητας του αέρα να απορροφά υγρασία.

#### 4.3.4 ΣΧΕΤΙΚΗ ΥΓΡΑΣΙΑ

Η σχετική υγρασία συμβολίζεται με  $\phi$  ή RH (Relative Humidity) και ορίζεται ως το λόγο της μάζας των υδρατμών, σε συγκεκριμένο όγκο υγρού αέρα, σε θερμοκρασία  $T$ , προς τη μάζα των υδρατμών, στον ίδιο όγκο κορεσμένου αέρα και στην ίδια θερμοκρασία. Έτσι από το Σχήμα 4 αν  $u_v$  και  $u_s$  είναι οι ειδικοί όγκοι των υδρατμών στον πραγματικό υγρό αέρα και του κορεσμένου αέρα σε θερμοκρασία  $T$  και όγκο  $V$ , δηλαδή στα σημεία 1 και 2 αντίστοιχα, θα έχουμε :

$$\phi = \frac{V/u_v}{V/u_s} = \frac{u_s}{u_v} \quad (13)$$

χρησιμοποιώντας τη σχέση των ιδανικών αερίων μεταξύ των σημείων 1 και 2, δηλαδή :

$$p_1 u_1 = p_2 u_2 \quad \text{ή} \quad p_v u_v = p_s u_s$$

έχουμε :

$$\phi = \frac{p_v}{p_s} \quad (14)$$

Έτσι η σχετική υγρασία καταλήγει να είναι ο λόγος της μερικής πίεσης των υδρατμών, σε συγκεκριμένο ακόρεστο υγρό αέρα, έχοντας θερμοκρασία  $T$ , προς την πίεση κορεσμού των υδρατμών (ή τη μερική πίεση των υδρατμών σε κορεσμένο αέρα), στην ίδια θερμοκρασία  $T$ . Όταν η  $p_v$  είναι ίση με την  $p_s$ , τότε το  $\phi$  είναι ίσο με την μονάδα, ο αέρας είναι κορεσμένος και θεωρείται ότι έχει 100 % RH.

Γενικά, από τη στιγμή που η μερική πίεση είναι ένα άμεσο μέτρο της συγκρατούμενης υγρασίας του ξηρού αέρα, η σχετική υγρασία θεωρείται ότι είναι ένα πιο κατανοητό μέτρο για τον βαθμό κορεσμού του αέρα.

Από τους τύπους (9) και (14) φαίνεται ότι :

$$\omega = 0,622 \phi \frac{p_s}{p_a}$$

ή

$$\phi = \frac{\omega}{0,622} \frac{p_a}{p_s} \quad (15)$$

Επίσης από τις Εξισώσεις (12) και (14), έχουμε :

$$\mu = \phi \left[ \frac{1 - p_s/p}{1 - p_v/p} \right]$$



$$h_v = h_A = c_{pw}t_d + (h_{fg})_d + c_{pv}(t + t_d) \text{ kJ/kg} \quad (19)$$

όπου :

- $c_{pw}$  = ο συντελεστής ειδικής θερμότητας του νερού
- $t_d$  = η θερμοκρασία δρόσου
- $(h_{fg})_d$  = η λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης στη θερμοκρασία σημείου δρόσου
- $c_{pv}$  = ο συντελεστής ειδικής θερμότητας των υπέρθερμων ατμών

Παίρνοντας τον συντελεστή ειδικής θερμότητας του νερού 4,1868 kJ/(kg. K) και αυτόν των υδρατμών 1,88 kJ/(kg. K), σε ένα εύρος 0 έως 60 °C, έχουμε :

$$h_v = 4.1868t_d + (h_{fg})_d + 1.88 (t + t_d) \quad (20)$$

αυτός ο τύπος για την ενθαλπία είναι αδόκιμος για τον υπολογισμό της. Μπορεί όμως να σημειωθεί ότι σε χαμηλές πιέσεις, η ενθαλπία είναι συνάρτηση μόνο της θερμοκρασίας. Έτσι στο Σχήμα 5 οι ενθαλπίες στα σημεία Β και C είναι ίδιες με την ενθαλπία στο Α. Επομένως, η ενθαλπία των υδρατμών στο Α, σε θερμοκρασία σημείου δρόσου  $t_d$  και θερμοκρασία ξηρού βολβού  $t$ , μπορεί εύκολα να καθοριστεί από τις παρακάτω δύο μεθόδους :

$$(i) \quad h_A = h_C = (h_g)_t \quad (21)$$

$$(ii) \quad h_A = h_B = + c_{pv}(t - 0) \quad (22)$$

έτσι χρησιμοποιώντας τον δεύτερο τύπο και βάζοντας για τη λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης του νερού στους 0 °C την τιμή 2500 kJ/kg, βγαίνει ο ακόλουθος εμπειρικός τύπος για την ενθαλπία των υδρατμών

$$h_v = 2500 + 1.88t \text{ kJ/kg} \quad (23)$$

και από τους τύπους (18) και (23) η ενθαλπία του υγρού αέρα θα είναι :

$$h = 1,005t + \omega(2500 + 1,88t) \text{ kJ/kg ξ.α.} \quad (24)$$

#### 4.3.6 ΕΙΔΙΚΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΥΓΡΑΣΙΑΣ

Ο τύπος (24) για την ενθαλπία του υγρού αέρα μπορεί επίσης να γραφτεί υπό την εξής μορφή :

$$h = (c_{p_s} + \omega c_{p_v})t + \omega(h_{f_s})_{0^\circ C} = c_p t + \omega(h_{f_s})_{0^\circ C} \quad (24)$$

όπου :

$$c_p = c_{p_s} + \omega c_{p_v} = (1,005 + 1,88\omega) \frac{\text{kJ}}{(\text{kg ξα})(\text{K})} \quad (25)$$

και ορίζεται σαν την ειδική θερμότητα υγρασίας. Είναι η ειδική θερμότητα υγρού αέρα ((1 + ω) kg) ανά kg ξηρού αέρα. Ο όρος  $c_p t$  ρυθμίζει την διεργασία της ενθαλπίας του υγρού αέρα με θερμοκρασία T, υπό σταθερή ειδική υγρασία, και ο

όρος  $\omega(h_{f_s})_{0^\circ\text{C}}$  ρυθμίζει τη διεργασία στην ενθαλπία, με διεργασία στην ειδική υγρασία, εξαιτίας της προσθήκης ή της αφαίρεσης των υδρατμών στον αέρα.

Από τη στιγμή που ο δεύτερος όρος 1,88ω είναι πολύ μικρός, συγκρινόμενος με τον πρώτο όρο 1,005, μια προσεγγιστική τιμή του  $c_p$  περίπου 1,0216 kJ/(kg ξ.α.) (K), μπορεί να λαμβάνεται για πρακτικούς λόγους στους κλιματιστικούς υπολογισμούς.

### Παράδειγμα 4.3

Μείγμα ξηρού αέρα και υδρατμών θερμοκρασίας 21°C βρίσκεται σε συνολική πίεση 736 mmHg. Το σημείο δρόσου είναι 15°C. Να βρεθούν τα παρακάτω:

1. Μερική πίεση υδρατμών
2. Σχετική υγρασία
3. Ειδική υγρασία
4. Ειδική ενθαλπία υδρατμών από τις τρεις μεθόδους του Σχήματος 4.5
5. Ενθαλπία του αέρα ανά κιλό ξηρού αέρα

### Λύση

1. Από τους πίνακες ατμού, η μερική πίεση υδρατμών στους 15°C DPT είναι

$$p_v = 12,79 \text{ mmHg} \\ = 12,79 (133,5) = 1707,5 \text{ N/m}^2$$

2. Πίεση κορεσμού του νερού στους 21°C DBT

$$p_s = 18,65 \text{ mmHg} \\ = 18,65 (133,5) = 2489,8 \text{ N/m}^2$$

Σχετική υγρασία

$$\phi = \frac{p_v}{p_s} \times 100 = \frac{12,79}{18,65} \times 100 = 68,58\%$$

3. Ειδική υγρασία

$$\omega = 0,622 \frac{p_v}{p_a} = 0,622 \frac{12,79}{736 - 12,79} = 0,622 \frac{12,79}{723,21} = 0,011 \frac{\text{kg w.v.}}{\text{kg d.a.}}$$

4. Λανθάνουσα θερμοκρασία εξάτμισης του νερού σε θερμοκρασίες ξηρού βολβού και δρόσου του αέρα

$$(h_{f_s})_{21^\circ\text{C}} = 2452 \text{ kJ/kg} \\ (h_{f_s})_{15^\circ\text{C}} = 2466,2 \text{ kJ/kg}$$

Ειδική ενθαλπία υδρατμών από τις τρεις μεθόδους του Σχήματος 4.5

$$h_c = (4,1868)(21) + 2452 = 2540 \text{ kJ/kg w.v.}$$

$$h_A = (4,1868)(15) + 2466,2 + 1,88(21-15) = 2540,3 \text{ kJ/kg w.v.}$$

$$h_B = 1,88(21) + 2500 = 2539,5 \text{ kJ/kg w.v.}$$

Σημείωση : Οι τρεις τιμές είναι πολύ κοντά μεταξύ τους,

5. Ενθαλπία του αέρα χρησιμοποιώντας την τιμή της ειδικής ενθαλπίας των υδρατμών από τον εμπειρικό τύπο

$$h = h_a + \omega h_v \\ = 1,005(21) + 0,0011 (2539,5) \\ = 21,1 + 27,9 = 49,0 \text{ kJ/kg d.a.}$$



6. Ο ειδικός όγκος του αέρα είναι ίσος με τον όγκο ενός κιλού ξηρού αέρα ή 0,011 kg υδρατμών. Βασιζόμαστε στο τμήμα του ξηρού αέρα

$$u = u_a = \frac{R_a T}{p_a} = \frac{287,3(273 + 21)}{(723,21)(133,5)} = 0,875 \text{ m}^3 / \text{kg d.a}$$

#### 4.4 ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΥΓΡΟΥ ΒΟΛΒΟΥ (WBT)

Μπορεί πλέον να περιγραφεί μια μέθοδος μέτρησης της υγρασίας με ψυχρόμετρο. Το ψυχρόμετρο περιλαμβάνει ένα θερμοόμετρο ξηρού βολβού και ένα θερμοόμετρο υγρού βολβού.

Το θερμοόμετρο ξηρού βολβού εκτίθεται άμεσα στον αέρα και μετρά την αληθή θερμοκρασία του αέρα. Ο βολβός του θερμομέτρου υγρού βολβού είναι καλυμμένος με φιτίλι εμποτισμένο με νερό. Η θερμοκρασία που λαμβάνεται από τον καλυμμένο βολβό αυτού του θερμομέτρου υποδηλώνει τη θερμοκρασία του νερού στο φιτίλι και ονομάζεται θερμοκρασία υγρού βολβού. Συμβολίζεται με  $t'$ .

Στο Σχήμα 4.6 φαίνεται ότι όταν ο ακόρεστος υγρός αέρας στο Α ρέει πάνω το φιτίλι με το νερό στο f, η μερική πίεση  $p_v$  των υδρατμών του μείγματος είναι πολύ χαμηλή για να υπάρχει ισορροπία με το υγρό που εξασκεί την πίεση κορεσμού  $p_{v1}$ . Η ενθαλπία ατμοποίησης προέρχεται από το νερό όσο και από τον αέρα. Επομένως η κατάσταση των σταγόνων του νερού πέφτει στην  $f_1$ , με πίεση υδρατμών στην  $p_{s1}$ , και η κατάσταση των υδρατμών που φεύγουν (που είναι σε θερμοκρασία αέρα) μετακινούνται στο  $A_1$ .

Η διαδικασία επαναλαμβάνεται μέχρι να πλησιάσουμε τη θερμοκρασία ισορροπίας  $t'$  στο φιτίλι, όταν το νερό μέσα σε αυτό είναι στο  $f'$  και οι υδρατμοί στον αέρα, αφού απομακρύνθηκαν από τον βολβό, είναι κορεσμένοι στο  $g'$ . Η θερμοκρασία του αέρα απομάκρυνσης είναι επίσης  $t'$ . Σε αυτή την κατάσταση ισορροπίας η ενθαλπία των υδρατμών προέρχεται αποκλειστικά από τον αέρα. Έτσι, σε αυτό το σημείο έχουμε την απαιτούμενη θερμότητα των υδρατμών στον κορεσμένο αέρα, να είναι ίση με τη θερμότητα που παρέχεται από τον αέρα.

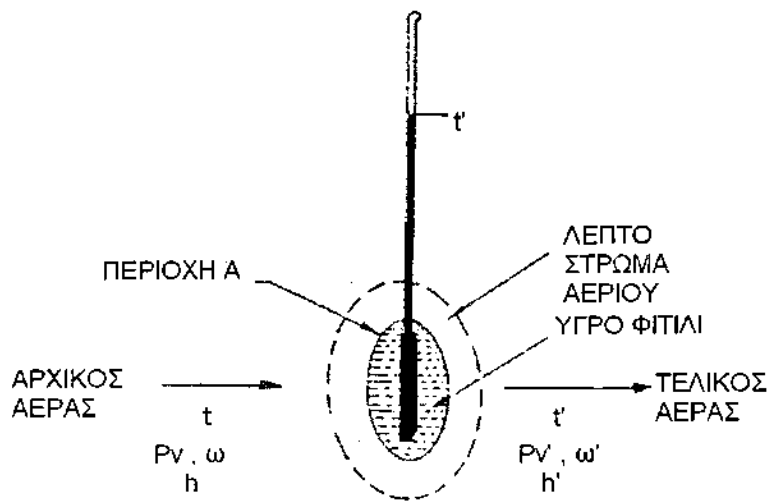
Η πίεση ατμοποίησης του νερού  $p_v'$  στον αέρα είναι τώρα ίση με την πίεση κορεσμού  $p_s'$  σε θερμοκρασία  $t'$  στον υγρό βολβό. Υπάρχει μία μόνο πιθανή ισορροπία θερμοκρασίας υγρού βολβού  $t'$  για τον πλήρη κορεσμό μιας καθορισμένης αρχικής κατάστασης Α του υγρού αέρα.

Η διαφορά μεταξύ θερμοκρασίας ξηρού και υγρού βολβού ονομάζεται πτώση υγρού βολβού WBD (Wet Bulb Depression). Δηλαδή :

$$\text{WBD} = (t - t')$$

Αν ο αέρας του περιβάλλοντος είναι κορεσμένος, δηλαδή, το RH είναι 100%, τότε δεν θα υπάρξει ατμοποίηση του νερού στον βολβό, και έτσι η θερμοκρασία ξηρού και υγρού βολβού θα είναι ίσες. Η πτώση υγρού βολβού θα είναι μηδέν. Επομένως η θερμοκρασία υγρού βολβού είναι ένα έμμεσο μέτρο της ξηρότητας του αέρα.





Σχήμα 4.7. η ροή του αέρα στο βολβό που είναι καλυμμένος με φιτίλι ενός θερμομέτρου υγρού βολβού.

Καθώς η ειδική υγρασία είναι εξ' ολοκλήρου μια συνάρτηση της πίεσης των υδρατμών, η διαφορά των πιέσεων των υδρατμών στη Εξίσωση (27) μπορεί να αντικατασταθεί με την αντίστοιχη διαφορά σχετικών υγρασιών ( $\omega' - \omega$ ) και με κατάλληλη μετατροπή των μονάδων ο συντελεστής διάχυσης  $k_d$  μπορεί να αντικατασταθεί με τον συντελεστή διαφοράς  $k_\omega$  βάσει της διαφοράς των ειδικών υγρασιών, έτσι ώστε ο τύπος για τη θερμοκρασία υγρού θερμομέτρου να γίνεται :

$$t' = t - \frac{k_\omega}{f_g} h'_{fg} (\omega' - \omega) \quad (28)$$

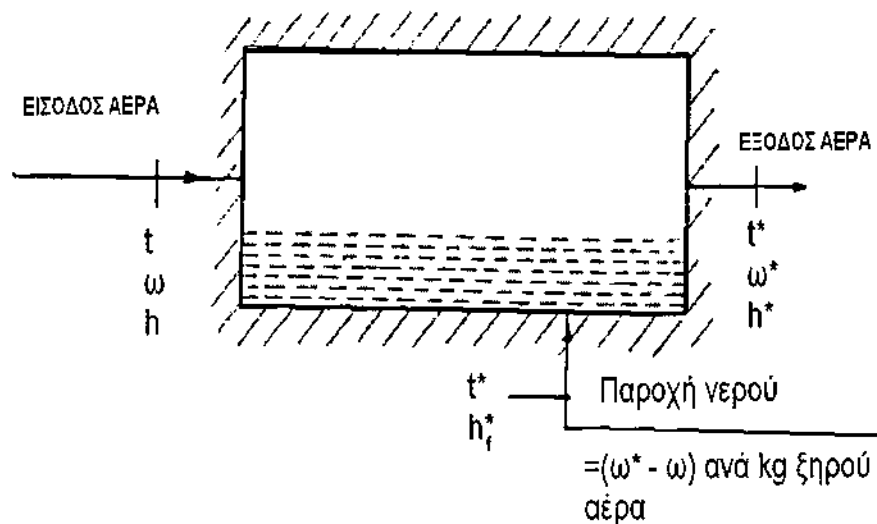
Επομένως φαίνεται ότι η ισοροπία της θερμοκρασίας υγρού θερμομέτρου εξαρτάται από τους συντελεστές μεταφοράς θερμότητας και μάζας  $f_g$  και  $k_\omega$  αντίστοιχα και την αρχική κατάσταση του αέρα. Συνεπώς οι μονάδες του συντελεστή μεταφοράς της μάζας  $k_\omega$  βγαίνουν από την σχέση (28) :

$$\begin{aligned} [k_\omega] &= \frac{[t][f_g]}{[h'_{fg}][\omega]} \\ &= \frac{[K][Js^{-1}m^{-2}K^{-1}]}{[Jkg^{-1}][kgkg^{-1}]} \\ &= \frac{kg}{sm^2} \end{aligned}$$

#### 4.5 ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΥΓΡΟΥ ΒΟΛΒΟΥ Ή ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΑΔΙΑΒΑΤΙΚΟΥ ΚΟΡΕΣΜΟΥ.

Για οποιαδήποτε κατάσταση του ακόρεστου υγρού αέρα υπάρχει μια θερμοκρασία  $t^*$  στην οποία ο αέρας γίνεται κορεσμένος, με την εξάτμιση του νερού στον αέρα, ακριβώς στην ίδια θερμοκρασία  $t^*$ . Το Σχήμα 4.8 είναι μια γραφική παράσταση αυτής της διαδικασίας και ονομάζεται διαδικασία αδιαβατικού κορεσμού. Ο αέρας που φεύγει είναι κορεσμένος σε θερμοκρασία  $t^*$ . Η ειδική υγρασία αυξάνεται αντιστοίχως στο  $\omega^*$ . Η ενθαλπία αυξάνεται από μια δοσμένη αρχική τιμή  $h$  στην τιμή

$h^*$ . Το βάρος του νερού που προστίθεται ανά kg ξηρού αέρα είναι  $(\omega^* - \omega)$  όπου δίνει ενέργεια στον υγρό αέρα σε ποσό ίσο με  $(\omega^* - \omega)h_f^*$ , που  $h_f^*$  είναι η ειδική ενθαλπία του εισερχόμενου νερού σε θερμοκρασία  $t^*$ .



Σχήμα 4.8. Συσκευή αδιαβατικού κορεσμού.

Επομένως αφού η διαδικασία είναι αυστηρά αδιαβατική, έχουμε από την ισορροπία ενέργειας :

$$h + (\omega^* - \omega) h_f^* = h^* \quad (29)$$

τόρα :

$$h = c_{pa}t + \omega h_v$$

και

$$h^* = c_{pa}t^* + \omega^* h_{\omega^*}$$

όπου :

$$h^* = h_f^* + h_{fg}^* \text{ (κορεσμένων υδρατμών)}$$

το  $h_v$  μπορεί να εκφραστεί σε όρους του  $h_v^*$ , δηλαδή :

$$\begin{aligned} h_v &= h_v^* + c_{pv}(t - t^*) \\ &= h_f^* + h_{fg}^* + c_{pv}(t - t^*) \end{aligned}$$

Αντικαθιστώντας αυτές τις τιμές στην Εξίσωση (29), έχουμε :

$$c_{pa}t + \omega[h_f^* + h_{fg}^* + c_{pv}(t - t^*)] + (\omega^* - \omega)h_f^* = c_{pa}t^* + \omega^*[h_f^* + h_{fg}^*] \quad (30)$$

Απλοποιώντας την (30) έχουμε :

$$(c_{pa} + \omega c_{pv})t - (c_{pa} + \omega^* c_{pv})t^* = h_{fg}^*(\omega^* - \omega) \quad \text{ή}$$

$$c_p t - c_p^* t^* = h_{fg}^*(\omega^* - \omega) \quad (31)$$

θεωρώντας τις ειδικές θερμότητες υγρασίας  $c_p$  και  $c_p^*$  περίπου ίσες μπορούμε να απλοποιήσουμε την Εξίσωση (31) :

$$c_p(t - t^*) = h_{fg}^*(\omega^* - \omega)$$

όπου :

$$t^* = t - \frac{h_{fg}^*}{c_p}(\omega^* - \omega) \quad (32)$$

Από την Εξίσωση (32) φαίνεται ότι υπάρχει μόνο μια λύση για το  $t^*$  και εξαρτάται από το  $t$  και το  $\omega$ , τα οποία είναι οι θερμοδυναμικές ιδιότητες που αντιπροσωπεύουν την αρχική κατάσταση του αέρα. Έτσι η θερμοκρασία του αδιαβατικού κορεσμού είναι μια θερμοδυναμική ιδιότητα του υγρού αέρα.

#### 4.5.1 ΔΙΑΦΟΡΑ ΑΝΑΜΕΣΑ ΣΤΟ $t'$ ΚΑΙ ΣΤΟ $t^*$

Συγκρίνοντας τις σχέσεις της θερμοκρασίας υγρού βολβού  $t'$  και της θερμοκρασίας αδιαβατικού κορεσμού  $t^*$ , δηλαδή :

$$t' = t - \frac{k_\omega}{f_g} h'_{fg}(\omega' - \omega)$$

$$t^* = t - \frac{h_{fg}}{c_p}(\omega^* - \omega)$$

προκύπτει ότι αν :

$$\frac{k_\omega}{f_g} = \frac{1}{c_p} \quad \text{ή}$$

$$\frac{f_g}{k_\omega c_p} = Le = 1 \quad (33)$$

τότε  $t' = t^*$ , δηλαδή οι δύο θερμοκρασίες είναι ίσες. Η αδιάστατη ποσότητα  $f_g/k_\omega c_p$  ονομάζεται αριθμός του Lewis. Ευτυχώς για το μείγμα αέρα και υδρατμών σε χαμηλές πιέσεις, ο αριθμός αυτός είναι περίπου ίσος με τη μονάδα ( $Le = 0.945$ ).

Έτσι από μια εντελώς τυχαία περίπτωση, η μετρούμενη θερμοκρασία υγρού βολβού είναι ίση με τη θερμοδυναμική θερμοκρασία υγρού θερμομέτρου. Ωστόσο δεν υπάρχει θεωρητική βάση που να δέχεται ότι οι δύο θερμοκρασίες είναι ίδιες. Για οποιοδήποτε άλλο είδος μείγματος αερίου και υδρατμών, δεν θα ήταν ίδιες. Είναι επίσης ατυχές ότι στην περίπτωση του μείγματος αέρα και υδρατμών, οι δύο θερμοκρασίες είναι ακριβώς ίδιες και μπερδεύονται, καθώς εννοείται η μια για την άλλη.

#### 4.5.2 ΜΕΤΡΗΣΗ ΤΩΝ ΨΥΧΡΟΜΕΤΡΙΚΩΝ ΙΔΙΟΤΗΤΩΝ

Είναι εμφανές ότι δεν υπάρχει κανένας κατάλληλος τρόπος μέτρησης των  $\omega$ ,  $\mu$  ή  $\phi$ . Είναι ιδιότητες που πρέπει να υπολογιστούν. Οι μετρούμενες ιδιότητες είναι η θερμοκρασίας ξηρού βολβού, υγρού βολβού και δρόσου.

Για να καθορίσουμε την πλήρη θερμοδυναμική κατάσταση του μείγματος του αέρα και των υδρατμών, πρέπει να είναι γνωστές τρεις ιδιότητες. Συνήθως δύο από αυτές είναι η ολική πίεση (βαρομετρική πίεση) και η θερμοκρασία ξηρού βολβού. Η τρίτη μετρούμενη ιδιότητα είναι είτε η θερμοκρασία του δρόσου, είτε η θερμοκρασία υγρού βολβού.

Η θερμοκρασία του σημείου δρόσου μετριέται ψύχοντας έναν βολβό σε ρεύμα αέρα μέχρι να εμφανιστεί η πρώτη σταγόνα στον βολβό. Η θερμοκρασία υγρού θερμομέτρου μετριέται αν περιστρέψουμε τον καλυμμένο με φιλίτι βολβό ενός θερμομέτρου από 160 μέχρι 660 rpm στον αέρα.

Από τη θερμοκρασία δρόσου, η πίεση κορεσμού του νερού μπορεί να υπολογιστεί από τον πίνακα ατμού, ο οποίος με τη σειρά του είναι ίσος με την πραγματική μερική πίεση των υδρατμών στον αέρα. Γενικά είναι δύσκολο να μετρήσουμε με ακρίβεια τη θερμοκρασία του σημείου δρόσου.

Η θερμοκρασία υγρού βολβού μετριέται πολύ πιο εύκολα με τη βοήθεια ενός ψυχρόμετρου. Η θερμοκρασία υγρού βολβού, όπως προαναφέρθηκε δεν είναι θερμοδυναμική ιδιότητα. Για αυτό δεν γίνεται να εξαχθεί καμία αναλυτική έκφραση που να συσχετίζει τη θερμοκρασία υγρού βολβού με το  $p_v$  ή κάποια άλλη από τις θερμοδυναμικές ιδιότητες. Παρ' όλα αυτά, αφού η θερμοκρασία υγρού βολβού τυχαίνει να είναι ίση με την θερμοκρασία του αδιαβατικού κορεσμού, μπορεί να θεωρηθεί ως θερμοδυναμική ιδιότητα. Έτσι είναι μια εύκολα μετρούμενη ιδιότητα και υπάρχουν εμπειρικές σχέσεις για τον προσδιορισμό της τιμής του  $p_v$  σε όρους του  $t'$ . Αυτές οι σχέσεις είναι :

( i ) Τροποποιημένη εξίσωση του Arjohh

$$p_v = p'_v - \frac{1,8p(t-t')}{2700} \quad (34)$$

( ii ) Τροποποιημένη εξίσωση του Ferrel

$$p_v = p'_v - 0,006p(t-t') \left[ 1 + \frac{1,8t}{1571} \right] \quad (35)$$

( iii ) Εξίσωση του Carrier

$$p_v = p'_v - \frac{(p-p'_v)(t-t')(1,8)}{2800-1,3(1,8t+32)} \quad (36)$$

όπου όλες οι θερμοκρασίες μετρούνται σε  $^{\circ}\text{C}$  και το  $p'_v$  είναι η πίεση κορεσμού σε θερμοκρασία υγρού θερμομέτρου  $t'$ . Οι πιέσεις  $p$ ,  $p'_v$  και  $p_v$  μπορούν να είναι σύμφωνες με κάθε συναφή μονάδα.

#### Παράδειγμα 4.4

Να υπολογιστούν : 1) σχετική υγρασία , 2) λόγος υγρασίας , 3) σημείο δρόσου , 4) πυκνότητα και 5) ενθαλπία ατμοσφαιρικού αέρα όταν  $DBT = 35^{\circ}C$  ,  $WBT = 23^{\circ}C$  και η ένδειξη του βαρόμετρου  $750\text{mmHg}$ .

### Λύση

1. Από τις ιδιότητες κορεσμού του νερού σε  $WBT = 23^{\circ}C$   
 $p_v' = 21,06 \text{ mmHg}$

Τότε από την Εξίσωση 36

$$p_v = p_v' - \frac{(p - p_v')(t - t')(1,8)}{2800 - 1,3(1,8t + 32)}$$
$$= 21,06 - \frac{(750 - 21,06)(35 - 23)(1,8)}{2800 - 1,3(1,8 \times 35 + 32)}$$

Από τις ιδιότητες κορεσμού του νερού σε  $DBT = 35^{\circ}C$   
 $p_s = 42,4 \text{ mmHg}$

Σχετική υγρασία

$$\phi = \frac{p_v}{p_s} \times 100 = \frac{15,18}{42,2} \times 100 = 36\%$$

2. Λόγος υγρασίας

$$\omega = 0,622 \frac{p_v}{p - p_v} =$$
$$= 0,622 \frac{15,18}{(750 - 15,18)} = 0,01285 \frac{\text{kg w.v}}{\text{kg d.a}}$$

3. Σημείο δρόσου

$t_d = 17,7^{\circ}C$  (θερμοκρασία κορεσμού στην πίεση  $15,18 \text{ mmHg}$ )

4. Μερικές πυκνότητες

$$\rho_a = \frac{p_a}{R_a T}$$
$$= \frac{(750 - 15,18)(133,5)}{(287,1)(273 + 35)} = 1,1086 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_v = \frac{p_v}{R_v T}$$
$$= \frac{(15,18)(133,5)}{(461)(273 + 35)} = 0,0143 \text{ kg/m}^3$$

Πυκνότητα υγρού αέρα

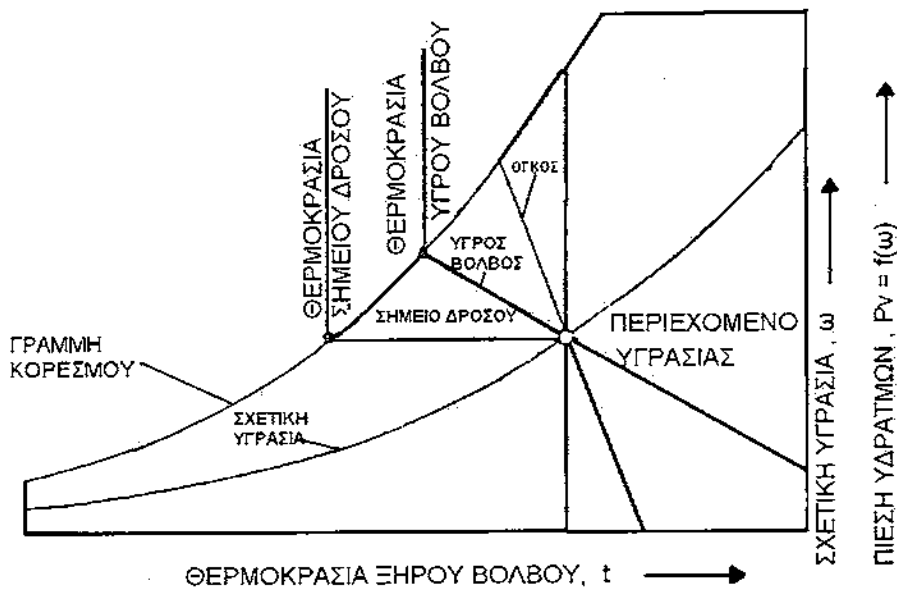
$$\rho = \rho_a + \rho_v = 1,1086 + 0,0143 = 1,1229 \text{ kg/m}^3$$

5. Ενθαλπία

$$h = 1,005t + \omega(2500 + 1,88t)$$
$$= 1,005(35) + 0,01285(2500 + 1,88 \times 35)$$
$$= 68,15 \text{ kJ/kg d.a.}$$

## 4.6 ΨΥΧΡΟΜΕΤΡΙΚΟΣ ΧΑΡΤΗΣ

Όλα τα απαραίτητα δεδομένα για την ολοκλήρωση της θερμοδυναμικής και ψυχομετρικής ανάλυσης της διαδικασίας του κλιματισμού μπορούν να συγκεντρωθούν σε έναν ψυχομετρικό χάρτη. Πολλοί τύποι ψυχομετρικών χαρτών είναι σε χρήση τώρα. Ο χάρτης που συνήθως χρησιμοποιείται είναι ο χάρτης του  $\omega$  προς το  $t$ . Δηλαδή ο χάρτης που έχει τη ειδική υγρασία ή την πίεση των υδρατμών στον άξονα των τεταγμένων και τη θερμοκρασία ξηρού θερμομέτρου στον άξονα των τετμημένων. Ο χάρτης κανονικά είναι κατασκευασμένος για κανονική ατμοσφαιρική πίεση των 760 mm Hg ή 1,01325 bar, που αντιστοιχεί στην πίεση κοντά στην επιφάνεια της θάλασσας. Ένα τυπικό σχέδιο αυτού του χάρτη φαίνεται στο Σχήμα 4.9. Οι διαδικασίες για τον σχεδιασμό των γραμμών των διάφορων σταθερών ιδιοτήτων σε αυτόν τον χάρτη θα περιγραφούν παρακάτω.



Σχήμα 4.9. Γραμμές σταθερών ιδιοτήτων στον ψυχομετρικό χάρτη.

### 4.6.1 ΓΡΑΜΜΗ ΚΟΡΕΣΜΟΥ

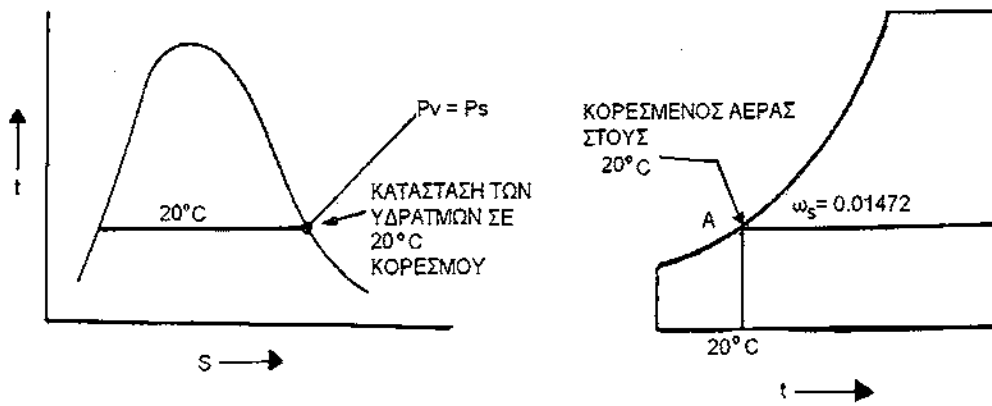
Η γραμμή κορεσμού παριστάνει τις καταστάσεις του κορεσμένου αέρα σε διαφορετικές θερμοκρασίες. Ως παράδειγμα δημιουργίας μιας τέτοιας κατάστασης στον χάρτη, θεωρούμε μια ατμόσφαιρα Α στους 20 °C και κορεσμό όπως φαίνεται στο Σχήμα 4.10. Από πίνακες, στους 20 °C η πίεση των υδρατμών είναι :

$$p_s = p_v = 17.54 \text{ mm Hg} = 2342 \text{ N/m}^2$$

και η μερική πίεση του ξηρού αέρα είναι :

$$p_a = p - p_v = 101325 - 2342 = 98983 \text{ N/m}^2$$





Σχήμα 4.10. Κορεσμένος αέρας στους 20 °C

Η ειδική υγρασία με κορεσμό στους 20 °C είναι :

$$\omega_s = \frac{0,622 p_u}{p_a} = \frac{0,622(2342)}{98983} = 0,01472 \text{ kg w.v./kg ξ.α.}$$

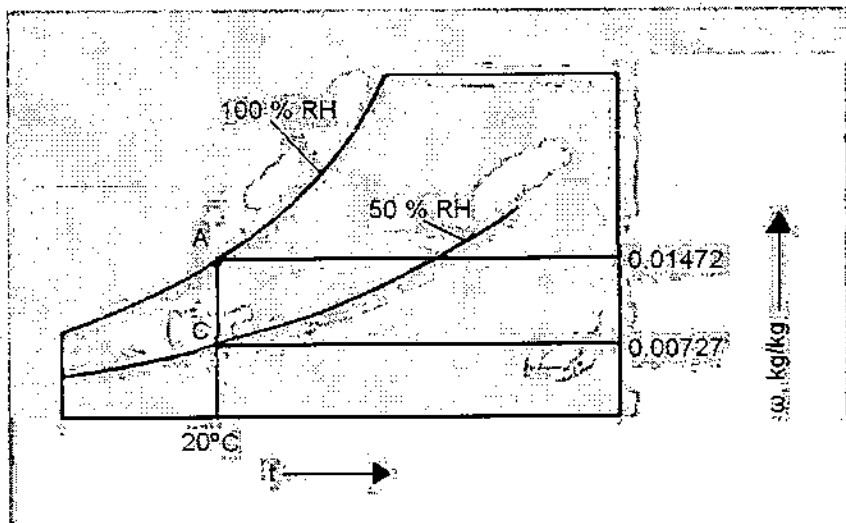
Γνωρίζοντας τα  $t$  και  $\omega$ , το σημείο A μπορεί να αποτυπωθεί. Με παρόμοιο τρόπο, η κατάσταση κορεσμού σε άλλες θερμοκρασίες μπορεί επίσης να αποτυπωθεί, χαράσσοντας την γραμμή κορεσμού στον ψυχομετρικό χάρτη.

#### 4.6.2 ΓΡΑΜΜΕΣ ΣΧΕΤΙΚΗΣ ΥΓΡΑΣΙΑΣ

Η σχετική υγρασία είναι ο λόγος της πραγματικής πίεσης των υδρατμών προς την πίεση των υδρατμών που θα υπήρχε σε ένα κορεσμένο μείγμα στη θερμοκρασία του αέρα. Για αυτό η γραμμή κορεσμού στο χάρτη είναι η γραμμή του 100 % RH, εφόσον για όλα τα σημεία της γραμμής ισχύει  $p_v = p_s$ . Οι γραμμές για κάθε επιθυμητή τιμή του RH μπορούν να σχεδιαστούν ως εξής.

Παίρνοντας σαν παράδειγμα 50% RH, το σημείο πάνω στη γραμμή των 20 °C που ανταποκρίνεται σε αυτό το RH πρέπει να είναι στο C (Σχήμα 4.11), δηλαδή στην τομή με τη γραμμή της πίεσης των υδρατμών και στην τιμή :

$$p_v = 0.5 \times 2342 = 1171 \text{ N/m}^2$$



Σχήμα 4.11. Ο σχεδιασμός της γραμμής των 50% RH.

Σε αυτό το σημείο θα είναι :

$$p_a = 101325 - 1171 = 100154 \text{ N/m}^2$$

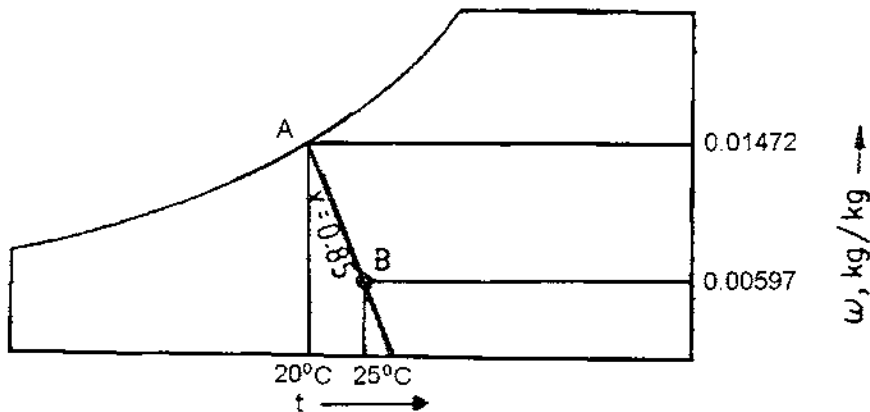
$$\omega = \frac{0,622(1171)}{1000154} = 0.00727 \text{ kg w.v./kg ξ.α.}$$

Ομοίως, τα σημεία για άλλες θερμοκρασίες μπορούν να εντοπιστούν, ώστε να σχεδιαστεί ολόκληρη η γραμμή των 50% RH. Ας σημειωθεί ότι η γραμμή όπου  $\omega = 0$  αντιστοιχεί στο 0% RH.

#### 4.6.3 ΓΡΑΜΜΕΣ ΣΤΑΘΕΡΟΥ ΕΙΔΙΚΟΥ ΟΓΚΟΥ

Θεωρούμε μια γραμμή που αντιστοιχεί σε ειδικό όγκο  $0,85 \text{ m}^3/\text{kg ξ.α.}$  όπως φαίνεται στο Σχήμα 4.12. Ένα σημείο πάνω σε αυτή τη γραμμή είναι το A, το οποίο βρίσκεται πάνω στην καμπύλη κορεσμού. Για να εντοπίσουμε αυτό το σημείο ακολουθείται η παρακάτω διαδικασία δοκιμής και σφάλματος.

- (i) Θεωρούμε  $t$  στο A και βρίσκουμε  $p_s = p_v$
- (ii) Βρίσκουμε το  $p_a$
- (iii) Υπολογίζουμε το  $u$  και ελέγχουμε.



Σχήμα 4.12. Σχεδιασμός σταθερής γραμμής όγκου  $0,85 \text{ m}^3/\text{kg ξ.α.}$

Σε αυτή την περίπτωση παίρνουμε αρχικά μια θεωρούμενη τιμή  $t = 20^\circ \text{ C}$ , στην οποία ισχύει :

$$\begin{aligned} p_s &= p_v = 2342 \text{ N/m}^2 \\ p_a &= 101325 - 2342 = 98983 \text{ N/m}^2 \\ u_a &= R_a T / p_a \\ &= \frac{287,3(273 + 20)}{98983} = 0,85 \text{ m}^3/\text{kg ξ.α.} \end{aligned}$$

Ελέγχουμε την τιμή που βγάλαμε με αυτή που ζητάμε. Αν δεν συμφωνεί με αυτή που ζητάμε, παίρνουμε μια νέα τιμή για το  $t$ . Για να αποτυπώσουμε το σημείο A, υπολογίζουμε :

$$\omega = \frac{0,622(2342)}{98983} = 0,01472 \text{ kg w.v./kg ξ.a.}$$

Έτσι το σημείο A, έχει σχεδιαστεί. Θεωρούμε άλλο σημείο B πάνω σε αυτή τη γραμμή σε θερμοκρασία ξηρού βολβού 25 °C. Για αυτό το σημείο, με τον ίδιο ειδικό όγκο, έχουμε :

$$p_a = R_a T / u_a = 287.3(273 + 25) / 0.85 = 100724 \text{ N/m}^2$$

$$p_v = 101325 - 100724 = 601 \text{ N/m}^2$$

$$\omega = \frac{0,622(601)}{100724} = 0,00597 \text{ kg w.v./kg ξ.a.}$$

Έτσι το σημείο B μπορεί επίσης να αποτυπωθεί. Όμοια, ένας αριθμός ένας αριθμός ακόρεστων καταστάσεων πάνω από  $\omega = 0$  μπορεί να αποτυπωθεί, για να δοθεί η πλήρης γραμμή σταθερού ειδικού όγκου. Σημειώνεται ότι σε κάθε σημείο πάνω στη γραμμή ισχύει :

$$u = u_a = \omega u_v$$

#### 4.6.4 ΓΡΑΜΜΕΣ ΣΤΑΘΕΡΗΣ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΥΓΡΟΥ ΒΟΛΒΟΥ

Θεωρούμε την εξίσωση ισορροπίας της ενέργειας (29) για την διαδικασία του αδιαβατικού κορεσμού, δηλαδή :

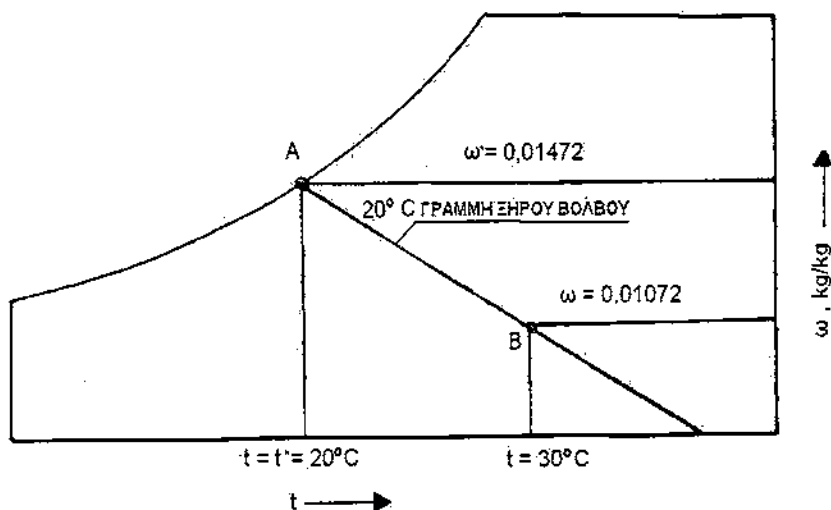
$$h + (\omega^* - \omega)h_f^* = h^*$$

από την οποία έχουμε :

$$h - \omega h_f^* = h^* - \omega^* h_f^* = \text{σταθ.}$$

Στο Σχήμα 4.13 το σημείο A σε θερμοκρασία ξηρού βολβού 20 °C, έχει επίσης θερμοκρασία υγρού βολβού 20 °C. Για κάθε άλλο σημείο πάνω στη σταθερή γραμμή 20 °C θερμοκρασίας υγρού βολβού, πρέπει να έχουμε :

$$\Sigma = h - \omega h_f^* = h^* - \omega^* h_f^* = \Sigma^* = \text{σταθ.} \quad (37)$$



Σχήμα 4.13. Σχεδιασμός της σταθερής γραμμής των 20 °C θερμοκρασίας υγρού βολβού.

Όπου το  $\Sigma$  ονομάζεται συνάρτηση θερμότητας σίγμα και είναι σταθερή κατά μήκος της γραμμής σταθερής θερμοκρασίας υγρού βολβού. Όλες οι καταστάσεις στη γραμμή σταθερής θερμοκρασίας υγρού θερμομέτρου ή στη σταθερή γραμμή της συνάρτησης θερμότητας σίγμα έχουν έναν συνδυασμό του  $h$  και του  $\omega$ , ο οποίος ικανοποιεί τη σχέση (37). Για το σημείο A, έχουμε :

$$\begin{aligned} \omega^* &= 0,01472 \text{ kg w.v./kg ξ.α.} \\ h^* &= (1,005 + 1,88\omega^*)t^* + 2500\omega^* \\ &= (1,005 + 1,88 \times 0,01472)20 + 2500(0,01472) \\ &= 57,45 \text{ kJ/kg ξ.α.} \\ h_f^* &= 83,9 \text{ kJ/kg (στους } 20^\circ\text{C)} \\ \Sigma^* &= h^* - \omega^* h_f^* \\ &= 57,45 - 0,01472(83,9) \\ &= 57,45 - 1,24 = 56,21 \text{ kJ/kg ξ.α.} \end{aligned}$$

Για σημείο B, στους 30 °C, έχουμε :

$$\Sigma = h - \omega h_f = \Sigma^* = 56,21$$

ή

$$(1,005 + 1,88\omega)30 + 2500\omega - 83,9\omega = 56,21$$

όπου :

$$\omega = 0,01072 \text{ kJ/kg d.a.}$$

και

$$\begin{aligned} h &= \Sigma + \omega h_f^* \\ &= 56,21 + 0,01072(83,9) = 57,11 \text{ kJ/kg ξ.α.} \end{aligned}$$

Ομοίως, τα σημεία για άλλες θερμοκρασίες υγρού βολβού, για μια συνάρτηση θερμότητας σίγμα 56,21 kJ/kg d.a. μπορούν να αποτυπωθούν για να είναι δυνατή η σχεδίαση της γραμμής θερμοκρασίας υγρού βολβού των 20 °C, όπως φαίνεται στο Σχήμα 13.

#### 4.6.5 ΓΡΑΜΜΕΣ ΣΤΑΘΕΡΗΣ ΕΝΘΑΛΠΙΑΣ

Από τη διαδικασία των υπολογισμών, παρατηρείται ότι η διαφορά των ενθαλπιών μεταξύ του σημείου κορεσμού A και ενός άλλου σημείου B, πάνω στη σταθερή γραμμή θερμοκρασίας υγρού βολβού, είναι πολύ μικρή. Αυτή η διαφορά συμβολίζεται με το γράμμα D, ονομάζεται απόκλιση ενθαλπίας και ισχύει :

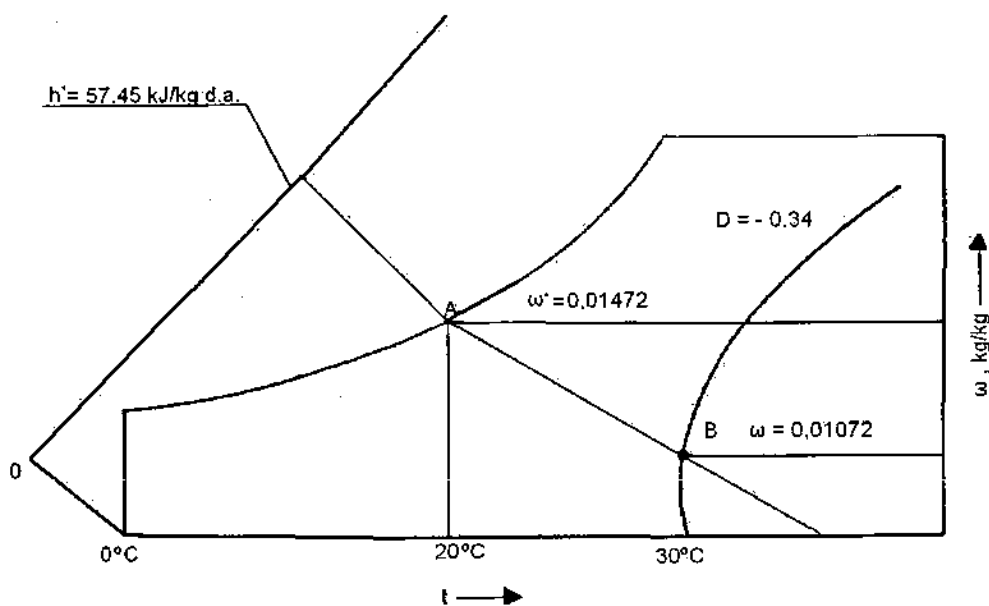
$$D = h - h^* = (\omega - \omega^*)h_f^*$$

Αν και είναι μικρή η τιμή της απόκλισης ενθαλπίας, είναι δυνατόν η γραμμές σταθερής θερμοκρασίας υγρού βολβού και οι γραμμές σταθερής ενθαλπίας να ξεχωρίζουν στον ψυχομετρικό χάρτη, αν αυτός μεγεθυνθεί επαρκώς. Πολλοί ψυχομετρικοί χάρτες κατασκευάζονται με αυτή τη διαδικασία. Μια άλλη μέθοδος που προτείνεται από τους Palmatier και Wile χρησιμοποιεί τις γραμμές σταθερής θερμοκρασίας υγρού βολβού και επίσης δείχνει τη σταθερή απόκλιση ενθαλπίας όπως φαίνεται στο Σχήμα 14. Η απόκλιση ενθαλπίας στο B θα είναι :

$$D = h - h^* = 57.11 - 57.45 = -0.34 \text{ kJ/kg ξ.α.}$$

Επομένως η κλίμακα της ενθαλπίας δίνει μόνο τις τιμές των ενθαλπιών  $h^*$  για τα σημεία πάνω στη γραμμή κορεσμού (Σχήμα 4.14). Για να βρεθεί η ενθαλπία σε κάθε άλλο σημείο, ακολουθούμε τη σταθερή γραμμή θερμοκρασίας υγρού βολβού και προσδιορίζουμε την ενθαλπία από τον τύπο :

$$h = h^* + D$$



Σχήμα 4.14. Η γραμμή απόκλισης ενθαλπίας.

#### 4.6.6 ΨΥΧΡΟΜΕΤΡΙΚΟΙ ΧΑΡΤΕΣ ΓΙΑ ΧΑΜΗΛΕΣ ΚΑΙ ΥΨΗΛΕΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΕΣ ΚΑΙ ΜΕΓΑΛΑ ΥΨΟΜΕΤΡΑ

Ο συγκεκριμένος ψυχομετρικός χάρτης που δίνεται στο παράρτημα είναι για σύνηθες εύρος θερμοκρασίας ξηρού βολβού από 0 ως 50 °C και λόγου υγρασίας από 0 ως 0,03 kg/kg ξηρού αέρα. Επίσης ψυχομετρικοί χάρτες έχουν αναπτυχθεί για θερμοκρασίες υπό το μηδέν , για υπολογισμούς θέρμανσης σε ακραίο χειμώνα , και για υψηλές θερμοκρασίες για υπολογισμούς διεργασιών ξήρανσης. Σε χάρτη για θερμοκρασίες υπό το μηδέν η πίεση των υδρατμών είναι αυτή των εξαερωμένων υδρατμών πάνω από τον πάγο από τότε που το τριπλό σημείο του νερού είναι 0,01 °C. Επίσης η λανθάνουσα θερμότητα για τους υπολογισμούς της ενθαλπίας, είναι της εξάχνωσης αντί της ατμοποίησης.

Ψυχομετρικοί χάρτες μπορούν να κατασκευαστούν ειδικά για περιοχές υψηλότερων υψομέτρων και επομένως χαμηλότερων βαρομετρικών πιέσεων. Μια εικόνα της διεργασίας της βαρομετρικής πίεσης με το υψόμετρο φαίνεται από τις τιμές του πίνακα 2.

**Πίνακας 2. Βαρομετρική πίεση σε σχέση με το υψόμετρο.**

Ύψος πάνω από την επιφάνεια της θάλασσας M	Βαρομετρική Πίεση Mm Hg
Επιφάνια θάλασσας	760
760	693
1520	633
2280	577

# 5 ΨΥΧΡΟΜΕΤΡΙΚΗ ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑ ΤΟΥ ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟΥ

Αυτό το κεφάλαιο παρουσιάζει τη ψυχομετρία κοινών διαδικασιών κλιματισμού, εμφανίζοντας πως η κατάσταση του υγρού αέρα μεταβάλλεται, καθώς οι αντίστοιχες διαδικασίες λαμβάνουν χώρα.

## 5.1 ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑ ΜΕΙΞΗΣ

Θεωρούμε μια αδιαβατική μείξη, διαφορετικών ποσοτήτων αέρα, οι οποίες βρίσκονται σε διαφορετικές καταστάσεις σταθερής πίεσης. Έστω ότι οι δείκτες 1 και 2 αναφέρονται στα δύο ρεύματα του αέρα και  $m_a$  είναι η μάζα του ξηρού αέρα στο ρεύμα. Έτσι από το ισοζύγιο υγρασίας, για την ειδική υγρασία του μείγματος έχουμε :

$$m_{a_3} \omega_3 = m_{a_1} \omega_1 + m_{a_2} \omega_2$$

ή

$$\omega_3 = \frac{m_{a_1} \omega_1 + m_{a_2} \omega_2}{m_{a_3}} \quad (38)$$

όπου :

$$m_{a_3} = m_{a_1} + m_{a_2}$$

Είναι η μάζα του ξηρού αέρα στο μείγμα.

Επίσης από ενεργειακό ισοζύγιο στο μείγμα, ομοίως παίρνουμε τον τύπο για την ενθαλπία του μείγματος :

$$h_3 = \frac{m_{a_1} h_1 + m_{a_2} h_2}{m_{a_3}} \quad (39)$$

Αντικαθιστώντας τις εκφράσεις για τις ενθαλπίες της Εξίσωσης (24) στην πιο πάνω εξίσωση, έχουμε :

$$(c_p t_3 + h_{f_{g_0}} \omega_3) = \frac{m_{a_1}}{m_{a_3}} (c_p t_1 + h_{f_{g_0}} \omega_1) + \frac{m_{a_2}}{m_{a_3}} (c_p t_2 + h_{f_{g_0}} \omega_2)$$

Απλοποιώντας, έχουμε την έκφραση για τη θερμοκρασία του μείγματος :

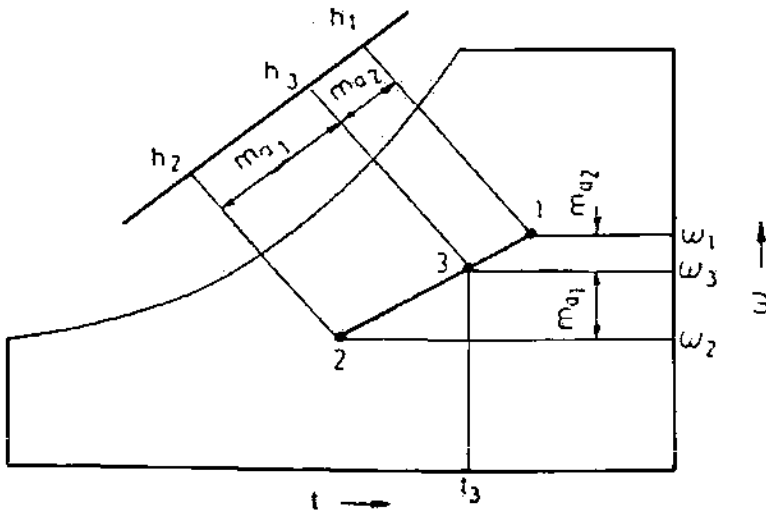
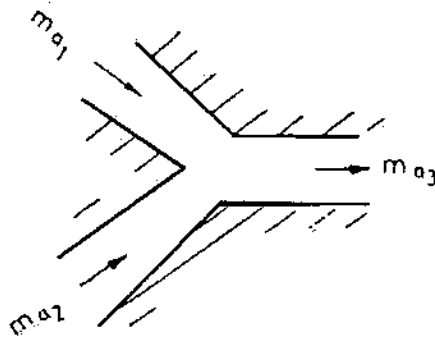
$$t_3 = \frac{m_{a_1} t_1 + m_{a_2} t_2}{m_{a_3}} + \frac{h_{f_{g_0}}}{c_p} \left[ \frac{m_{a_1}}{m_{a_3}} \omega_1 + \frac{m_{a_2}}{m_{a_3}} \omega_2 - \omega_3 \right]$$

Στην πιο πάνω σχέση ο δεύτερος όρος γίνεται μηδέν, οπότε μπορούμε να γράψουμε :

$$t_3 \approx \frac{m_{a1} t_1 + m_{a2} t_2}{m_{a3}} \quad (40)$$

Το σύμβολο της προσέγγισης χρησιμοποιείται από τη στιγμή που γίνεται υπόθεση ότι η ειδική θερμότητα υγρασίας  $c_p$  είναι ίδια και για τα τρία ρεύματα.

Επομένως, αν ο ψυχομετρικός χάρτης έχει σχεδιαστεί πάνω σε σύστημα συντεταγμένων  $\omega - h$ , το σημείο που δείχνει την κατάσταση του μείγματος βρίσκεται στην ευθεία γραμμή ενώνοντας τις δύο καταστάσεις. Σε σύστημα με συντεταγμένες  $\omega - t$  (Σχήμα 5.1) είναι μόνο προσεγγιστικά σε σχέση με αυτό. Η θέση της κατάστασης του μείγματος είναι τέτοια που να χωρίζει την ευθεία γραμμή η οποία ενώνει τις καταστάσεις 1 και 2 στο αντίστροφο κλάσμα των μαζών  $m_{a1}$  και  $m_{a2}$  των δύο ρευμάτων ξηρού αέρα.



Σχήμα 5.1(α). Αδιαβατική μείξη των ρευμάτων του αέρα.

Σχήμα 5.1(β). Η διαδικασία μείξης στο ψυχομετρικό χάρτη.



## Παράδειγμα 5.1

30 m<sup>3</sup>/min ρεύματος υγρού αέρα στους 15 °C θερμοκρασίας ξηρού βολβού και 13 °C θερμοκρασίας υγρού βολβού ενώνονται με 12 m<sup>3</sup>/min δεύτερου ρεύματος στους 25 °C θερμοκρασίας ξηρού βολβού και 18 °C θερμοκρασίας υγρού βολβού. Η βαρομετρική πίεση είναι μια σταθερή ατμόσφαιρα. Να προσδιοριστούν οι θερμοκρασίες ξηρού και υγρού βολβού του παραγόμενου μείγματος.

### Λύση

Από τον ψυχομετρικό χάρτη, έχουμε:

Για το πρώτο ρεύμα

$$t_1 = 15 \text{ }^\circ\text{C}, t_1' = 13 \text{ }^\circ\text{C}, \quad u_1 = 0.827 \text{ m}^3/\text{kg d.a.}, \\ \omega_1 = 0.0084 \text{ kg w.v./kg d.a.}, \quad h = 36.85 \text{ kJ/kg d.a.}$$

Για το δεύτερο ρεύμα

$$t_2 = 25 \text{ }^\circ\text{C}, t_2' = 18 \text{ }^\circ\text{C}, \quad u_2 = 0.959 \text{ m}^3/\text{kg d.a.}, \\ \omega_2 = 0.01 \text{ kg w.v./kg d.a.}, \quad h_2 = 51.1 \text{ kJ/kg d.a.}$$

Οι μάζες ροής του ξηρού αέρα, θα είναι:

$$m_{a1} = 30/0.827 = 36.2 \text{ kg d.a./min} \\ m_{a2} = 12/0.859 = 13.9 \text{ kg d.a./min}$$

Για το μείγμα

$$m_{a3} = 36.2 + 13.9 = 50.1 \text{ kg d.a./min} \\ \omega_3 = [36.2(0.0084) + 13.9(0.01)]/50.1 \\ = 0.00886 \text{ kg w.v./kg d.a.} \\ h_3 = [36.2(36.85) + 13.9(51.1)]/50.1 \\ = 40.8 \text{ kJ kg/d.a.}$$

Από τον ψυχομετρικό χάρτη για  $\omega_3$  και  $h_3$

$$\text{DBT του μείγματος, } t_3 = 16 \text{ }^\circ\text{C} \\ \text{WBT του μείγματος, } t_3' = 14.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

## Παράδειγμα 5.2

Ρεύμα υγρού αέρα στους 2 °C ξηρού βολβού και 80 % σχετική υγρασία ενώνεται με άλλο ρεύμα υγρού αέρα, που βρίσκεται στους 30 °C ξηρού βολβού το σημείου δρόσου στους 10 °C στον λόγο των μαζών ενός μέρους του πρώτου, προς τα δύο μέρη του δεύτερου. Να υπολογιστεί η θερμοκρασία και η ειδική υγρασία του αέρα μετά την μείξη.

### Λύση

Για το πρώτο ρεύμα

$$\omega_1 = 0,0035 \text{ kg w.v./kg d.a.} \\ h_1 = 10.78 \text{ kJ/kg d.a.}$$

Η μάζα του ξηρού αέρα, ανά μονάδα μάζας υγρού αέρα είναι:

$$m_{a1} = 1/(1 + \omega_1) \text{ kg} \\ = 1/1.0035 = 0.9955 \text{ kg}$$

Για το δεύτερο ρεύμα

$$\omega_2 = 0,00765 \text{ kg w.v./kg d.a.} \\ h_2 = 49.67 \text{ kJ/kg d.a.}$$

Η μάζα του ξηρού αέρα ανά δύο μονάδες μάζας υγρού αέρα είναι:

$$\begin{aligned} m_{a2} &= 2/(1 + \omega_2) \text{ kg} \\ &= 2/1.00765 = 1.9848 \text{ kg} \end{aligned}$$

Για το μείγμα

$$\begin{aligned} h &= [0.9965(10.78) + 1.9848(49.67)]/(0.9965 + 1.9848) \\ &= 36.68 \text{ kJ/kg d.a.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \omega &= [0.9965(0.0035) + 1.9848(0.00765)]/(0.9965 + 1.9848) \\ &= 0.00627 \text{ kg w.v./kg d.a.} \end{aligned}$$

### 5.1.1 ΜΕΙΞΗ ΜΕ ΣΥΜΠΥΚΝΩΣΗ

Όταν μια ποσότητα κρύου αέρα αναμειγνύεται με ποσότητα θερμότερου αέρα, υψηλής σχετικής υγρασίας, υπάρχει μια πιθανότητα συμπύκνωσης των υδρατμών, όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.2 και τότε το μείγμα θα αποτελείται από κορεσμένο αέρα και συμπύκνωμα.

Αν η θερμοκρασία ξηρού βολβού του μείγματος πέσει κάτω από 0 °C, το συμπύκνωμα μπορεί ενδεχομένως να παγώσει.

Εξ' αιτίας της συμπύκνωσης η ειδική υγρασία του μείγματος  $\omega_4$ , θα μειωθεί κάτω από  $\omega_3$ , που δίνεται από τη σχέση (38), όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.2(β). Αντιστοίχως η θερμοκρασία του αέρα θα αυξηθεί στο  $t_4$  από  $t_3$ , λόγω της απελευθέρωσης της λανθάνουσας θερμότητας του συμπυκνώματος. Αν  $\omega_c$  είναι η μάζα του συμπυκνώματος ανά μονάδα μάζας του μείγματος, έχουμε από την υγρασία και την ισορροπία ενέργειας :

$$\omega_c = \omega_3 - \omega_4$$

ή

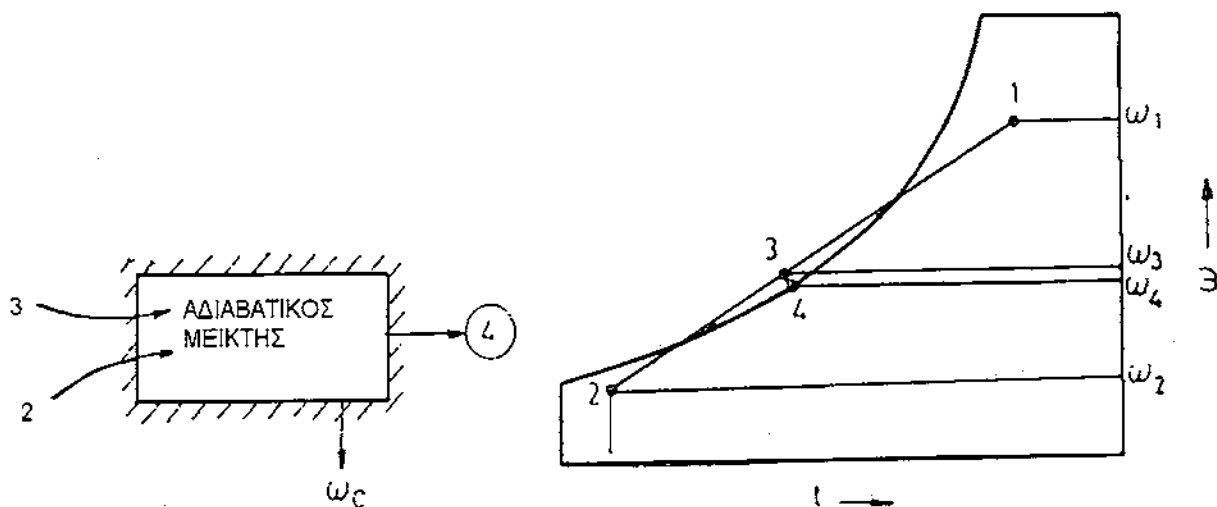
$$\omega_4 = \frac{m_{a_1} \omega_1 + m_{a_2} \omega_2}{m_{a_1} + m_{a_2}} \quad (41)$$

και

$$m_{a_4} h_4 + m_{a_c} \omega_c h_{f_4} = m_{a_3} h_3$$

ή

$$h_4 = \frac{m_{a_1} h_1 + m_{a_2} h_2}{m_{a_1} + m_{a_2}} - \omega_c h_{f_4} \quad (42)$$



Σχήμα 5.2(α). Συσκευή μείξης με συμπίκνωσης. Σχήμα 5.2(β). Διαδικασία μείξης με συμπίκνωση.

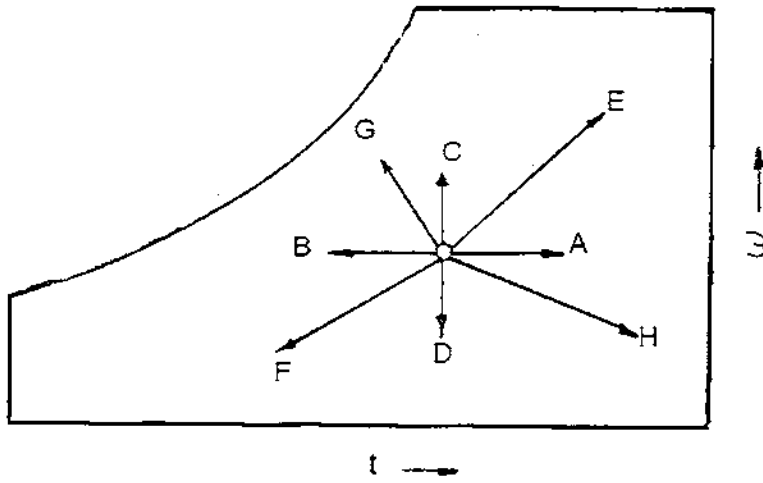
όπου  $h_{F4}$  είναι η ενθαλπία του συμπυκνώματος σε θερμοκρασία  $t_4$  του μείγματος. Οι δύο μεταβλητές προς λύση από τις Εξισώσεις (41) και (42) είναι οι  $t_4$  και  $\omega_c$ . Θεωρώντας διαφορετικές τιμές για την  $t_4$  και αντικαθιστώντας τα  $\omega_4$ ,  $h_4$  και  $h_{F4}$ , οι δύο σχέσεις μπορούν να λυθούν με τη μέθοδο δοκιμής και σφάλματος, για να ληφθεί η τελική κατάσταση μετά τη μείξη.

Η μείξη με συμπίκνωση σπανίως λαμβάνει χώρα στη διαδικασία του κλιματισμού. Ωστόσο κατά τη διάρκεια του χειμώνα είναι ένα συνηθισμένο φαινόμενο στη φύση για την ομίχλη ή για τον παγετό, εξ' αιτίας της μείξης του ψυχρού αέρα, κοντά στην επιφάνεια της γης, με τον υγρό και θερμό αέρα, ο οποίος εμφανίζεται το βράδυ ή μετά από βροχές.

## 5.2 ΒΑΣΙΚΕΣ ΔΙΕΡΓΑΣΙΕΣ ΣΤΟΝ ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟ ΤΟΥ ΑΕΡΑ

Οχτώ βασικές θερμοδυναμικές διεργασίες, με τις οποίες η κατάσταση του υγρού αέρα μπορεί να μεταβληθεί, φαίνονται στο Σχήμα 5.3. Αυτές είναι :

- (i) Αισθητή θέρμανση – διεργασία AO
- (ii) Αισθητή ψύξη – διεργασία OB
- (iii) Ύγρανση – διεργασία OC
- (iv) Αφύγρανση – διεργασία OD
- (v) Θέρμανση και ύγρανση – διεργασία OE
- (vi) Ψύξη και αφύγρανση – διεργασία OF
- (vii) Ψύξη και ύγρανση – διεργασία OG
- (viii) Θέρμανση και αφύγρανση – διεργασία OH



Σχήμα 5.3. Βασικές ψυχομετρικές διεργασίες.

Οι δύο πρώτες διεργασίες, δηλαδή η αισθητή θέρμανση και η αισθητή ψύξη εμπεριέχουν μόνο μια αλλαγή της θερμοκρασίας ξηρού βολβού, ενώ οι διεργασίες της ύγρανσης και της αφύγρανσης εμπεριέχουν μια αλλαγή στην ειδική υγρασία. Έτσι όταν η κατάσταση του αέρα μετακινείται από το O στο A ή το B, δεν υπάρχει καμία αλλαγή στο περιεχόμενο της υγρασίας του. Αν η κατάσταση πάει από το O στο C ή το D η θερμοκρασία ξηρού βολβού παραμένει σταθερή. Ωστόσο πιο πρακτικές διεργασίες που μεταφέρουν υγρασία, περιέχουν και αλλαγή της θερμοκρασίας. Οι τελευταίες τέσσερις θεμελιώδεις διεργασίες που υπάρχουν πιο κάτω εμπεριέχουν και τις δύο αλλαγές, τόσο στη θερμοκρασία, όσο και στην υγρασία.

Τώρα θα μελετήσουμε υπολογισμούς για τις διεργασίες που εμπεριέχουν αλλαγές στη θερμοκρασία και την υγρασία.

### 5.2.1 ΔΙΕΡΓΑΣΙΑ ΤΗΣ ΑΙΣΘΗΤΗΣ ΘΕΡΜΑΝΣΗΣ - ΘΕΡΜΑΝΣΗ Ή ΨΥΞΗ

Όταν η κατάσταση του υγρού αέρα μεταβάλλεται κατά μήκος της σταθερής γραμμής του  $\omega$ , όπως τη διεργασία AB στο Σχήμα 5.4, η θέρμανση που μεταφέρεται και αλλάζει τη θερμοκρασία του αέρα, δίνεται ως εξής :

$$\begin{aligned}
 Q_s &= m_a c_p (t_B - t_A) = m_a c_p (t_B - t_A) + m_a \omega c_{pv} (t_B - t_A) \\
 &= m_a (1.005 + 1.88\omega) (t_B - t_A) \\
 &= m_a (h_B - h_A)
 \end{aligned}
 \tag{43}$$

όπου  $c_p$  είναι η ειδική θερμότητα υγρασίας. Αυτή η θερμότητα που έχει δείκτη s, ονομάζεται αισθητή θερμότητα. Αν ένα κτήριο που κλιματίζεται δεχτεί η χάσει θερμότητα, λόγω μεταφοράς ή άλλου λόγου, θεωρείται ότι έχει φορτίο αισθητής θερμότητας. Επίσης η θερμότητα στα κτήρια απαιτεί τον κλιματισμό του αέρα σε χαμηλότερες θερμοκρασίες, προκαλώντας ένα φορτίο ψύξης στο εξοπλισμό του κλιματισμού. Ωστόσο η απώλεια θερμότητας στα κτήρια απαιτεί τη θέρμανση του αέρα, προκαλώντας φορτίο θερμότητας στο εξοπλισμό. Και στις δύο περιπτώσεις λέγεται αισθητό φορτίο θερμότητας.

Στη σχέση (43) το  $m_a$  εκφράζει την παροχή μάζας του ξηρού αέρα που ρέει. Γενικά η παροχή του αέρα μετριέται σε κυβικά μέτρα αέρα ανά λεπτό (cmm). Έτσι η μαζική παροχή του αέρα μπορεί να υπολογιστεί ως εξής :

$$m_a = Q_v \rho \quad (44a)$$

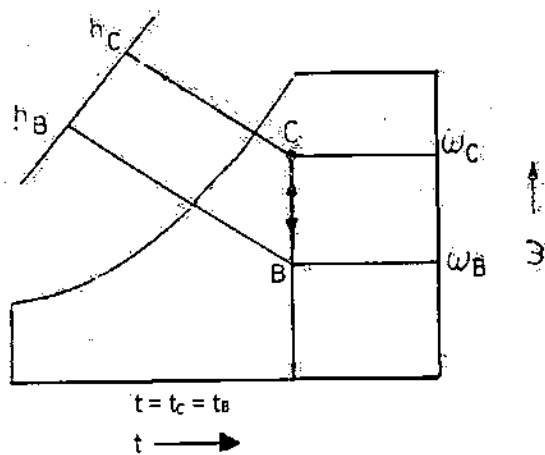
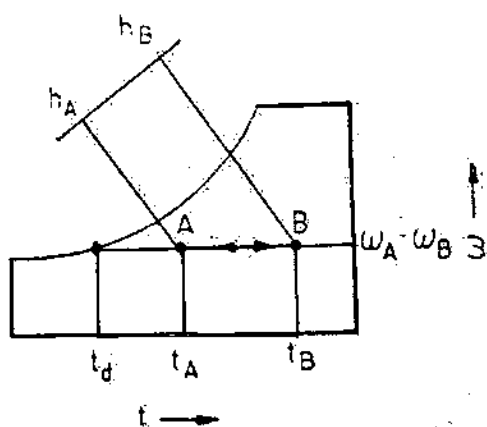
Όπου  $Q_v$  είναι η παροχή του όγκου του αέρα. Εκφράζοντας αυτό σε κυβικά μέτρα αέρα ανά λεπτό (cmm), έχουμε :

$$m_a = \frac{(cmm)_\rho}{60} \text{ kg } \xi.a./s \quad (44\beta)$$

Για τη διευκόλυνση των υπολογισμών, ο κανονικός αέρας λαμβάνεται στους 20 °C και 50 % RH. Η πυκνότητα του κανονικού αέρα είναι περίπου 1,2 kg/m<sup>3</sup> ξ.α.. Η τιμή της ειδικής θερμότητας υγρασίας λαμβάνεται στα 1,0216 kJ/(kg ξ.α.)(K). Αντικαθιστώντας αυτά στη σχέση (43), προκύπτει:

$$Q_s = \frac{(cmm)(1,2)(1,0216)}{60} \Delta t = 0.0204 (cmm)\Delta t, \text{ kW} \quad (45)$$

Αξίζει να σημειωθεί ότι ενώ η απλή θέρμανση του υγρού αέρα μπορεί να γίνει για κάθε επιθυμητή θερμοκρασία, η ψύξη μπορεί να γίνει μόνο πάνω από τη θερμοκρασία σημείου δρόσου, δηλαδή πάνω από το  $t_d$  στο Σχήμα 5.4. Η ψύξη κάτω από αυτή τη θερμοκρασία θα προκύπτει από τη συμπύκνωση των υδρατμών.



Σχήμα 5.4. Διεργασία αισθητής θερμότητας. Σχήμα 5.5. Διεργασία λανθάνουσας θερμότητας

## 5.2.2 ΔΙΕΡΓΑΣΙΑ ΤΗΣ ΛΑΝΘΑΝΟΥΣΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ – ΥΓΡΑΝΣΗ Ή ΑΦΥΓΡΑΝΣΗ

Όταν η κατάσταση του αέρα μεταβάλλεται κάθετα στον άξονα των  $t$  ( $t =$  σταθερό), όπως η διεργασία BC στο Σχήμα 19, η υγρασία των υδρατμών πρέπει να μεταφερθεί, ώστε να αλλάξει το ποσοστό υγρασίας του αέρα. Αυτή η μεταφορά της υγρασίας δίνεται από τον τύπο :

$$G = m_a (\omega_C - \omega_B) \quad (46)$$

Εξ' αιτίας αυτής της αλλαγής στο ποσοστό υγρασίας, υπάρχει επίσης αλλαγή στην ειδική ενθαλπία του αέρα, που δίνεται ως  $(h_C - h_B)$ , όπως φαίνεται στο Σχήμα 19. Κατά την πράξη του κλιματισμού αυτή η αλλαγή της ενθαλπίας, λόγω της αλλαγής του ποσοστού υγρασίας, θεωρείται ότι προκαλεί μεταφορά λανθάνουσας θερμότητας και δίνεται από τον τύπο :

$$\begin{aligned} Q_L &= m_a (h_C - h_B) \\ &= m_a (c_p t_C + h_{fg0} \omega_C) - (c_p t_B + h_{fg0} \omega_B) \\ &= m_a h_{fg0} (\omega_C - \omega_B) \\ &= G h_{fg0} \end{aligned} \quad (47)$$

στους πιο πάνω υπολογισμούς το  $c_p$  θεωρήθηκε ότι είναι το ίδιο για τις θέσεις B και C. Είναι προφανές ότι αν και ο όρος λανθάνουσα θερμότητα φαίνεται να είναι εσφαλμένος, η ποσότητα  $Q_L$  είναι ανάλογη της λανθάνουσας θερμότητας ατμοποίησης  $h_{fg0}$ . Αυτό σημαίνει ότι αν το νερό ατμοποιείται ή συμπυκνώνεται στη θερμοκρασία του αέρα, η αναγκαία θερμότητα που μεταφέρεται πρέπει να είναι ίση με  $Q_L$ .

Επομένως αν ένα κτήριο κερδίζει ή χάνει υγρασία, θεωρείται ότι έχει ένα φορτίο λανθάνουσας θερμότητας. Το κέρδος υγρασίας θα απαιτεί τη ψύξη της υγρασίας για την αφύγρανση του αέρα στη συσκευή του κλιματισμού, και για αυτό ένα φορτίο ψύξης. Αντιθέτως, η απώλεια υγρασίας θα απαιτεί εξάτμιση του νερού για την ύγρανση του αέρα στη συσκευή, και για αυτό ένα φορτίο θέρμανσης. Θέτοντας 2500 για το  $h_{fg0}$  στην σχέση (47) και χρησιμοποιώντας τον τύπο (44β) για το  $m_a$ , έχουμε :

$$\begin{aligned} Q_L &= (cmm)(1.2)(2500)/60 \Delta\omega \\ &= 50 (cmm) \Delta\omega, \text{ kW} \end{aligned} \quad (48)$$

### 5.2.3 ΔΙΕΡΓΑΣΙΑ ΟΛΙΚΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Θεωρούμε μια αλλαγή στην κατάσταση του αέρα κατά μήκος της πορείας AC, όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.6. Αυτό περιλαμβάνει τόσο αλλαγή της θερμοκρασίας, όσο και αλλαγή του ποσοστού υγρασίας. Η αλλαγή θερμοκρασίας προκαλεί ένα φορτίο αισθητής θερμότητας που δίνεται ως :

$$\begin{aligned} Q_S &= m_a (\bar{h}_B - h_A) \\ &= m_a c_p (t_C - t_A) \end{aligned} \quad (49)$$

Η αλλαγή στο ποσοστό υγρασίας προκαλεί μεταφορά υδρατμών, που δίνεται από :

$$G = m_a (\omega_C - \omega_A)$$

Και το φορτίο της λανθάνουσας θερμότητας δίνεται :

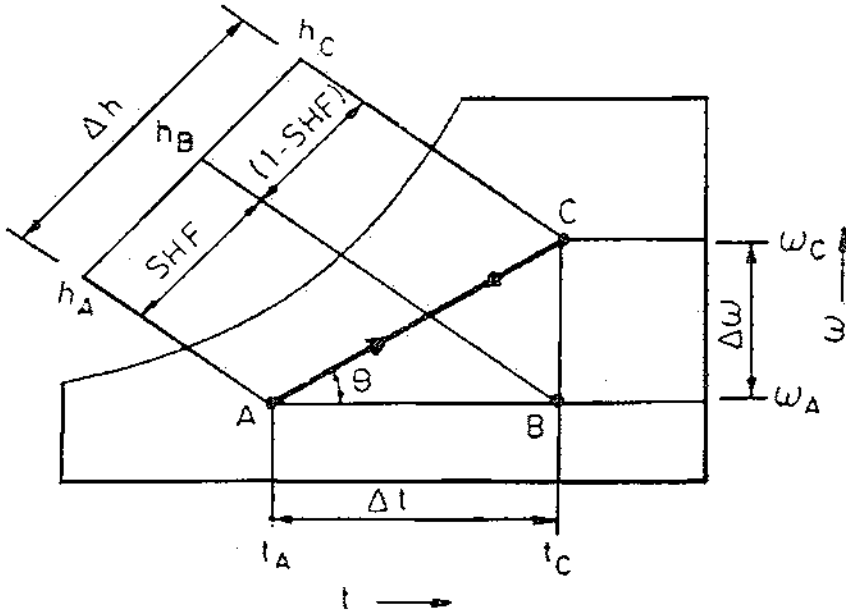
$$\begin{aligned} Q_L &= m_a (h_C - h_B) \\ &= m_a h_{fg0} (\omega_C - \omega_A) \end{aligned} \quad (50)$$

από τις σχέσεις (49) και (50) παίρνουμε έναν τύπο για το φορτίο της ολικής θερμότητας :

$$Q = Q_s + Q_L$$

$$= m_a(h_c - h_A) \quad (51\alpha)$$

$$= m_a[c_p(t_c - t_A) + h_{f_{g_0}}(\omega_c - \omega_A)] \quad (51\beta)$$



Σχήμα 5.6. Διεργασία ολικής θερμότητας.

Εκφράζοντας τη ταχύτητα ροής της μάζας σε cmm, έχουμε :

$$Q = \frac{(cmm)(1,2)}{60} \Delta h$$

$$= 0.02(cmm) \Delta h \quad (52\alpha)$$

το οποίο είναι ίδιο με :

$$Q = (cmm)(0.0204\Delta t + 50\Delta\omega) \quad (52\beta)$$

## 5.2.4 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΑΙΣΘΗΤΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ (SHF)

Ο λόγος της αισθητής θερμότητας που μεταφέρεται προς την ολική θερμότητα που μεταφέρεται, ονομάζεται συντελεστής αισθητής θερμότητας. SHF (Sensible Heat Factor) Δηλαδή :

$$SHF = \frac{Q_s}{Q_s + Q_L} = \frac{Q_s}{Q}$$

Αντικαθιστώντας τις τιμές των  $Q$ ,  $Q_s$  και  $Q_L$  από τις σχέσεις (45) και (52), παίρνουμε

$$\begin{aligned} SHF &= \frac{h_B - h_A}{(h_B - h_A) + (h_C - h_B)} = \frac{h_B - h_A}{h_C - h_A} \\ &= \frac{0,0204\Delta t}{0,0204\Delta t + 50\Delta\omega} = \frac{0,0204\Delta t}{0,02\Delta h} \end{aligned} \quad (53)$$

Από το Σχήμα 20 παρατηρείται ότι το σημείο B χωρίζει τη διεργασία της ολικής ενθαλπίας ( $h_C - h_A$ ) σε SHF και  $(1 - SHF)$ . Η μεταφορά της αισθητής θερμότητας, που λαμβάνει χώρα κατά μήκος της AB, είναι ανάλογη του συντελεστή αισθητής θερμότητας και η μεταφορά της λανθάνουσας θερμότητας, που λαμβάνει χώρα κατά μήκος της BC, είναι ανάλογη του  $(1 - SHF)$ . Η γραμμή διεργασίας AB, ονομάζεται γραμμή του συντελεστή αισθητής θερμότητας ή διεργασία ή γραμμή συνθήκης.

Είναι προφανές ότι ο συντελεστής της αισθητής θερμότητας της μονάδας δεν ανταποκρίνεται σε μεταφορά λανθάνουσας θερμότητας και η γραμμή του συντελεστή αισθητής θερμότητας είναι οριζόντια στο ψυχομετρικό χάρτη. Ωστόσο η μηδενική γραμμή του συντελεστή αισθητής θερμότητας είναι κάθετη στο ψυχομετρικό χάρτη και δεν χρειάζεται μεταφορά αισθητής θερμότητας. Ο συντελεστής της αισθητής θερμότητας από 0,75 ως 0,8 είναι συνηθισμένος κατά τον κλιματισμό. Μια χαμηλότερη τιμή αυτού του συντελεστή χρειάζεται υψηλότερο φορτίο λανθάνουσας θερμότητας.

Απλοποιώντας τη σχέση (53) έχουμε :

$$\begin{aligned} SHF &= \frac{1}{1 + 2451 \frac{\Delta\omega}{\Delta t}} \\ &= \frac{1}{1 + \tan\theta} \end{aligned} \quad (54)$$

όπου :

$$\begin{aligned} \tan\theta &= \frac{\Delta\omega}{\Delta t} \\ &= \frac{1}{2451} \left( \frac{1}{SHF} - 1 \right) \end{aligned} \quad (55)$$

Βλέπουμε ότι το  $\theta$  είναι η κλίση της γραμμής του συντελεστή αισθητής θερμότητας AB στον ψυχομετρικό χάρτη, που είναι καθαρά μια συνάρτηση του συντελεστή αισθητής θερμότητας.

Έτσι όταν χρειάζεται να γίνει η χάραξη της γραμμής διεργασίας στον ψυχομετρικό χάρτη, πρέπει να γνωρίζουμε δύο πράγματα :

- (i) την αρχική κατάσταση του αέρα
- (ii) τον συντελεστή αισθητής θερμότητας

Υπάρχουν τρεις τρόποι με τους οποίους η γραμμή του συντελεστή αισθητής θερμότητας μπορεί να σχεδιαστεί στον ψυχομετρικό χάρτη, γνωρίζοντας αυτά τα δύο δεδομένα. Οι τρόποι είναι :



1. Στην πρώτη μέθοδο , υπολογίζουμε πρώτα το  $\tan\theta$ . Έπειτα κινούμεθα καθέτως κατά συγκεκριμένη απόσταση  $\Delta\omega$  από την αρχική κατάσταση και μετά οριζοντίως κατά απόσταση  $\Delta t=(\Delta\omega)(\tan\theta)$  Τέλος Ενώνουμε το ληφθέν σημείο με το σημείο της αρχικής κατάστασης.
2. Στη δεύτερη μέθοδο , κινούμεθα καθέτως για συγκεκριμένη ενθαλπική διεργασία  $\Delta h_L$ . Αυτό είναι ανάλογο της διεργασίας λανθάνουσας θερμότητας. Μετά κινούμεθα οριζοντίως κατά το ισοδύναμο της διεργασίας αισθητής θερμότητας σε σχέση με την ενθαλπία που δίνεται από
 
$$\Delta h_s = (\Delta h_L) \left( \frac{SHF}{1 - SHF} \right)$$

Και πάλι ενώνουμε το τελικό με το αρχικό σημείο.

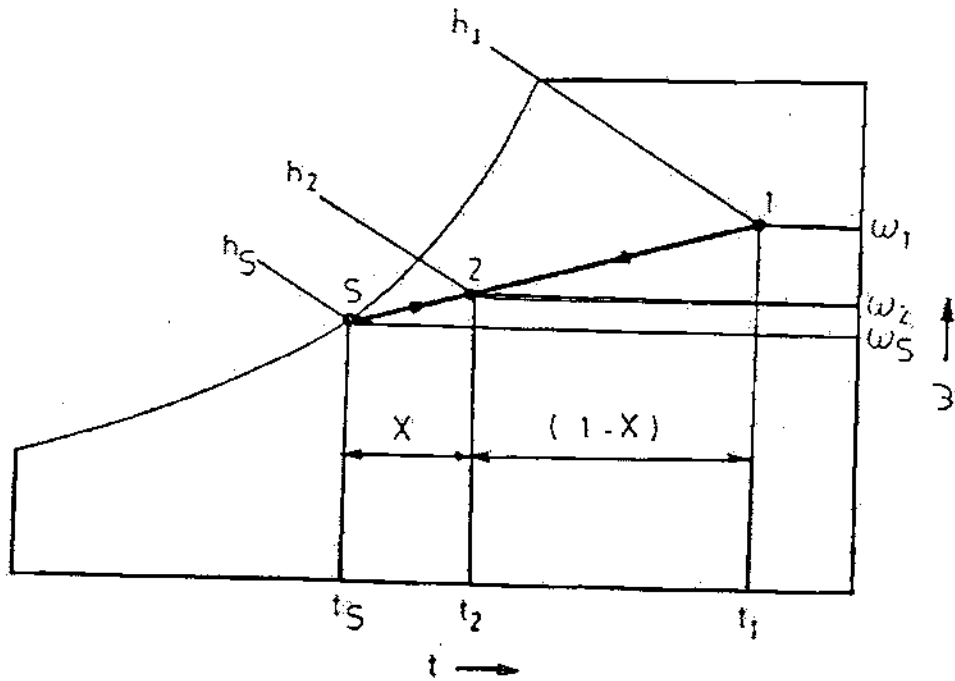
3. Η τρίτη μέθοδος χρησιμοποιεί μια νομογραφική μέθοδο με κάποιους χάρτες κατά την οποία δίνεται μια κλίμακα για το SHF. Επίσης παρέχεται και ένα σημείο αναφοράς το οποίο ενώνεται με το αρμόζον SHF στην κλίμακα. Έπειτα μια γραμμή από το σημείο αρχικής κατάστασης μπορεί να σχεδιαστεί παραλλήλως της ανωτέρω γραμμής , η οποία θα δώσει την απαιτούμενη γραμμή SHF.

### 5.3 ΨΥΧΡΟΜΕΤΡΙΚΕΣ ΜΕΤΑΒΟΛΕΣ ΣΕ ΚΛΙΜΑΤΙΣΤΙΚΕΣ ΣΥΣΚΕΥΕΣ

Στο Εδάφιο 5.2 καταγράφονται οκτώ βασικές ψυχομετρικές διεργασίες. Παρ' όλ' αυτά , δεν είναι δυνατόν όλες τους να επιτευχθούν στην πράξη με τη χρήση των γνωστών κλιματιστικών συσκευών. Ακόμα και αν μια διεργασία μπορεί να εκτελεστεί για κάποιο συγκεκριμένο εύρος , μπορεί να μην είναι δυνατόν να επιτευχθεί στο πλήρες εύρος. Οι περιορισμοί των πρακτικών ψυχομετρικών διεργασιών και οι αντιστοίχως χρησιμοποιούμενοι τύποι εξοπλισμού εξετάζονται παρακάτω. Πριν από αυτό , όμως θα συζητήσουμε την έννοια του Συντελεστή Παρακάμψης , ο οποίος είναι μια ζωτική παράμετρος που δηλώνει την απόδοση μιας κλιματιστικής συσκευής.

#### 5.3.1 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΠΑΡΑΚΑΜΨΗΣ

Το Σχήμα 5.7 δείχνει τις διεργασίες που υποβάλλεται ο υγρός αέρας καθώς ρέει πάνω σε επιφάνεια. Ο αέρας εισέρχεται στο 1 και εξέρχεται στο 2 , καθώς η επιφάνεια διατηρείται στο S. Στη μεταφορά της θερμότητας και των υδρατμών , σε οιαδήποτε κλιματιστική διεργασία , τα σωματίδια του ρεύματος του αέρα έρχονται σε επαφή με κάποια επιφάνεια. Η κατάσταση του εφαιπτόμενου αέρα είναι αυτή του κορεσμένου αέρα στις θερμοκρασίες της επιφάνειας. Υπάρχει επομένως ένα ισοδύναμο πλήρους επαφής ενός συγκεκριμένου τμήματος των σωματιδίων αέρα με την επιφάνεια ή καμία επαφή ή μια ισοδύναμη παράκαμψη των απομείναντων σωματιδίων. Ο ανέπαφος αέρας παραμένει στην κατάσταση εισόδου. Η τελική κατάσταση του αέρα είναι ίδια με αυτή που προκύπτει από τη μίξη των εφαιπτόμενων και ανέπαφων σωματιδίων, ήτοι , 2 όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.7.



Σχήμα 5.7. Συντελεστής παράκαμψης και κατάσταση εξερχόμενου αέρα.

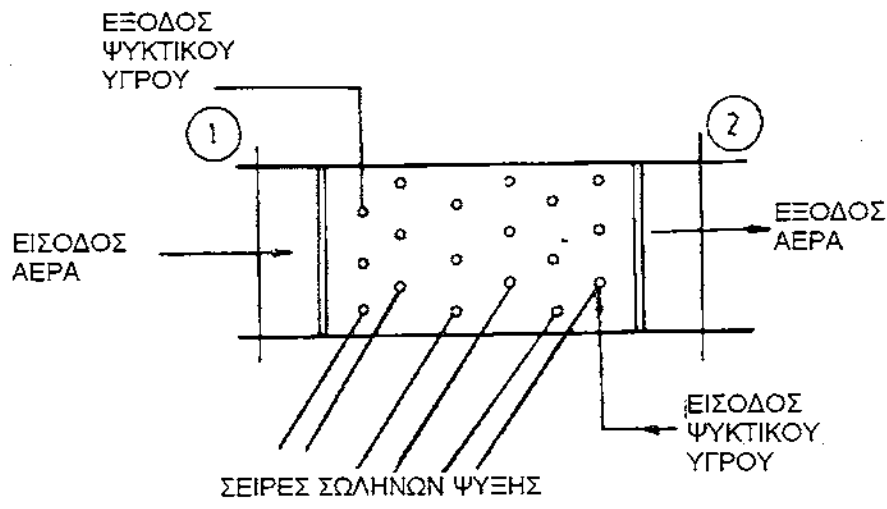
Έτσι μπορεί κανείς να ορίσει το Συντελεστή Παράκαμψης BPF (By-Pass Factor) της συσκευής, που θα αντιπροσωπεύει το κλάσμα του 'ανέπαφου' αέρα σε σχέση με τις καταστάσεις 1,2,S, ως :

$$X = \frac{t_2 - t_s}{t_1 - t_s} = \frac{h_2 - h_s}{h_1 - h_s}$$

Αντιστρόφως μπορούμε να ορίσουμε ένα συντελεστή επαφής (1-X) που θα αντιπροσωπεύει το κλάσμα του επαφόμενου αέρα. Έτσι ο Συντελεστής Παράκαμψης μπορεί να οριστεί σε σχέση με τη θερμοκρασία ή την ειδική υγρασία ή την ενθαλπία του αέρα. Κατά την απουσία συγκεκριμένων δεδομένων, οι τιμές και των τριών μπορούν να θεωρηθούν ίδιες. Μπορούμε να δούμε στο Σχήμα 5.7 ότι η κατάσταση 2 διαιρεί τη γραμμή που ενώνει το 1 και το S σε λόγο X και (1-X).

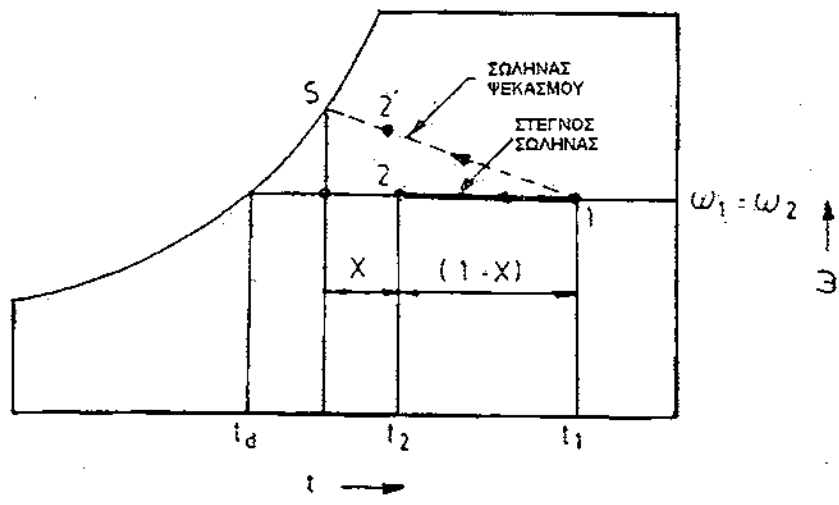
### 5.3.2 ΨΥΚΤΙΚΕΣ ΚΑΙ ΑΠΟΞΗΡΑΝΤΙΚΕΣ ΣΠΕΙΡΕΣ

Ο υγρός αέρας μπορεί να υποχρεωθεί να περάσει μέσα από μια παράταξη ψυκτικών σπειρών που μπορεί να είναι τύπου άμεσης επέκτασης, ή μπορεί να φέρουν παγωμένο νερό ή άλμη ως δευτερεύον ψυκτικό. (Σχήμα 5.8)



Σχήμα 5.8. Ψυκτική και αφυγραντική σπείρα.

Έπειτα λαμβάνει χώρα αισθητή ή απλή ψύξη του αέρα καθώς ρέει πάνω από ξηρή ψυκτική σπείρα της οποίας η επιφανειακή θερμοκρασία  $t_s$  είναι χαμηλότερη από τη θερμοκρασία ξηρού βολβού του αέρα, καθώς φαίνεται στο Σχήμα 5.9. Ο αέρας ψύχεται κατά μήκος της σταθερής γραμμής DPT. Η κατάσταση εξερχόμενου αέρα εξαρτάται από το Συντελεστή Παράκαμψης της σπείρας. Άρα στο Σχήμα 5.9 η κατάσταση εξερχόμενου αέρα είναι 2 για BPF ίσο με X. Ο BPF μπορεί να μειωθεί και η κατάσταση εξερχόμενου αέρα μπορεί να πλησιάσει την επιφανειακή θερμοκρασία της σπείρας, αυξάνοντας τον αριθμό των σειρών στη σπείρα. Υπάρχει ένα ελάχιστο στη θερμοκρασία σπείρας για απλή ψύξη, ήτοι,  $t_d$  που είναι ίση με τη θερμοκρασία του σημείου δρόσου του εισερχόμενου αέρα.



Σχήμα 5.9. Απλή ψύξη.

Το Σχήμα 5.9 δείχνει επίσης μια διεργασία κατά τη διακεκομμένη γραμμή 1-S, με την κατάσταση του εξερχόμενου αέρα να είναι στο 2'. Μια τέτοια διεργασία όμως θα συνέβαινε εάν η σπείρα ήταν ψεκασμένη με νερό στη θερμοκρασία  $t_s$ . Φαίνεται ότι η ψυκτική διεργασία συνοδεύεται από υγραποίηση.



αέρα. Να προσδιοριστούν οι θερμοκρασίες ξηρού και υγρού βολβού του αέρα που φεύγει από την σπείρα και τον συντελεστή παράκαμψης της σπείρας.

### Λύση

Από το σχήμα 5.10, έχουμε

Για το σημείο δρόσου της συσκευής:

$$\omega_s = 5,25 \text{ g/kg d.a.}$$

$$h_s = 17.7 \text{ kJ/kg d.a.}$$

Η κατάσταση του εισερχόμενου αέρα:

$$\omega_1 = 8,2 \text{ g/kg d.a.}$$

$$u_1 = 0.872 \text{ m}^3/\text{kg d.a.}$$

$$h_1 = 52.5 \text{ kJ/kg d.a.}$$

Η ροή μάζας του ξηρού αέρα:

$$m_a = Q_v/u$$

$$= 39.6/0.872 = 44.41 \text{ kg d.a./min}$$

Το ψυκτικό φορτίο ανά kg ξηρού αέρα:

$$h_1 - h_2 = Q/m_a$$

$$= (12.5)(60)/44.41 = 16.89 \text{ kJ/kg d.a.}$$

Η ενθαλπία του αέρα που φεύγει από την σπείρα:

$$h_2 = 52.5 - 16.89 = 35.61 \text{ kJ/kg d.a.}$$

Η εξίσωση για τη θέση γραμμής:

$$(h_1 - h_2)/(h_1 - h_s) = (\omega_1 - \omega_2)/(\omega_1 - \omega_s)$$

$$(52,5 - 35,61)/(52,5 - 17,7) = (8,2 - \omega_2)/(8,2 - 5,25)$$

όπου:

$$\omega_2 = 6,77 \text{ g w.v./kg d.a.}$$

Οι θερμοκρασίες ξηρού και υγρού βολβού του αέρα που φεύγει από τη σπείρα, σημειώνοντας τα  $h_2$ ,  $\omega_2$  στον ψυχομετρικό χάρτη:

$$t_2 = 18.6 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_2' = 12.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

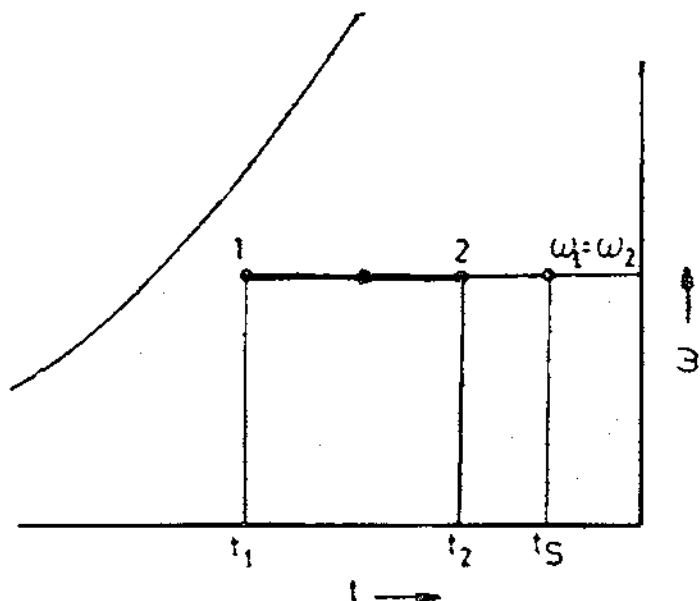
Ο συντελεστής παράκαμψης της σπείρας:

$$X = (h_2 - h_s)/(h_1 - h_s)$$

$$= (35.61 - 17.7)/(52.5 - 17.7) = 0.515$$

### 5.3.3 ΘΕΡΜΑΝΤΙΚΕΣ ΣΠΕΙΡΕΣ

Αισθητή ή απλή θέρμανση αέρα λαμβάνει χώρα όταν έχουμε ροή πάνω από θερμαντικές σπείρες, παρόμοιες με τις ψυκτικές και αποξηραντικές σπείρες του Σχήματος 5.8 των οποίων η επιφανειακή θερμοκρασία  $t_s$  είναι υψηλότερη από τη θερμοκρασία ξηρού βολβού του αέρα (Σχήμα 5.11). Δεν υπάρχει κρίσιμο όριο στη θερμοκρασία της σπείρας για αισθητή θέρμανση. Το θερμαντικό μέσο εντός της σπείρας μπορεί να είναι ατμός, θερμά αέρια, κτλ.



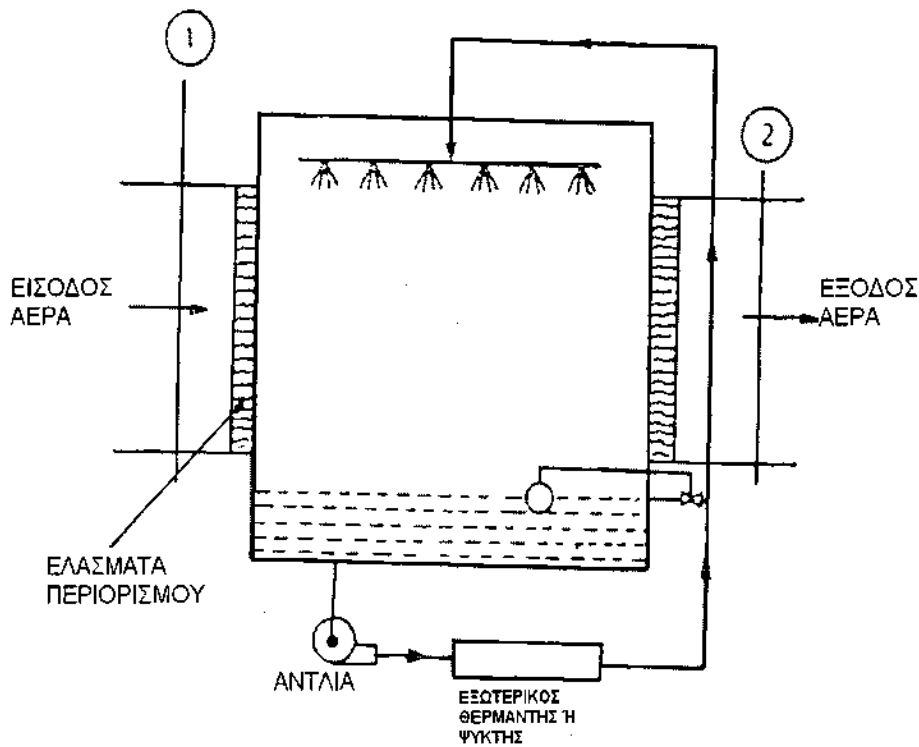
Σχήμα 5.11. Απλή θέρμανση.

### 5.3.4 ΥΓΡΑΝΤΗΡΕΣ ΑΕΡΟΣ

Το Σχήμα 5.12 δείχνει μια σχηματική αναπαράσταση ενός υγραντήρα αέρα. Περιλαμβάνει τη ροή του αέρα μέσω αιωρήματος νερού.

Κατά την πορεία της ροής, ο αέρας μπορεί να ψυχθεί ή να θερμανθεί, να υγροποιηθεί ή να αποξηρανθεί, ή απλά να κορεστεί αδιαβατικά, αναλόγως της μέσης επιφανειακής θερμοκρασίας του νερού. Το νερό, αναλόγως, ψύχεται ή θερμαίνεται εξωτερικά, ή απλώς ανακυκλώνεται από μια αντλία. Νερό πλήρωσης προστίθεται για κάθε απώλεια στην περίπτωση της ύγρανσης αέρα. Πλάκες αποκλεισμού παρέχονται για την ελαχιστοποίηση της απώλειας των σταγονιδίων νερού.

Το Σχήμα 5.13 δείχνει τις θερμοδυναμικές αλλαγές κατάστασης του αέρα κατά μήκος των διαδρομών 1-2 σε έναν υγραντήρα αέρα, που εξαρτάται από τη μέση επιφανειακή θερμοκρασία των σταγονιδίων νερού  $t_s$ , η οποία είναι ίση με την πραγματική θερμοκρασία του νερού  $t_w$ . Επομένως τα σταγονίδια νερού δρουν ως υγρή επιφάνεια και γίνεται μεταφορά τόσο αισθητής όσο και λανθάνουσας θερμότητας. Οι διευθύνσεις τους θα εξαρτώνται από τη θερμοκρασία και τα ενδεχόμενα πίεσης του ατμού. Οι κάτωθι διεργασίες είναι πιθανές:



Σχήμα 5.12. Υγραντήρας αέρα.

Διεργασία 1-2A : Θέρμανση και ύγρανση ( $t_s > t_1$ )

Η μέση επιφανειακή θερμοκρασία του νερού είναι μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία ξηρού βολβού του αέρα. Το νερό θερμαίνεται εξωτερικά.

Διεργασία 1-2B : Υγρανση ( $t_s = t_1$ )

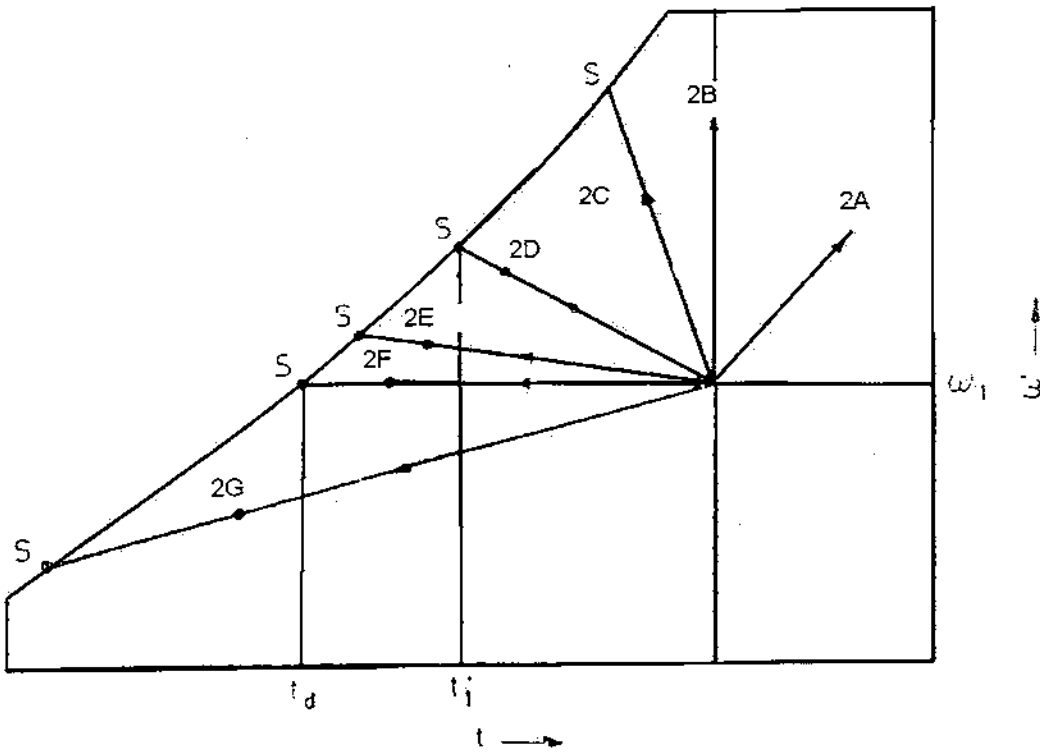
Η μέση επιφανειακή θερμοκρασία του νερού είναι ίση με τη θερμοκρασία ξηρού βολβού του αέρα. Το νερό θερμαίνεται εξωτερικά.

Διεργασία 1-2C : Ψύξη και ύγρανση ( $t'_1 < t_s < t_1$ )

Η μέση επιφανειακή θερμοκρασία του νερού είναι μικρότερη από τη θερμοκρασία ξηρού βολβού του αέρα, αλλά μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία υγρού βολβού του αέρα. Παρόλο που ο αέρας ψύχεται η ενθαλπία του αυξάνεται ως αποτέλεσμα της ύγρανσης. Εξ ου το νερό χρειάζεται να θερμανθεί εξωτερικά.

Διεργασία 1-2D : Αδιαβατικός κορεσμός ( $t'_1 = t_s$ )

Αυτή είναι η περίπτωση της αντλούμενης ανακυκλοφορίας του νερού χωρίς εξωτερική θέρμανση ή ψύξη, όπως συζητήθηκε στο Εδάφιο 4.5. Το ανακυκλοφορούμενο νερό φτάνει τη θερμοκρασία ισοζυγίου που είναι ίση με τη θερμοδυναμική θερμοκρασία υγρού βολβού του αέρα.



Σχήμα 5.13. Εύρος ψυχομετρικών διεργασιών σε υγραντήρα αέρος.

Διεργασία 1-2E : Ψύξη και ύγρανση ( $t_d < t_s < t_1$ )

Η διεργασία είναι παρόμοια με την 1-2B με τη διαφορά ότι η ενθαλπία μειώνεται σε αυτή την περίπτωση, οπότε το νερό χρειάζεται εξωτερική ψύξη.

Διεργασία 1-2F : Ψύξη ( $t_d = t_s$ )

Η θερμοκρασία του νερού είναι ίση με τη θερμοκρασία του σημείου δρόσου του αέρα. Το νερό χρειάζεται ψύξη.

Διεργασία 1-2G : Ψύξη και αποξήρανση ( $t_s < t_d$ )

Η μέση επιφανειακή θερμοκρασία του νερού είναι μικρότερη από τη θερμοκρασία ξηρού βολβού του αέρα. Ο αέρας ψύχεται και αποξηραίνεται ταυτόχρονα. Η διεργασία είναι ακριβώς ίδια με αυτή μιας ψυκτικής και αποξηραντικής σπείρας. Και πάλι, η περιοριστική διεργασία είναι κατά μήκος της γραμμής κατάστασης που εφάπτεται στη γραμμή κορεσμού που σχεδιάζεται από την αρχική κατάσταση 1.

Φαίνεται λοιπόν ότι οι υγραντήρες αέρα μπορούν να δεχτούν τα μέσα για ένα ετήσιο κλιματιστικό σύστημα.

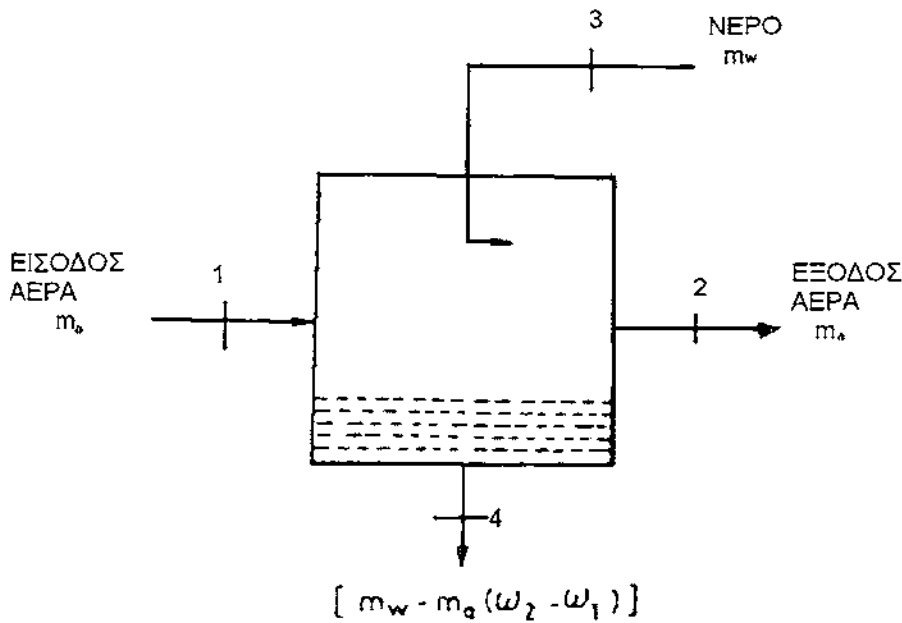
Θεωρούμε την ενεργειακή ισορροπία ενός υγραντήρα αέρα, του οποίου η ισορροπία μάζας δείχνεται στο Σχήμα 5.14. Έστω  $m_a$  και  $m_w$  οι ρυθμοί ροής μάζας του ξηρού αέρα και του νερού αντιστοίχως. Η ενεργειακή ισορροπία δίνει:

$$m_a (h_2 - h_1) = m_w c_{p_w} t_{w_3} - [m_w - m_a (\omega_2 - \omega_1)] c_{p_w} t_{w_4}$$

ή

$$m_a (h_2 - h_1) = m_w c_{p_w} (t_{w_3} - t_{w_4}) + [m_a (\omega_2 - \omega_1)] c_{p_w} t_{w_4} \quad (5.18)$$





Σχήμα 5.14. Ισοζύγιο μάζας ενός υγραντήρα αέρα.

Αμελώντας την επίδραση της θερμοκρασίας του νερού στον τελευταίο όρο και συνδυάζοντας το με το αριστερό μέλος, παίρνουμε:

$$m_a \left( \sum_2 - \sum_1 \right) = m_w c_{p_w} (t_{w_3} - t_{w_4})$$

Έτσι για οποιαδήποτε διατομή του υγραντήρα αέρα:

$$m_a d\sum = -m_w c_{p_w} dt_w$$

Στην περίπτωση της διεργασίας αδιαβατικού κορεσμού,  $d\sum=0$ .

Επομένως  $dt_w = 0$  και  $t_{w_3} = t_{w_4}$

Συνεπώς μπορούμε να εξάγουμε τα ακόλουθα συμπεράσματα:

1. Αν το νερό ψεκασμού θερμαίνεται εκτός του υγραντήρα αέρα, η WBT του αέρα αυξάνεται.
2. Αν το νερό ψεκασμού ψύχεται εκτός του υγραντήρα αέρα, η WBT του αέρα μειώνεται.
3. Αν το νερό ψεκασμού δεν θερμαίνεται ούτε ψύχεται εκτός του υγραντήρα αέρα, η WBT του αέρα δε μεταβάλλεται.

Ορίζουμε την υγραντική ικανότητα ενός υγραντήρα αέρα ως:

$$\eta_H = \frac{h_2 - h_1}{h_s - h_1} = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_s - \omega_1}$$

Μπορούμε να δούμε ότι ο συντελεστής παράκαμψης μπορεί να οριστεί ως:

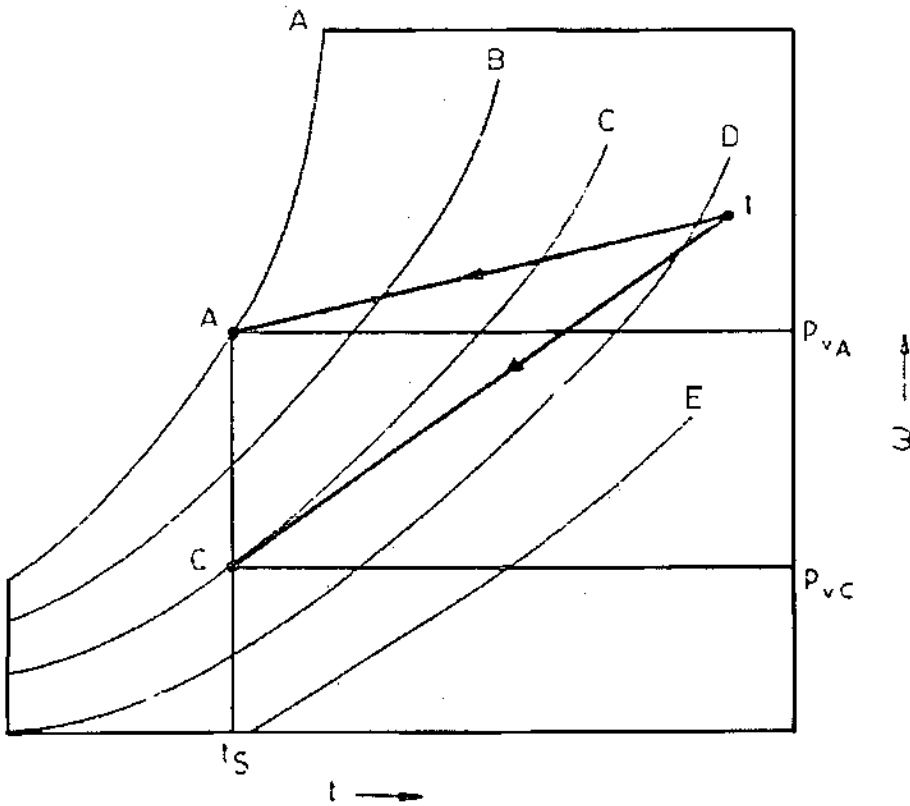
$$X = \frac{\omega_s - \omega_2}{\omega_s - \omega_1}$$

$$= 1 - \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_s - \omega_1} = 1 - \eta_H$$

Ούτως η υγραντική ικανότητα είναι το ίδιο με τον συντελεστή επαφής.

### 5.3.5 Χρήση Υγροσκοπικών Διαλυμάτων σε Υγραντήρες Αέρα

Υγροσκοπικά διαλύματα, όπως άλμη, γλυκόλη κ.α., ασκούν χαμηλότερες πιέσεις ατμών σε σύγκριση με το καθαρό νερό στην ίδια θερμοκρασία όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.15. Η καμπύλη κορεσμού A στον ψυχομετρικό χάρτη αναπαριστά την πίεση ατμών του νερού  $P_{vA}$ . Αντιπροσωπευτικές καμπύλες πίεσης ατμών για κάποια υγροσκοπικά διαλύματα δείχνονται ως B, C, D etc. Οι πιέσεις ατμών  $P_{vB}$ ,  $P_{vC}$  κλπ των διαλυμάτων είναι χαμηλότερες της πίεσης ατμών του νερού  $P_{vA}$  στην ίδια θερμοκρασία t.



Σχήμα 5.15. Αφύγρανση αέρα με υγροσκοπικά διαλύματα.

Εάν ένα υγροσκοπικό διάλυμα όπως το C στη θερμοκρασία t κυκλοφορεί σε έναν αεροδακτύλιο αντί νερού ίδιας θερμοκρασίας, η γραμμή κατάστασης θα γίνει 1-C αντί 1-A για την αρχική κατάσταση 1 του αέρα. Άρα ψεκασμός του υγροσκοπικού διαλύματος είναι αποτελεσματικότερο για αποξήρανση. Το διάλυμα, παρ' όλ' αυτά, εξασθενίζει με την απορρόφηση της υγρασίας και πρέπει να αναγεννηθεί με θέρμανση και απομάκρυνση των ατμών του νερού.

Ας θεωρήσουμε το ποσό του νερού που έχει εξατμιστεί  $m_v$  ως το ποσό που εγχύθηκε. Η γραμμή της διεργασίας θα είναι όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.17. Ο ρυθμός ροής του αέρα είναι  $m_a$ . Οι ισορροπίες μάζας και ενθαλπίας δίνουν:

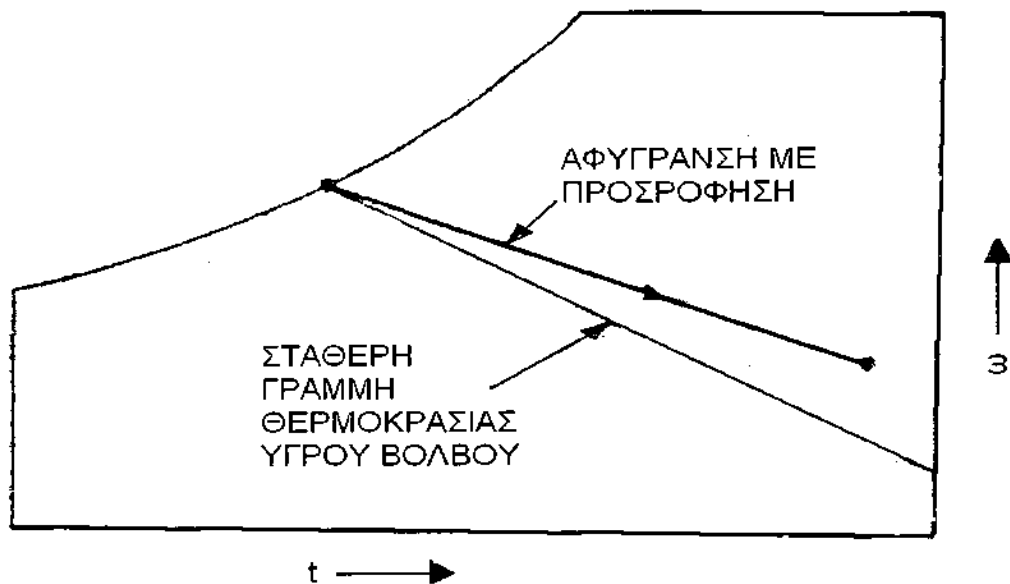
$$\omega_2 = \omega_1 + \frac{m_v}{m_a}$$

$$h_2 = h_1 + \frac{m_v}{m_a} h_i = h_f + (\omega_2 - \omega_1) h_f$$

όπου  $h_f$  είναι η ενθαλπία του ρευστού νερού. Είναι φανερό από την Εξίσωση (5.21) ότι αν το νερό εγχυθεί στη WBT του αέρα, η συνάρτηση θερμότητας  $\Sigma$  είναι σταθερή και η διεργασία ακολουθεί τη συνεχή WBT γραμμή 1-2α. Αλλιώς, η διεργασία ακολουθεί τη γραμμή 1-2α ή 1-2c, ανάλογα με το αν η θερμοκρασία του νερού είναι μικρότερη ή μεγαλύτερη από τη WBT του αέρα. Ωστόσο, αφού ο όρος  $(\omega_2 - \omega_1)h_f$  είναι πάρα πολύ μικρός σε σχέση με τα  $h_1$  και  $h_2$ , οι γραμμές 1-2α και 1-2c είναι πολύ κοντά στη γραμμή 1-2b, ανεξάρτητα της θερμοκρασίας του εγχεόμενου νερού.

### 5.3.6. Αδιαβατικός Αφύγραντης

Η αδιαβατική αφύγρανση βασίζεται στην αρχή της αναρρόφησης, δηλαδή της τριχοειδούς ενέργειας. Η υγρασία που είναι συγκεντρωμένη στην επιφάνεια του προσροφητικού απορροφάται από τα τριχοειδή, και έτσι μειώνεται η πίεση της υγρασίας στην επιφάνεια προκαλώντας μεταβολή της πίεσης και για αυτό μια μεταφορά μάζας από το ρεύμα του αέρα στην επιφάνεια προσρόφησης. Καθώς τα τριχοειδή γεμίζουν με νερό, μειώνεται η έλξη και ο βαθμός της αφύγρανσης.



Σχήμα 5.16. Διαδικασία προσρόφησης με αφύγρανση.

Θερμοδυναμικά, η διαδικασία της προσρόφησης είναι αντίθετη από τη διαδικασία του αδιαβατικού κορεσμού, όπως φαίνεται στο σχήμα 5.16. Καθώς ο αέρας περνά από την επιφάνεια προσρόφησης, οι υδατμοί ρέουν στην επιφάνεια μέσω λεπτού στρώματος αέρα και συμπυκνώνονται και απελευθερώνει τη λανθάνουσα θερμότητα, η οποία αυξάνει την προσρόφηση και τις θερμοκρασίες του αέρα. Έτσι η θερμότητα συμπύκνωσης, χρειάζεται την αισθητή θερμότητα για τη θέρμανση του αέρα. Η διαδικασία είναι αντίθετη από τη διαδικασία του αδιαβατικού κορεσμού.

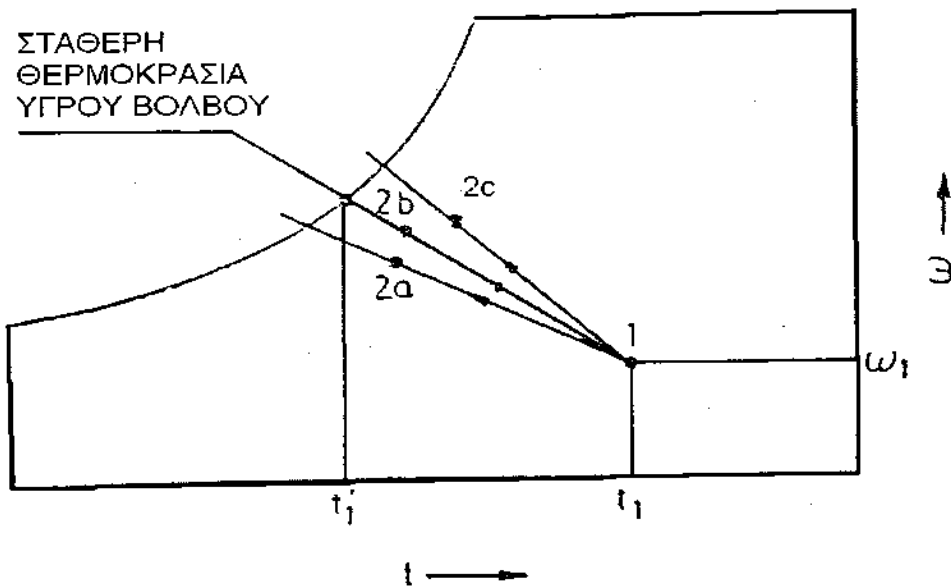
Ωστόσο στην πράξη η διαδικασία πραγματοποιείται με απελευθέρωση θερμότητας, η οποία ονομάζεται θερμότητα προσρόφησης. Αυτή η θερμότητα, με προσροφητικά,

όπως ζελέ πυριτίου και ενεργό άργιλο, είναι πολύ μεγάλη. Έτσι το κέρδος της αισθητής θερμότητας του αέρα υπερβαίνει την απώλεια της λανθάνουσας θερμότητας και η γραμμή 1 – 2 βρίσκεται πάνω από τη σταθερή γραμμή θερμοκρασίας υγρού βολβού, όπως φαίνεται στο σχήμα 5.16.

Πρέπει να σημειωθεί ότι μετά την προσρόφηση, το υλικό γίνεται κορεσμένο και πρέπει να ενεργοποιηθεί ξανά με θέρμανση, όπως στην περίπτωση των υδροσκοπικών διαλυμάτων.

### 5.3.7 Έγχυση Νερού

Αφήνουμε νερό σε θερμοκρασία  $t_f$  να εγχυθεί σε ένα στρώμα αέρα που ρέει. Η κατάσταση του αέρα θα αλλάξει ανάλογα με την ποσότητα του αέρα που εξατμίζεται. Η ενθαλπία ατμοποίησης θα προέλθει από την ενθαλπία του αέρα.



Σχήμα 5.17. Διεργασία με έγχυση νερού

Ας θεωρήσουμε το ποσό του νερού που έχει εξατμιστεί  $m_v$  ως το ποσό που εγχύθηκε. Η γραμμή της μεταβολής θα είναι όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.17. Ο ρυθμός ροής του αέρα είναι  $m_a$ . Οι ισορροπίες μάζας και ενθαλπίας δίνουν:

$$\omega_2 = \omega_1 + \frac{m_v}{m_a}$$

$$h_2 = h_1 + \frac{m_v}{m_a} h_f = h_f + (\omega_2 - \omega_1) h_f$$

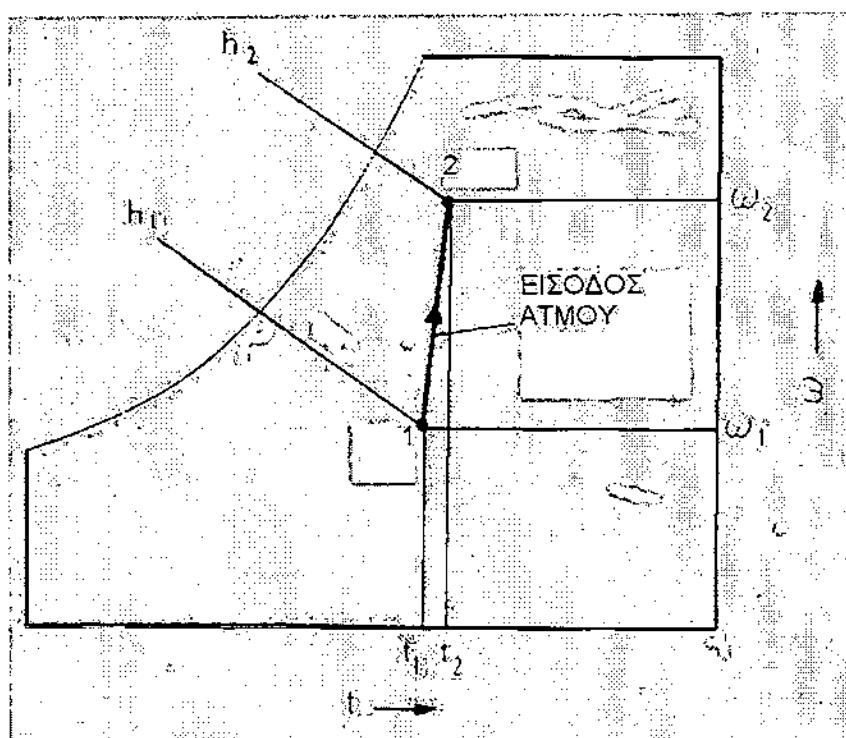
όπου  $h_f$  είναι η ενθαλπία του ρευστού νερού. Είναι φανερό από την Εξίσωση (5.21) ότι αν το νερό εγχυθεί στη WBT του αέρα, η συνάρτηση θερμότητας  $\Sigma$  είναι σταθερή και η μεταβολή ακολουθεί τη συνεχή WBT γραμμή 1-2a. Αλλιώς, η μεταβολή ακολουθεί τη γραμμή 1-2a ή 1-2c, ανάλογα με το αν η θερμοκρασία του νερού είναι μικρότερη ή μεγαλύτερη από τη WBT του αέρα. Ωστόσο, αφού ο όρος  $(\omega_2 - \omega_1)h_f$  είναι πάρα πολύ μικρός σε σχέση με τα  $h_1$  και  $h_2$ , οι γραμμές 1-2a και 1-2c είναι πολύ κοντά στη γραμμή 1-2b, ανεξάρτητα της θερμοκρασίας του εγχεόμενου νερού.

### 5.3.8 Έγχυση Ατμού

Ο ατμός κανονικά εγχέεται σε φρέσκο εξωτερικό αέρα ο οποίος έπειτα παρέχεται για τον κλιματισμό υφαντουργείων όπου πρέπει να διατηρείται υψηλή τιμή υγρασίας. Η διεργασία μπορεί να αναλυθεί με τη βοήθεια των ισορροπιών μάζας και ενέργειας. Αν  $m_v$  είναι η μάζα του παρεχόμενου ατμού και  $m_a$  η μάζα του ξηρού αέρα, τότε η κατάσταση ότι εξερχόμενου αέρα δίνεται από:

$$\omega_2 = \omega_1 + \frac{m_v}{m_a}$$

$$h_2 = h_1 + \frac{m_v}{m_a} h_f = h_f + (\omega_2 - \omega_1) h_f$$



Σχήμα 5.18. Διεργασία με έγχυση ατμού.

Η διεργασία φαίνεται στο Σχήμα 5.18. Η DBT του αέρα αλλάζει πολύ λίγο κατά τη διεργασία.

Σημείωση: Η κατάσταση αναφοράς για μηδενική ενθαλπία για  $h_1$   $h_2$   $h_v$  πρέπει να είναι η ίδια.

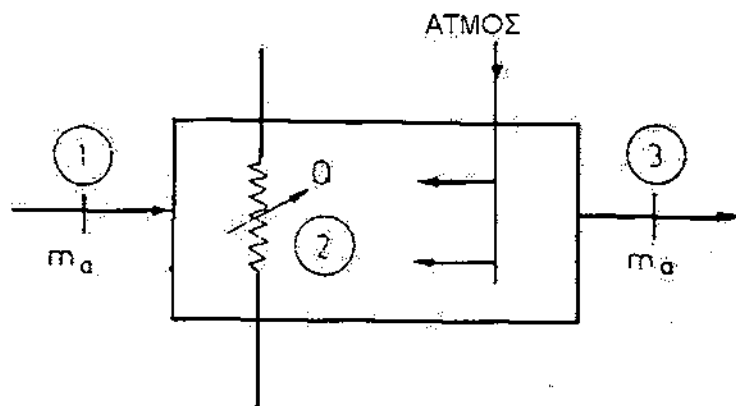
### Παράδειγμα 5.4

Υγρός αέρας μπαίνει σε ένα δωμάτιο στους  $5^\circ\text{C}$  DBT και  $2,5^\circ\text{C}$  WBT σε αναλογία 90 cmh. Η βαρομετρική πίεση είναι 1,01325 bar. Καθώς περνά από το δωμάτιο, ο αέρας απορροφά αισθητή θερμότητα τιμής 40,7 kW και δέχεται 40 kg/h κορεσμένου ρεύματος στους  $110^\circ\text{C}$ . Να προσδιοριστούν οι θερμοκρασίες ξηρού και υγρού βολβού του αέρα που φεύγει.

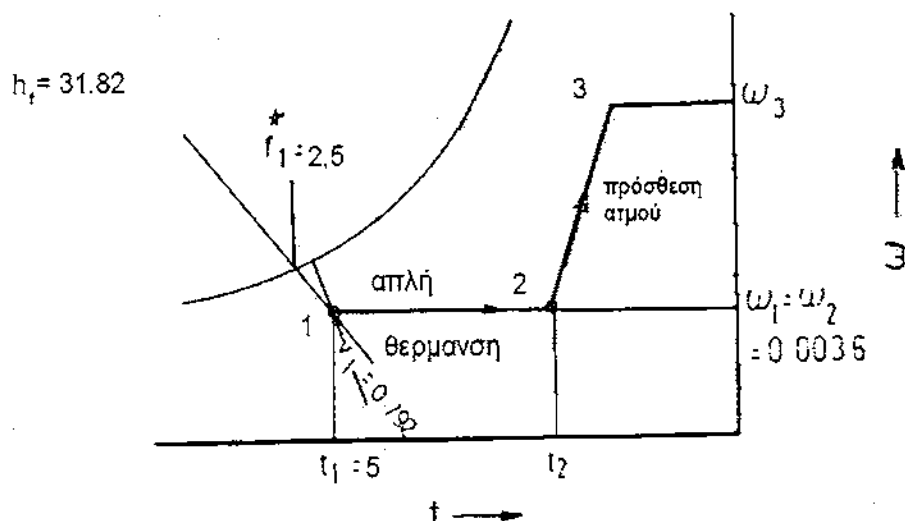
### Λύση

Αυτή είναι περίπτωση απλής ψύξης και αφύγρανσης του αέρα με την προσθήκη ρεύματος, όπως φαίνεται στο σχήμα 5,19. Η τιμή της μάζας του αέρα που ρέει είναι:

$m_a = (cmm)60/u = (90 \times 60)/0.792 = 6820 \text{ kg d.a./h}$   
 όπου  $0,792 \text{ m}^3/\text{kg d.a.}$  είναι ο σχετικός όγκος του εισερχόμενου αέρα.



Σχήμα 5.19(α). Σύστημα για το παράδειγμα 5.4.



Σχήμα 5.19(β). Ψυχομετρικές διεργασίες για το παράδειγμα 5.4.

Από το ισοζύγιο της υγρασίας:

$$m_a (\omega_3 - \omega_1) = 40$$

$$\omega_3 = \omega_1 + 40/m_a = 0.0036 + 40/6820$$

$$= 0.00947 \text{ kg w.v./kg d.a.}$$

Από το ενεργειακό ισοζύγιο:

$$m_a (h_3 - h_1) = (40.7)(3600) + 40h_v$$

όπου  $h_v = 2691.3 \text{ kJ/kg}$ , η ενθαλπία του κορεσμένου ρεύματος στους  $110^\circ\text{C}$ . Έτσι:

$$h_3 = 13.82 + 1/6820[146.540 + 40(2691.3)]$$

$$= 51.1 \text{ kJ/kg d.a.}$$

Από τον ψυχομετρικό χάρτη:

$$\text{DBT} = 26.5^\circ\text{C}$$

$$\text{WBT} = 18.1^\circ\text{C}$$

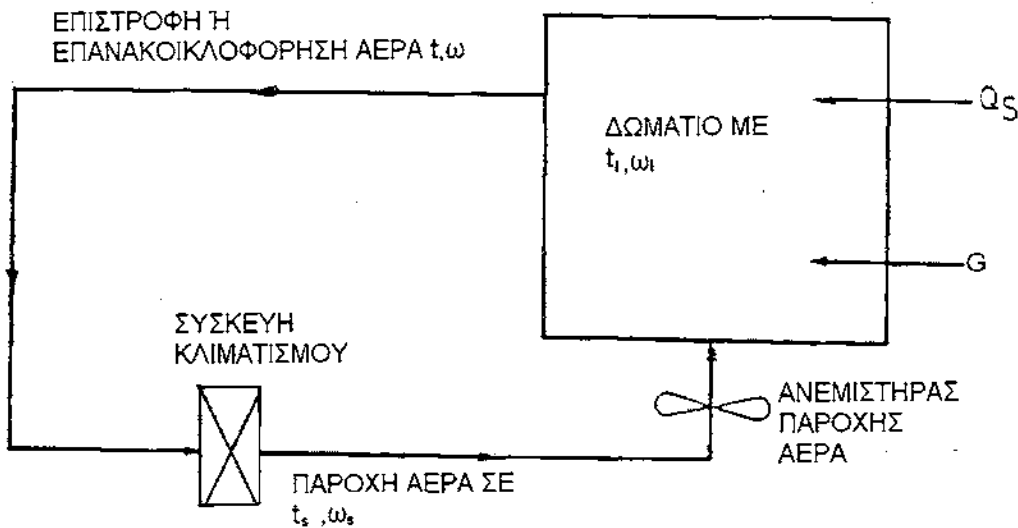
## 5.4 ΑΠΛΟ ΚΛΙΜΑΤΙΣΤΙΚΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΚΑΙ ΚΑΤΑΣΤΑΣΗ ΚΑΙ ΡΥΘΜΟΣ ΜΑΖΑΣ ΤΟΥ ΑΕΡΑ ΠΑΡΟΧΗΣ

Το πρόβλημα του κλιματισμού ενός χώρου ουσιαστικά ελαττώνεται στον υπολογισμό της κατάστασης και του ρυθμού μάζας του αέρα προς παροχή στο χώρο που θα αυξήσει τα αισθητά και λανθάνοντα φορτία του. Για το απλούστερο κλιματιστικό σύστημα, θεωρούμε ένα χώρο ο οποίος πρέπει να διατηρηθεί σε εσωτερικές συνθήκες ή συνθήκες δωματίου θερμοκρασίας ξηρού βολβού  $t_i$  και λόγου υγρασίας  $\omega_i$ .

Έστω ότι το  $Q_S$  αντιπροσωπεύει το αισθητό θερμικό κέρδος και το  $G$ , το κέρδος υγρασίας από εσωτερικές και εξωτερικές πηγές. Κατά τη συνήθη ονοματολογία ας δηλώσουμε την αισθητή θερμότητα δωματίου και τη λανθάνουσα θερμότητα δωματίου ως RSH (Room Sensible Heat) και RLH (Room Latent Heat) αντιστοίχως. Ούτως η ολική θερμότητα δωματίου, ήτοι RTH (Room Total Heat) είναι:

$$RTH = RSH + RLH$$

Στην περίπτωση της κλιματιστικής συσκευής ο εξ επιστροφής ή ανακυκλωμένος αέρας από το δωμάτιο κλιματίζεται στη θερμοκρασία ξηρού βολβού παροχής  $t_s$  και λόγου υγρασίας  $\omega_s$ . Ο αέρας διοχετεύεται κατόπιν στο χώρο από ένα ανεμιστήρα παροχής. Το σχηματικό διάγραμμα του όλου συστήματος δείχνεται στο Σχήμα 5.20. Λαμβάνοντας σταθερές συνθήκες κατάστασης και το ρυθμό ροής του αέρα παροχής ως  $(cmm)_s$ , έχουμε τις ακόλουθες δύο εξισώσεις από τα ισοζύγια αισθητής και λανθάνουσας θερμότητας.



Σχήμα 5.20. Απλό σύστημα κλιματισμού.

*Ισοζύγιο Αισθητής Θερμότητας*

$$RSH = Q_S = m_a c_p (t_i - t_s) = 0,0204(cmm)_s (t_i - t_s) \quad (5.24)$$

*Υγρασία ή Ισοζύγιο Λανθάνουσας θερμότητας*

$$RLH = Q_L = m_a (h_{f_s})_0 (\omega_i - \omega_s) = 2500G = 50(cmm)_s (\omega_i - \omega_s) \quad (5.25)$$

Έτσι έχουμε μόνο δυο εξισώσεις και τρεις ανεξάρτητες μεταβλητές, ήτοι  $t_s$ ,  $\omega_s$  και  $(cmm)_s$  να επιλύσουμε. Επομένως μια από τις τρεις μεταβλητές πρέπει να είναι γνωστή εκ των προτέρων ή να καθορίζεται από εμπειρίας. Γενικά είναι είτε ο ρυθμός

ροής αέρα παροχής, είτε η θερμοκρασία του αέρα παροχής. Οι άλλες δυο παράμετροι μπορούν να υπολογιστούν.

Έτσι βρίσκουμε ότι υπάρχει μια κατάσταση αέρα παροχής για κάθε ρυθμό αέρα παροχής. Υπάρχουν αναρίθμητοι πιθανοί συνδυασμοί. Αλλά για όλες αυτές τις καταστάσεις έχουμε από τις Εξισώσεις (5.24) και (5.25)

$$\frac{0,0204(t_i - t_s)}{0,0204(t_i - t_s) + 50(\omega_i - \omega_s)} = \frac{Q_s}{Q_s + Q_L} \quad (5.26)$$

που είναι το ίδιο με την Εξίσωση (5.16) για τη γραμμή SHF. Άρα όλες οι καταστάσεις αέρα παροχής βρίσκονται πάνω σε ευθεία γραμμή, η κλίση της οποίας δίνεται από την Εξίσωση (5.26). Ο τόπος των καταστάσεων αυτών είναι ο συντελεστής αισθητής θερμότητας ή η γραμμή σχεδιασμένη από την κατάσταση δωματίου. Το Σχήμα 5.22 δείχνει ένα πλήθος τέτοιων καταστάσεων αέρα παροχής,  $s_1, s_2, \dots$  κλπ, σε εγκατάσταση θερινού κλιματισμού, που ικανοποιούν τις εξισώσεις.

Παρόμοια αντιμετώπιση είναι δυνατή για χειμερινό κλιματιστικό σύστημα.

### Παράδειγμα 5.5

Δωμάτιο για εργασία διατηρείται στους 20 °C DBT και 25 % RH. Ο εξωτερικός αέρας είναι στους 40 °C DB και στους 25 °C WB. 12 cmh φρέσκου αέρα ενώνονται με ένα μέρος του ανακυκλώσιμου αέρα και περνούν πάνω από τη συσκευή αφύγρανσης απορρόφησης. Τότε ενώνεται με άλλο μέρος του ανακυκλώσιμου αέρα και ψυχραίνεται αισθητά σε έναν ψύκτη, πριν διοχετευθεί στο δωμάτιο στους 14 °C.

Τα κέρδη της αισθητής και λανθάνουσας θερμότητας του δωματίου είναι 6 και 0,8 kW αντίστοιχα. Να υπολογιστεί η τιμή του όγκου του ρεύματος του αέρα που μπαίνει στην συσκευή αφύγρανσης και η ποσότητα της θερμότητας που μετακινείται στον ψύκτη. Οι επιδόσεις των απορροφούμενων υλικών είναι οι εξής:

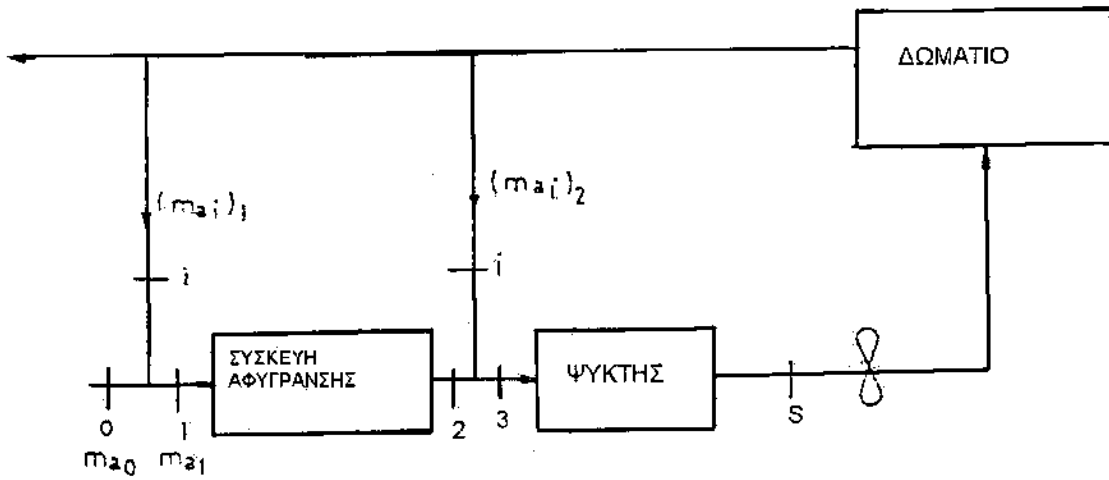
Περιεχόμενο Εισερχόμενης Υγρασίας g/kg d.a.	2.86	4.29	5.7	7.15	8.57	10.0	11.43	12.86	14.29
Περιεχόμενο Εξερχόμενης Υγρασίας g/kg d.a.	0.43	0.57	1.0	1.57	2.15	2.86	3.57	4.57	5.23

Η θερμότητα απορρόφησης μπορεί να παρθεί ως 390 kJ/kg της υγρασίας που απορροφάται.

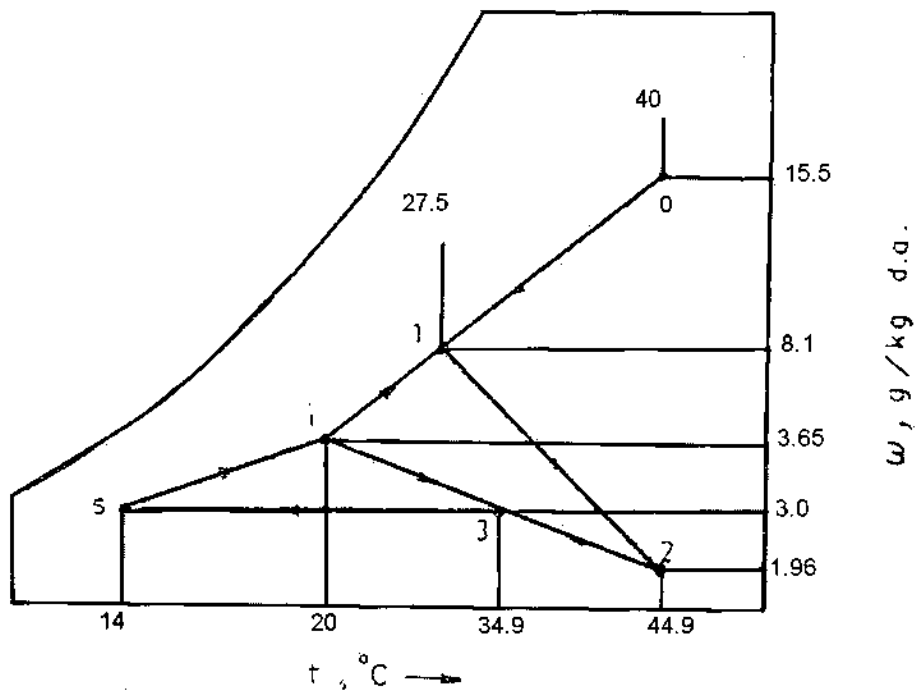
### Λύση

Η σχηματική διάταξη της εγκατάστασης φαίνεται στο σχήμα 5.21(α) και οι διεργασίες της στο σχήμα 5.21(β).





Σχήμα 5.21(α). Σύστημα για το παράδειγμα 5.5



Σχήμα 5.21(β). ψυχομετρικές διεργασίες για το παράδειγμα 5.5

Η παροχή του αέρα είναι:

$$m_{as} = Q_s / [c_p(t_i - t_s)] = 6 / [(1.0216)(20 - 14)] = 0.979 \text{ kg d.a./s}$$

Το ισοζύγιο της λανθάνουσας θερμότητας δίνει την τιμή του  $\omega_s$ , που είναι ίσο με το  $\omega_3$ .

$$m_{as} (\omega_1 - \omega_s) 2500 = Q_L$$

όπου

$$\omega_s = \omega_1 - Q_L / m_{as}(2500) = 0.00365 - 0.8 / (0.979)(2500) = 0.0033 \text{ kg w.v./kg d.a.}$$

Φρέσκος αέρας

$$m_{a0} = Q_v / u_0 = 12 / (60)(0.91) = 0.22 \text{ kg d.a./s}$$

Ο συνολικός επανακυκλοφορήσιμος αέρας:

$$\begin{aligned} m_{ai} &= m_{as} - m_{a0} \\ &= 0.979 - 0.22 = 0.759 \text{ kg d.a./s} \end{aligned}$$

Από αυτό  $(m_{ai})_1$  προστίθεται πριν την αφύγρανση και  $(m_{ai})_2$  μετά την αφύγρανση.

Για τη μείξη πριν την αφύγρανση:

$$\begin{aligned} m_{a0}\omega_0 + (m_{ai})\omega_i &= [m_{a0} + (m_{ai})_1]\omega_1 \\ 0,22(15,5) + (m_{ai})_1(3,65) &= [0,22 + (m_{ai})_1]\omega_1 \end{aligned}$$

$$\text{ή} \quad (m_{ai})_1 = (0,22\omega_1 - 3,41)/(3,65 - \omega_1) \quad (\text{I})$$

Για τη μείξη μετά τη συσκευή αφύγρανσης:

$$\begin{aligned} (m_{ai})_2\omega_i + m_{a2}\omega_2 &= m_{as}\omega_s \\ [0,759 - (m_{ai})_1](3,65) + [0,22 + (m_{ai})_1]\omega_2 &= 0,759(3,3) \end{aligned}$$

$$\text{ή} \quad (m_{ai})_1 = (0,22\omega_2 + 0,195)/(3,65 - \omega_2) \quad (\text{II})$$

Εξισώνοντας τις ( I ) και ( II ) :

$$(0,22\omega_1 - 3,41)/(3,65 - \omega_1) = (0,22\omega_2 + 0,195)/(3,65 - \omega_2) \quad (\text{III})$$

Η σχέση μεταξύ του εισερχόμενου περιεχόμενου υγρασίας  $\omega_1$  και του εξερχόμενου περιεχόμενου υγρασίας  $\omega_2$  δίνεται σε όρους των αποδόσεων των δεδομένων. Λύνοντας την εξίσωση ( III ) ταυτόχρονα ή γραφικά με τα δεδομένα του πίνακα, προκύπτει:

$$\begin{aligned} \omega_1 &= 8.1 \text{ g w.v./kg d.a.} \\ \omega_2 &= 1.96 \text{ g w.v./kg d.a.} \end{aligned}$$

Από την εξίσωση ( I ):

$$\begin{aligned} (m_{ai})_1 &= [0,22(8,1) - 3,41]/(3,65 - 8,1) \\ &= 0,366 \text{ kg d.a./s} \end{aligned}$$

και

$$\begin{aligned} (m_{ai})_2 &= m_{ai} - (m_{ai})_1 \\ &= 0,759 - 0,366 = 0,393 \text{ kg d.a./s} \end{aligned}$$

Κατά τη ροή του ξηρού αέρα μέσα από τη συσκευή αφύγρανσης:

$$\begin{aligned} m_{a1} &= m_{as} - (m_{ai})_2 \\ &= 0,979 - 0,393 = 0,586 \text{ kg d.a./s} \end{aligned}$$

Η απελευθέρωση της θερμότητας εξ' αιτίας της συμπύκνωσης των υδρατμών:

$$\begin{aligned} Q_{\text{cond}} &= m_a (\omega_1 - \omega_2)h_{fg} \\ &= 0,586 [(8,1 - 1,96)/1000](2500) = 9,0 \text{ kW} \end{aligned}$$

Η θερμότητα απορρόφησης:

$$\begin{aligned} Q_{\text{ads}} &= m_a (\omega_1 - \omega_2)(390) \\ &= 0,586 [(8,1 - 1,96)/1000](390) = 1,5 \text{ kW} \end{aligned}$$

Η διαφορά θερμοκρασίας στη συσκευή αφύγρανσης:

$$\begin{aligned} t_2 - t_1 &= Q/m_a c_p \\ &= (9 + 14)/(0,586)(1,0216) = 17,4 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Η θερμοκρασία του εισερχόμενου αέρα στη συσκευή αφύγρανσης:

$$\begin{aligned} t_1 &= [(m_{ai})_1 t_i + m_{a0} t_0]/m_a \\ &= [(0,366)(20) + 0,22(40)]/0,586 = 27,5 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Η θερμοκρασία του εξερχόμενου αέρα από τη συσκευή αφύγρανσης:

$$\begin{aligned}
 t_2 &= t_1 + 17.4 \text{ }^\circ\text{C} \\
 &= 27.5 + 17.4 = 44.9 \text{ }^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

Ο σχετικός όγκος του αέρα μέσω της συσκευής αφύγρανσης από τον ψυχομετρικό χάρτη:

$$u_1 = 0.86 \text{ m}^3/\text{kg d.a.}$$

Η τιμή του όγκου ροής μέσα από τη συσκευή αφύγρανσης:

$$\begin{aligned}
 Q_{v1} &= m_a u_1 \\
 &= (0.586)(0.86)(60) = 30.2 \text{ cmm}
 \end{aligned}$$

Η θερμοκρασία μετά τη μείξη και πριν τη συσκευή αφύγρανσης:

$$\begin{aligned}
 t_3 &= [m_a t_2 + (m_{ai}) t_{2i}] / m_{as} \\
 &= [0.586(44.9) + 0.393(20)] / 0.979 = 34.9 \text{ }^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

Από τον ψυχομετρικό χάρτη:

$$\begin{aligned}
 h_3 &= 44.6 \text{ kJ/kg d.a.} \\
 h_5 &= 22.4 \text{ kJ/kg d.a.}
 \end{aligned}$$

Η θερμότητα που μετακινείται από τον ψύκτη:

$$\begin{aligned}
 Q &= m_{as} (h_3 - h_5) \\
 &= 0.979 (44.6 - 22.4) = 21.7 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

## 5.5 ΘΕΡΙΝΟΣ ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟΣ – ΣΗΜΕΙΟ ΔΡΟΣΟΥ ΣΥΣΚΕΥΗΣ

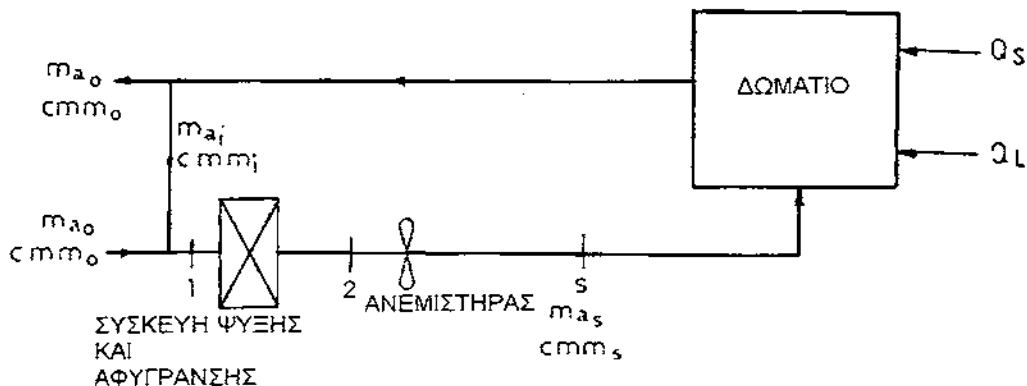
Το καλοκαίρι η εξωτερική θερμοκρασία και η υγρασία είναι υψηλές. Εξ ου το δωμάτιο κερδίζει θερμότητα και υγρασία εξίσου. Πρέπει επομένως να ψύξουμε και να αποξηράνουμε τον ανακυκλούμενο αέρα δωματίου στην κλιματιστική συσκευή, είτε με τη χρήση ψυκτικής σπείρας, είτε με τη χρήση υγραντήρα αέρα στον οποίο ψεκάζεται κρύο νερό. Η διεργασία ακολουθεί τη γραμμή του *συντελεστή αισθητής θερμότητας δωματίου* RSHF (Room (Sensible Heat Factor). Ο RSHF είναι ο λόγος της αισθητής θερμότητας δωματίου προς την ολική θερμότητα δωματίου

$$RSHF = \frac{RSH}{RSH + RLH} = \frac{RSH}{RTH}$$

Σε μια ψυκτική και αποξηραντική διεργασία, η θερμοκρασία στην οποία το RSHF τέμνει την καμπύλη κορεσμού, ονομάζεται Σημείο Δρόσου Συσκευής ADP (Apparatus Dew Point). Έτσι  $t_{ADP}$  στο Σχήμα 5.22 δηλώνει τη ενεργή επιφανειακή θερμοκρασία  $t_s$ . Η γραμμή κλιματισμού  $i-S$  αντιπροσωπεύει τον τόπο όλων των πιθανών καταστάσεων αέρα παροχής. Το ένα άκρο της γραμμής είναι το  $i$ , το οποίο θα ήταν η κατάσταση αέρα παροχής με άπειρη ποσότητα αέρα παροχής. Το άλλο άκρο είναι το  $S$  που είναι η κατάσταση παροχής με την ελάχιστη απαίτηση αέρα παροχής που αντιστοιχεί στη δοθείσα γραμμή κατάστασης. Είναι αδύνατο να έχουμε οποιαδήποτε άλλη κατάσταση αέρα παροχής με DBT υψηλότερη ή χαμηλότερη από το ADP στην καμπύλη κορεσμού που να ικανοποιεί τη δοσμένη γραμμή κλιματισμού.

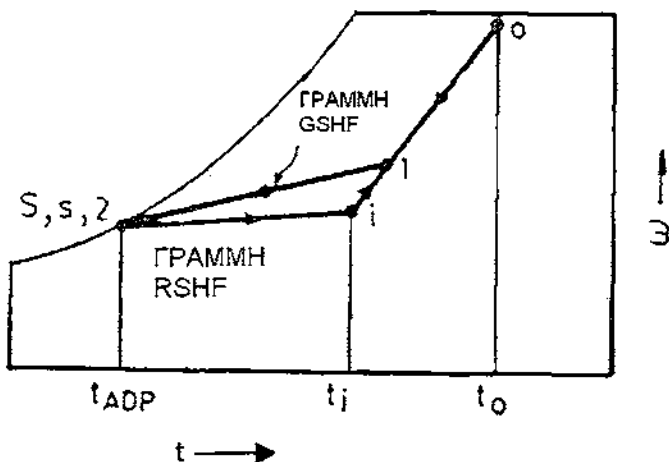


Η είσοδος φρέσκου εξωτερικού αέρα για εξαερισμό κλιματιζόμενο χώρο είναι απαραίτητη για να διαλύει τις οσμές και άλλα μολύνονται υλικά του αέρα και να διατηρεί την καθαρότητα του αέρα δωματίου. Συμφώνως, το απλό κλιματιστικό σύστημα του Σχήματος 5.19 τροποποιείται ώστε ο αέρας παροχής στο δωμάτιο να αποτελείται από φρέσκο αέρα και ανακυκλωμένο αέρα δωματίου. Ένα ποσό ισοδύναμο του φρέσκου αέρα αποβάλλεται από το δωμάτιο. Το σχηματικό διάγραμμα του συστήματος δίνεται στο Σχήμα 5.23, και οι διεργασίες για τις περιπτώσεις ψύξης και αποξήρανσης δείχνονται στο Σχήμα 5.24.



Σχήμα 5.23. Σχηματικό διάγραμμα συστήματος με αέρα εξαερισμού.

Στο Σχήμα 5.24, τα  $o$  και  $i$  αντιπροσωπεύουν τις καταστάσεις εσωτερικού και εξωτερικού αέρα και  $1$  είναι η κατάσταση αέρα μετά τη μείξη του ανακυκλωμένου αέρα δωματίου με τον αέρα εξαερισμού. Το μείγμα που εισέρχεται στην κλιματιστική συσκευή αποτελείται από ανακυκλωμένο αέρα δωματίου  $m_a$  και αέρα εξαερισμού  $m_{a_0}$ . Η γραμμή του συντελεστή αισθητής θερμότητας δωματίου (RSHF) σχεδιάζεται από την εσωτερική κατάσταση  $i$  και τέμνει την καμπύλη κορεσμού στο  $2$ . Το σημείο  $2$  αντιπροσωπεύει την κατάσταση του αέρα παροχής για τον ελάχιστο ρυθμό αέρα παροχής. Η γραμμή  $1-2$ , επομένως, αντιπροσωπεύει τη γραμμή κλιματισμού για τη συσκευή και καλείται γραμμή συντελεστή συνολικής αισθητής θερμότητας GSHP (Grand Sensible Heat Factor). Σημειώνεται ότι η γραμμή  $i-2$  είναι η γραμμή κλιματισμού για το δωμάτιο ή η γραμμή RSHF.



Σχήμα 5.24. Διεργασίες θερινού κλιματισμού με αέρα εξαερισμού και μηδενικό συντελεστή παράκαμψης.

Κατά την απουσία αέρα εξαερισμού το φορτίο στην κλιματιστική συσκευή οφείλεται στις αισθητές και λανθάνουσες θερμότητες δωματίου. Όταν χρησιμοποιείται αέρας εξαερισμού, υπάρχει επιπλέον φορτίο στη συσκευή ισοδύναμο με την αλλαγή της κατάστασης του αέρα εξαερισμού από την εξωτερική κατάσταση στην εσωτερική. Αυτό γίνεται φανερό όταν γράψουμε για το ολικό φορτίο στη συσκευή σε σχέση με την διεργασία της κατάστασης του μείγματος από 1 στο 2. Έτσι εάν  $m_a$  αντιπροσωπεύει την ολική μάζα ξηρού αέρα τότε

$$\begin{aligned}
 Q &= m_{a_s} (h_1 - h_2) \\
 &= m_{a_i} h_i + m_{a_o} h_o - m_{a_s} h_2 \\
 &= (m_{a_s} - m_{a_o}) h_i + m_{a_o} h_o - m_{a_s} h_2 \\
 &= m_{a_s} (h_1 - h_2) + m_{a_o} (h_o - h_1) \quad (5.29)
 \end{aligned}$$

Ο πρώτος όρος στο αριστερό μέλος της Εξίσωσης (5.29) αντιπροσωπεύει το φορτίο δωματίου και ο δεύτερος όρος το φορτίο λόγω αέρα εξαερισμού, όπως εξηγείται νωρίτερα. Επομένως αν το  $(cmm)_o$  είναι ο ρυθμός ροής όγκου εξωτερικού αέρα εξαερισμού, τότε η *αισθητή θερμότητα εξωτερικού αέρα* OASH (Outside Air Sensible Heat) και η *λανθάνουσα θερμότητα εξωτερικού αέρα* OALH (Outside Air Latent Heat) είναι

$$OASH = Q_{S_o} = 0,0204(cmm)_o (t_o - t_i) \quad 5.30$$

$$OALH = Q_{L_o} = (cmm)_o (\omega_o - \omega_i) \quad 5.31$$

Επίσης για την ολική θερμότητα εξωτερικού αέρα OATH (Outside Air Total Heat) έχουμε

$$OATH = Q_o = OASH + OALH = 0,02(cmm)_o (h_o - h_i) \quad 5.32$$

Η ανάλυση του φορτίου στην κλιματιστική συσκευή έχει ως ακολούθως:

#### Φορτίο Δωματίου

Αισθητό RSH  
 Λανθάνον RLH  
 Ολικό RTH = RSH + RLH

#### Φορτίο Εξαερισμού

Αισθητό OASH  
 Λανθάνον OALH  
 Ολικό OATH = OASH + OALH

#### Φορτίο Κλιματιστικού Εξοπλισμού

Ολικό Αισθητό TSH = RSH + OASH  
 Ολικό Λανθάνον TLH = RLH + OALH  
 Συνολικό Ολικό RTH = TSH + TLH

Στο Σχήμα 5.22 η γραμμή διεργασίας 1-2 αντιπροσωπεύει τη γραμμή του συντελεστή συνολικής αισθητής θερμότητας GSHF (Total Sensible Heat Factor) για τη διεργασία σε μια κλιματιστική συσκευή. Ο συντελεστής συνολικής αισθητής θερμότητας είναι ο λόγος της ολικής αισθητής θερμότητας προς τη συνολική ολική θερμότητα GTH (Grand Total Heat), ήτοι

$$TSHF = \frac{TSH}{TSH + TLH} = \frac{TSH}{GTH}$$

### Παράδειγμα 5.6

Η μονάδα του ελέγχου του αέρα μιας κλιματιστικής συσκευής παρέχει 4500 cmm ξηρού αέρα, που περιλαμβάνει κατά βάρος 20 % φρέσκου αέρα στους 40 °C DBT και 27 °C WBT και 80 % ανακυκλώσιμου αέρα στους 25 °C DBT και 50 % RH. Ο αέρας φεύγει από τη ψυκτική σπείρα στους 13 °C και σε κατάσταση κορεσμού. να υπολογιστεί το ολικό ψυκτικό φορτίο και κέρδος θέρμανσης του δωματίου.

### Λύση

Σύμφωνα με το σχήμα 15.24 από τον ψυχομετρικό χάρτη, οι συνθήκες είναι οι εξής:

Συνθήκη	DBT °C	WBT °C	RH %	Σχετ.υγρασία G w.v./kg d/a/	Ενθαλπία kJ/kg d.a.
Εξωτερικά	40	27		17,2	85
Εσωτερικά	25		50	10,0	50,8
ADP	13		100	9.4	37.0

Η κατάσταση του αέρα εισερχόμενος στην ψυκτική σπείρα:

$$\omega_1 = 0,2 (17,2) + 0,8 (10) = 11,44 \text{ g w.v./kg d.a.}$$

$$h_1 = 0.2 (85) + 0.8 (50.8) = 57.64 \text{ kJ/kg d.a.}$$

$$t_1 = 0.2 (40) + 0.8 (25) = 28 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ο σχετικός όγκος του αέρα εισερχόμενου της ψυκτικής σπείρας:

$$u_1 = 0.869 \text{ m}^3/\text{kg d.a.}$$

Η τιμή της μάζας του αέρα που εισέρχεται στην ψυκτική σπείρα:

$$M_{a1} = 4500/(60)(0.869) = 86.31 \text{ kg d.a./s}$$

Το ολικό ψυκτικό φορτίο:

$$Q = m_{a1} (h_1 - h_2) \\ = 86.31 (57.64 - 37) = 1781.4 \text{ kW}$$

Το φορτίο του φρέσκου αέρα:

$$Q_0 = m_{a0} (h_0 - h_1) \\ = 0.2 (86.31) (85 - 50.8) = 590.4 \text{ kW}$$

Το φορτίο θέρμανσης του δωματίου:

$$Q_i = Q - Q_0 \\ = 1781.4 - 590.4 = 1191 \text{ kW}$$

Σημείωση : Ένα σημείο που πρέπει να εξεταστεί είναι ότι το φορτίο του φρέσκου αέρα είναι ένα σημαντικό μέρος του ψυκτικού φορτίου. Σε αυτή την περίπτωση είναι 33 %. Σε κάποιες εφαρμογές, όπως τα χειρουργεία στα νοσοκομεία, όπου παίρνουν 100 % φρέσκου αέρα και είναι πολύ σημαντικό. Στις αίθουσες των κινηματογράφων και των θεάτρων το

επικρατέστερο φορτίο είναι χάρη στον βαθμό πληρότητας και του φρέσκου αέρα. Σε τέτοιες περιπτώσεις, το μέγιστο φορτίο επηρεάζεται όταν η εξωτερική θερμοκρασία υγρού βολβού είναι μέγιστη. Αυτό συνήθως γίνεται μεταξύ 2 και 5 μ.μ.

### Παράδειγμα 5.7

Ένας κλιματιζόμενος χώρος διατηρείται στους 27 °C DBT και 50 % RH. Οι συνθήκες περιβάλλοντος είναι 40 °C DBT και 27 °C WBT. Ο χώρος έχει κέρδος αισθητής θερμότητας 14 kW. Ο αέρας παρέχεται στο χώρο στους 7 °C κορεσμού.

Να υπολογιστούν:

- ( i ) τη μάζα του υγρού αέρα που παρέχεται στο χώρο σε kg/h
- ( ii ) το κέρδος της λανθάνουσας θερμότητας του χώρου σε kW
- ( iii ) το ψυκτικό φορτίο του υγραντήρα αέρα σε kW αν 30 % του παρεχόμενου αέρα στον χώρο είναι φρέσκο και αυτό που μένει ανακυκλώνεται.

### Λύση

Σύμφωνα με το σχήμα 5.24, από τον ψυχομετρικό χάρτη:

Συνθήκη	DBT °C	WBT °C	RH %	Σχετ.υγρασία g w.v./kg d.a.	Ενθαλπία kJ/kg d.a.
Εξωτερικά	40	27		17,2	85
Εσωτερικά	27		50	11,2	56,1
Παροχή	7		100	6,2	23,0

( i ) η μάζα του ξηρού αέρα που παρέχεται στον χώρο είναι:

$$m_a = Q_s / c_p \Delta t = 14(3600) / 1.0216 (27.7) = 2467 \text{ kg d.a./h}$$

ο λόγος του υγρού αέρα στον ξηρό αέρα είναι:

$$= (1 + \omega_2) = 1,0062$$

η μάζα του υγρού αέρα που παρέχεται στον χώρο είναι:

$$m = (1 + \omega_2) m_a \\ = 1.0062 (2467) = 2482 \text{ kg/h}$$

( ii ) το κέρδος της λανθάνουσας θερμότητας στο χώρο είναι:

$$Q_L = m_a (\omega_1 - \omega_2) h_{fg0} \\ = [[2467 (11.2 - 6.2)] / (3600)(1000)] (2500) = 8.57 \text{ kW}$$

( iii ) για το σημείο 1

$$t_1 = 0.7 (27) + 0.3 (40) = 30.9 \text{ °C}$$

στην ένωση του ο και i , εντοπίζεται το σημείο 1 στους 30,9 °C. Τότε από το ψυχομετρικό χάρτη:

$$h_1 = 64.9 \text{ kJ/kg d.a.}$$

το ψυκτικό φορτίο του υγραντήρα αέρα:

$$Q = m_a (h_1 - h_2) \\ = (2467/3600) (64.9 - 23.0) = 28.71 \text{ kW}$$

### 5.5.2 Θερινό Κλιματιστικό Σύστημα με Αέρα Εξαερισμού –Συντελεστής Παράκαμψης X





Ο αέρας που επιστρέφει από τον χώρο ενώνεται με τον εξωτερικό αέρα πριν μπει στην ψυκτική σπείρα με λόγο 4 : 1 κατά βάρος. Να προσδιοριστούν:

- ( i ) το σημείο δρόσου της συσκευής
- ( ii ) η κατάσταση του αέρα που φεύγει από τη ψυκτική σπείρα
- ( iii ) την ποσότητα του αέρα που έχει αφυγρανθεί
- ( iv ) τη μάζα του εξαερισμένου αέρα και τον όγκο ροής
- ( v ) το ολικό ψυκτικό φορτίο του αέρα στην κλιματιστική εγκατάσταση.

### Λύση

Από το σχήμα 5.25 και τον ψυχομετρικό χάρτη, έχουμε:

Συνθήκη	DBT °C	WBT °C	RH %	Σχετ.υγρασία g w.v./kg d.a.	Ενθαλπία kJ/kg d.a.	Σχετ.όγκος m <sup>3</sup> /kg d.a.
Εξωτερικά	43	27,5		17,0	87,5	0,922
Εσωτερικά	25		50	10,0	50,8	

Οι συνθήκες του εισερχόμενου αέρα στη ψυκτική σπείρα:

$$\begin{aligned}\omega_1 &= 0,8 \omega_i + 0,2 \omega_0 \\ &= 0,8 (10) + 0,2 (17) = 11,4 \text{ g w.v./ d.a.} \\ h_1 &= 0,8 (50,8) + 0,2 (87,5) = 58,1 \text{ kJ/kg d.a.} \\ t_1 &= 0,8 (25) + 0,2 (43) = 28,6 \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}$$

- ( i ) και ( ii ). Και τα δύο μέρη πρέπει να δουλευτούν μαζί. Υπάρχουν δύο μέθοδοι. Μία μέθοδος είναι να χαραχθεί η γραμμή RSHF και στη συνέχεια να χαραχθεί μια γραμμή από το 1 ως το S στην καμπύλη κορεσμού ώστε  $(S - 2)/(1 - 2)$  να είναι ανάλογα του λόγου 1 : 9. Μία άλλη μέθοδος είναι να γίνει το ίδιο, χρησιμοποιώντας υπολογισμούς, όπως δίνονται παρακάτω.

Ο λόγος της αισθητής και λανθάνουσας θερμότητας του δωματίου:

$$\text{RSH/RLH} = [0,0204(25 - t_2)]/[50(0,01 - \omega_2)] = 20/5 \quad (\text{I})$$

Οι σχέσεις για τον συντελεστή παράκαμψης:

$$(t_2 - t_{\text{ADP}})/(t_1 - t_{\text{ADP}}) = (t_2 - t_{\text{ADP}})/(28,6 - t_{\text{ADP}}) = 0,1 \quad (\text{II})$$

$$(\omega_2 - \omega_{\text{ADP}})/(\omega_1 - \omega_{\text{ADP}}) = (\omega_2 - \omega_{\text{ADP}})/(0,0114 - \omega_{\text{ADP}}) = 0,1 \quad (\text{III})$$

Λύνοντας τις εξισώσεις ( I ), ( II ), ( III ) με τη μέθοδο των διαδοχικών προσεγγίσεων, κάνοντας προσεγγίσεις για το  $t_{\text{ADP}}$ , έχουμε:

$$\begin{aligned}t_{\text{ADP}} &= 11,8 \text{ }^\circ\text{C} \text{ ( για } \omega_{\text{ADP}} = 8,6 \text{ g w.v./kg d.a. )} \\ t_2 &= 13,5 \text{ }^\circ\text{C} \\ \omega_2 &= 0,0089 \text{ kg w.v./kg d.a.}\end{aligned}$$

( iii ) η ποσότητα του αέρα που έχει αφυγρανθεί:

$$\begin{aligned}(\text{cmm})_d &= \text{RSH}/[0,0204(t_1 - t_2)] \\ &= 20/[0,0204(25 - 13,5)] = 85,25\end{aligned}$$

( iv ) ο σχετικός όγκος του αέρα που παρέχεται:

$$u_2 = 0,822 \text{ m}^3/\text{kg d.a.}$$

η μάζα ροής του αέρα που παρέχεται:

$$\begin{aligned}m_a &= (\text{cmm})_d/(60)\rho_2 \\ &= 85,25/(60)(0,822) = 1,729 \text{ kg d.a./s}\end{aligned}$$

η μάζα ροής του φρέσκου αέρα:

$$\begin{aligned} m_{a0} &= 0.2m_a \\ &= 0.2(1.729) = 0.346 \text{ kg d.a./s} \end{aligned}$$

ο όγκος ροής του φρέσκου αέρα:

$$\begin{aligned} Q_{v0} &= m_{a0}u_0(60) \\ &= (0.346)(0.922)(60) = 19.12 \text{ cm}^3/\text{s} \end{aligned}$$

( v ) η ολική θερμότητα του εξωτερικού αέρα:

$$\begin{aligned} OATH &= m_{a0} (h_i - h_o) \\ &= 0.346(87.5 - 50.8) = 12.7 \text{ kW} \end{aligned}$$

το ολικό ψυκτικό φορτίο του αέρα στην κλιματιστική εγκατάσταση:

$$\begin{aligned} GTH &= RTH + OATH \\ &= (20 + 5) + 12.7 = 37.7 \text{ kW} \end{aligned}$$

## 5.6 ΧΕΙΜΕΡΙΝΟΣ ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟΣ

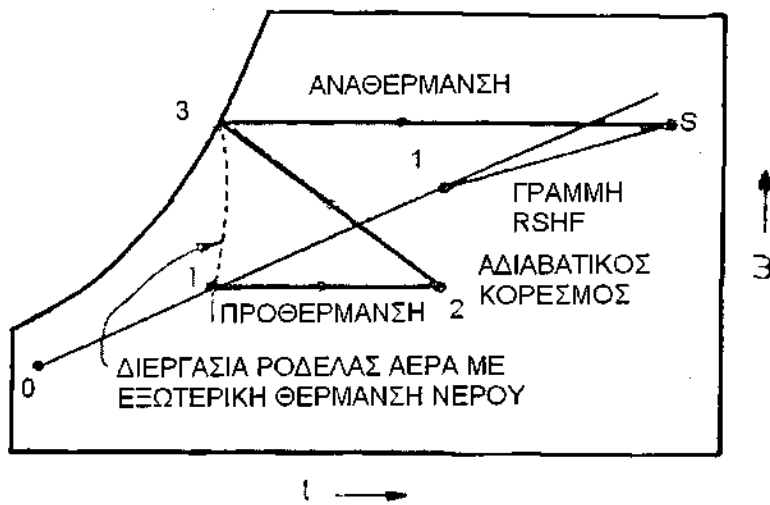
Το χειμώνα , οι απώλειες αισθητής θερμότητας του κτιρίου αντισταθμίζονται μερικώς από ηλιακά θερμικά κέρδη και εσωτερικά θερμικά κέρδη , όπως κέρδη από φωτισμό , ένοικους κ.α. Ομοίως , η απώλεια λανθάνουσας θερμοκρασίας λόγω της χαμηλής εξωτερικής υγρασίας του αέρα αντισταθμίζεται πάνω κάτω από τα λανθάνοντα θερμικά κέρδη από τους ένοικους. Έτσι το χειμώνα , το θερμικό φορτίο ενδέχεται να είναι μικρότερο από το ψυκτικό φορτίο το καλοκαίρι. Όμως η πραγματική κατάσταση το καλοκαίρι και το χειμώνα εξαρτάται από τη απόκλιση της εξωτερικής θερμοκρασίας και υγρασίας από τις εσωτερικές συνθήκες.

Περαιτέρω , ορισμένα αισθητά θερμικά κέρδη , όπως ηλιακή θερμότητα , μπορεί να μην είναι παρόντα κατά την ώρα του μέγιστου φορτίου , άρα δεν προσμετρώνται. Από τη άλλη , λανθάνοντα θερμικά κέρδη από ενοίκους κτλ είναι πάντοτε παρόντα και πρέπει να υπολογίζονται. Ως αποτέλεσμα το θερμικό φορτίο σχεδιασμού για χειμερινό κλιματισμό είναι κυρίως αισθητό.

Γενικά , οι διεργασίες στην κλιματιστική συσκευή για χειμερινό κλιματισμό για άνεση περιλαμβάνουν θέρμανση και ύγρανση. Δυο από τους τυπικούς συνδυασμούς διεργασιών είναι :

1. Προθέρμανση του αέρα με ατμό ή ζεστό νερό σε σπείρα ακολουθούμενη από αδιαβατικό κορεσμό και αναθέρμανση.
2. Θέρμανση και ύγρανση αέρα σε αεροδακτύλιο με αντλούμενη ανακυκλοφόρηση και εξωτερική θέρμανση νερού ακολουθούμενη από αναθέρμανση.

Οι διεργασίες για τα δυο συστήματα δείχνονται στο Σχήμα 5.26. Το πρώτο σύστημα με προθέρμανση και αδιαβατικό κορεσμό ακολουθεί τις διεργασίες 1-2 και 2-3 αντίστοιχα. Το δεύτερο σύστημα τις δυο διεργασίες με ψεκασμό θερμού νερού και η γραμμή διεργασίας είναι η 1-3. Η κατάσταση εξερχόμενου αέρα 3 από τον αεροδακτύλιο μπορεί να επηρεαστεί από την ικανότητα κορεσμού του. Η διεργασία αναθέρμανσης 3-s είναι κοινή. Οι καταστάσεις αέρα παροχής πρέπει να είναι επί της γραμμής RSHF. Καθορίζεται , επομένως από το RSHF και την επιλογή του ρυθμού αέρα παροχής ο οποίος είναι συνήθως γνωστός από τους υπολογισμούς θερινού κλιματισμού.



Σχήμα 5.26. Διεργασίες χειμερινού κλιματισμού.

### Παράδειγμα 5.9

Σε μία βιομηχανική εγκατάσταση για χειμερινό κλιματισμό, ένας υγραντήρας αέρος χρησιμοποιείται με ζεστό νερό με ψεκάσμο και ακολουθείται από συσκευή αναθέρμανσης. Ο συντελεστής αισθητής θερμότητας του δωματίου μπορεί να παρθεί ως μονάδα. Οι συνθήκες σχεδιασμού είναι:

- Εξωτερικά :  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  DBT και ξηρό
- Εσωτερικά :  $22\text{ }^{\circ}\text{C}$  και  $50\%$  RH
- Απώλειες θερμότητας δωματίου :  $703\text{ kW}$

Οι παρακάτω συνθήκες είναι γνωστές για θερινό σχεδιασμό:

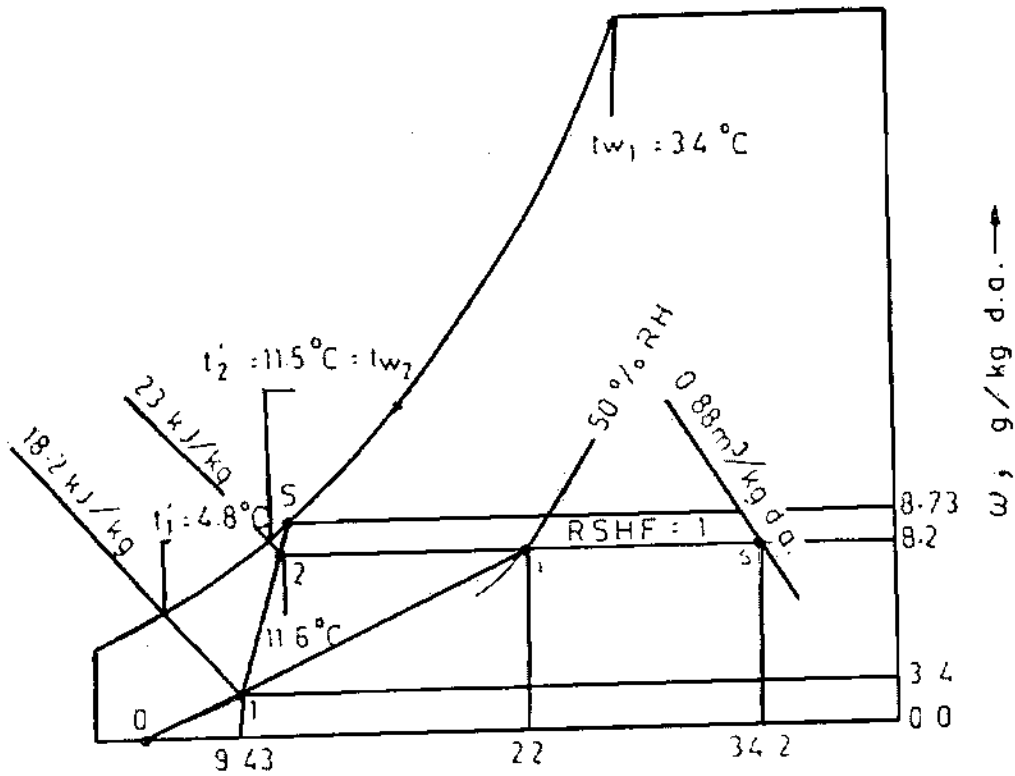
- Αέρας εξαερισμού  $1600\text{ cm}^3/\text{min}$
- Παροχή αέρα  $2800\text{ cm}^3/\text{min}$
- Ποσότητα νερού ψεκάσμου  $500\text{ kg}/\text{min}$

Η απόδοση κορεσμού του υγραντήρα αέρα είναι  $90\%$ . Η παροχή του νερού ξεκινάει στους  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Να υπολογιστούν:

- (i) τη παροχή του κλιματιζόμενου αέρα στον χώρο
- (ii) τις συνθήκες εισόδου και εξόδου του αέρα από τον χώρο ψεκάσμου
- (iii) τις θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του νερού που ψεκάζεται
- (iv) τη θερμότητα που παίρνει το νερό ψεκάσμου
- (v) την αναθέρμανση, αν είναι απαραίτητο.

### Λύση

Από το σχήμα 5.27



Σχήμα 5.27. Σχήμα για το παράδειγμα 5.9

(i) η θερμοκρασία του αέρα που παρέχεται:

$$t_s = RSH/[0.0204(\text{cmm})_s] + t_i$$

$$= 703/[0.0204(2800)] + 22 = 34.2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Α RSHF = 1 η γραμμή από τις συνθήκες δωματίου i μπορεί να σχεδιαστεί όπως φαίνεται στο σχήμα 5.27. Διχοτομείται με τη γραμμή των 34,3 °C και βρίσκει την κατάσταση της παροχής του αέρα. Η παροχή του αέρα WBT βρίσκεται να είναι 19,6 °C και η σχετική υγρασία ω<sub>s</sub> είναι 0,0082 kg/kg d.a.

(ii) οι εισερχόμενες συνθήκες του αέρα είναι:

$$t_1 = [(\text{cmm})_0 t_0 + (\text{cmm})_i t_i] / (\text{cmm})_1$$

$$= [(1600)(0) + (2800 - 1600)(22)] / 2800 = 9.43 \text{ }^\circ\text{C}$$

ομοίως

$$\omega_1 = [(1600)(0) + 1200(0,0082)] / 2800 = 0,0035 \text{ kg w.v./kg d.a.}$$

Η θερμοκρασία υγρού βολβού του εισερχόμενου αέρα (από τον ψυχομετρικό χάρτη)

$$t_1' = 4.8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Η σχετική υγρασία του εξερχόμενου αέρα

$$\omega_2 = \omega_s = \omega_i = 0,0082 \text{ kg w.v./kg d.a.}$$

Η έκφραση για την απόδοση κορεσμού ή ύγρανσης

$$H_H = (\omega_2 - \omega_1) / (\omega_s - \omega_1)$$

$$0,9 = (0,0082 - 0,0035) / (\omega_s - 0,0035)$$

που δίνει τη σχετική υγρασία στην υγρή επιφάνεια, σε θερμοκρασία t<sub>s</sub> ως

$$\omega_s = 0,00872 \text{ kg w.v./kg d.a.}$$

από το ψυχομετρικό χάρτη

$$t_s = 11.8 \text{ }^\circ\text{C}$$

η θερμοκρασία ξηρού βολβού για τον εξερχόμενο αέρα

$$\begin{aligned} t_2 &= \eta_H(t_s - t_1) + t_1 \\ &= 0.9(11.8 - 9.43) + 9.43 = 11.6 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

η θερμοκρασία υγρού βολβού για τον εξερχόμενο αέρα (από το ψυχομετρικό χάρτη)

$$t_2' = 11.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

( iii ) η θερμοκρασία του εξερχόμενου νερού ψεκάσμου και η θερμοκρασία υγρού βολβού του εξερχόμενου αέρα μπορούν να θεωρηθούν ως ίσες. Έτσι η θερμοκρασία του εξερχόμενου νερού ψεκάσμου είναι  $t_{w2} = 11.5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Το ενεργειακό ισοζύγιο του υγραντήρα αέρος

$$\begin{aligned} [(cmm)_s/u_s](h_2 - h_1) &= m_w c_{pw}(t_{w1} - t_{w2}) \\ (2800/0.88)(33.0 - 18.2) &= (500)(4.187)(t_{w1} - 11.5) \end{aligned}$$

όπου η θερμοκρασία του εισερχόμενου νερού

$$t_{w1} = 34 \text{ }^\circ\text{C}$$

( iv ) η παροχή νερού

$$\begin{aligned} \Delta m_w &= [(cmm)_s/u_s](\omega_2 - \omega_1) \\ &= (2800/0.88)(0.0082 - 0.0035) = 14.95 \text{ kg/min} \end{aligned}$$

η θερμότητα που προστέθηκε στο νερό

$$Q_1 = (14.95/60)(4.187)(34 - 20) = 14.61 \text{ kW}$$

Η θερμότητα που προστέθηκε για τη άνοδο της θερμοκρασίας του νερού που ψεκάζεται

$$Q_2 = (500/60)(4.187)(34 - 11.5) = 785.1 \text{ kW}$$

Η θερμότητα που προστίθεται στο νερό που ψεκάζεται

$$\begin{aligned} Q &= Q_1 + Q_2 \\ &= 14.61 + 785.1 = 799.71 \text{ kW} \end{aligned}$$

( v ) αναθέρμανση =  $0.0204(cmm)_s(t_s - t_2)$

$$= 0.0204(2800)(34.2 - 11.6) = 1290.9 \text{ kW}$$

## **6 ΣΥΝΘΗΚΕΣ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ**

Όταν αναφερόμαστε σε συνθήκες σχεδιασμού , υπονοείται ότι αυτές αφορούν σε συνθήκες δωματίου ή εσωτερικού και περιβάλλοντος ή εξωτερικές συνθήκες. Πριν προχωρήσουμε με το σχεδιασμό, πρέπει να καθοριστούν οι εσωτερικές και εξωτερικές συνθήκες. Επίσης , στις περισσότερες των περιπτώσεων , οι συνθήκες σχεδιασμού του παρεχόμενου αέρα πρέπει να καθοριστούν και αυτές.

### **6.1 ΕΠΙΛΟΓΗ ΤΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΩΝ ΣΥΝΘΗΚΩΝ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ**

Οι εσωτερικές συνθήκες σχεδιασμού εξαρτώνται από την εκάστοτε εφαρμογή κλιματισμού. Ανάμεσα στις πολλές εφαρμογές κλιματισμού , οι κυριότερες είναι οι κάτωθι:

1. Ψύξη (εν ψυχρώ αποθήκευση)
2. Βιομηχανικός κλιματισμός
3. Κλιματισμός άνεσης

#### **6.1.1 Αποθήκευση Εν Ψυχρώ**

Παρόλο που η αποθήκευση εν ψυχρώ εκλαμβάνεται απλά ως μια εφαρμογή κατάψυξης , στην πραγματικότητα είναι ένα πλήρες σύστημα κλιματισμού στο οποίο ο αέρας ψύχεται από ένα ψυκτικό σπείρωμα και επανατροφοδοτείται στο χώρο αποθήκευσης. Σημειώνεται ότι στις εν ψυχρώ αποθηκεύσεις , απαιτείται συχνά αυστηρός έλεγχος αμφοτέρων , της θερμοκρασίας και της σχετικής υγρασίας. Επίσης η ζωή αποθήκευσης εξαρτάται από τη θερμοκρασία στην οποία το προϊόν ψύχεται. Οι απαιτούμενες συνθήκες αποθήκευσης μερικών κύριων φαγώσιμων προϊόντων φαίνονται στον Πίνακα 6.1 . Εκεί βλέπουμε ότι στην περίπτωση της μπανάνας δεν υπάρχει περίοδος αποθήκευσης. Αντ ' αυτής υπάρχει η περίοδος ωρίμανσης , αφού οι μπανάνες δε μπορούν να αποθηκεύονται πέραν της ωρίμανσης τους. Περαιτέρω , στην περίπτωση του γάλακτος , η θερμοκρασία αποθήκευσης είναι  $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  , ενώ η θερμοκρασία πήξης του είναι  $-0,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Συνέπεια τούτου είναι ότι ο αέρας πρέπει να διατηρείται με μικρή ανοχή περί των  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  ούτως ώστε να μην στερεοποιηθεί το γάλα. Το αυτό ισχύει και για τη διαδικασία παστεριοποίησης. Ως εκ τούτου , είναι απαραίτητη η χρήση αυτόματων βαλβίδων διαστολής σε μονάδες ψύξης και αποθήκευσης γάλακτος. Επίσης χρησιμοποιούνται οι υδροψύκτες τύπου "παγοτράπεζας" , οι οποίοι επιτρέπουν τη χρήση ενός συστήματος ψύξης με αξιοπρόσεκτα μικρότερη χωρητικότητα και παρέχουν κρύο νερό στη σταθερή θερμοκρασία των  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

#### **6.1.2 Βιομηχανικός Κλιματισμός**

Υπάρχουν διάφορες κατηγορίες εφαρμογών που απαιτούν διαφοροποιούμενα πρότυπα εσωτερικών συνθηκών σχεδιασμού. Μια κατηγορία περιλαμβάνει αυτές

όπου η σταθερότητα της θερμοκρασίας είναι το πρώτιστο μέλημα , όπως εργαστήρια μετρολογίας , καταστήματα μηχανημάτων ακριβείας , κέντρα υπολογιστών κ.α. Σ' αυτές τις περιπτώσεις μια διεργασία  $\pm 10$  έως 20 τοις εκατό στη σχετική πυκνότητα δε θα είχε μεγάλη επίδραση. Η άλλη κατηγορία περιλαμβάνει χαρτοποιία και υφαντουργεία όπου η σχετική υγρασία πρέπει να κρατείται σταθερή σε κάποια υψηλή τιμή , της τάξης του 70-75% σε ένα υφαντουργείο λόγω χάρη. Οι απαιτήσεις θερμοκρασίας δεν είναι μεγάλες σε τέτοιους χώρους. Υπάρχει όμως και ακόμα μια κατηγορία όπου απαιτείται αυστηρός έλεγχος τόσο της θερμοκρασίας όσο και της σχετικής υγρασίας. Αυτή αφορά βιομηχανίες χημικών και βιολογικών διεργασιών.



Τ	°C	Υγρασία %	Χρόνος	νερού %	Σημείο Πηξεως °C	πάνο της Πήξης kJ/kgK	κάτο της Πήξης kJ/kgK
Μήλα	-1 έως 0	85 - 90		84,1	-1,5	3,643	1,884
Μπανάνες	14,5	95	Για ωρίμανση σε 8-10 μέρες	74,8	-0,8	3,35	1,76
Βούτυρο	0 έως 4,4	80 - 85	2 μήνες	15,5 - 16,5	-	1,382	-
	-18 έως -23	80 - 85	1 έτος	15,5 - 16,5	-		
Γάλα παστεριωμένο	0,5		7 ημέρες	87	-0,6	3,77	1,93
Αυγά	-1,5 έως -0,5	80 - 85	6-9 μήνες	66	-2,2	3,06	1,68
Ψάρια Φρέσκα	0,5 - 1,5	90 - 96	5-15 ημέρες	62 - 85	-2,2	2,93 - 3,6	-
Ψάρια κατεψυγμένα	-23,5 έως -18	90 - 95	8-10 μήνες	62 - 85	-	-	1,59 - 1,994
Σταφύλια Αμερικής	-0,5	85 - 90	3-8 εβδομάδες	81,9	-1,3	3,6	1,842
Σταφύλια Ευρώπης		85 - 90	3-6 μήνες	81,6	-2,2	3,6	1,842
Μοσχάρι φρέσκο	0 έως 1	88 - 92	1-6 εβδομάδες	62 - 67	-2,2	2,93 - 3,52	-
Μοσχάρι κατεψυγμένο	-23,5 έως -18	90 - 95	9-12 μήνες	62 - 67	-	-	1,59 - 1,8
Μάνγκο	10	85 - 90	2-3 εβδομάδες	81,4	-0,9	3,56	1,842
Πατάτες	3 έως 4,5	85 - 90	5-8 μήνες	77,8	-0,6	3,433	1,8
Τομάτες πράσινες	14 έως 21	85 - 90	2-4 εβδομάδες	94,7	-0,6	3,98	2,01
Τομάτες ώριμες	7 έως 10	85 - 90	2-7 μέρες	94,1	0,5	3,98	2,01

Πίνακας 6.1 Συνθήκες Αποθήκευσης και Ιδιότητες Τροφίμων

### 6.1.3 Κλιματισμός Άνεσης και Ενεργός Θερμοκρασία

Εκτεταμένα πειράματα έχουν διεξαχθεί σε ανθρώπους για την επίδραση της θερμοκρασίας, της υγρασίας και της ταχύτητας του αέρα. Τα αποτελέσματα δε βρίσκονται σε πλήρη συμφωνία. Επιπλέον υπάρχει και το πρόβλημα της μέτρησης της άνεσης με μία μοναδική παράμετρο που θα περιέκλειε όλες τις άλλες παραμέτρους που ελέγχουν την άνεση, ήτοι την θερμοκρασία αέρος, την υγρασία και την ταχύτητα αέρος. Συχνά μια παράμετρος ονομαζόμενη "ενεργός θερμοκρασία", χρησιμοποιείται ως δείκτης άνεσης.

Η ενεργός θερμοκρασία (ET) ορίζεται ως εκείνη η θερμοκρασία κορεσμένου αέρα, όπου το άτομο βιώνει την ίδια αίσθηση άνεσης, όπως στο πραγματικό ακόρεστο περιβάλλον. Το Σχήμα 6.1 δείχνει, για παράδειγμα, μια γραμμή με  $ET = 21,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Σε χαμηλότερες υγρασίες, οι θερμοκρασίες Ξηρού Βολβού (DBT) του αέρα μπορεί να είναι υψηλότερες για την ίδια ET και για την ίδια αίσθηση άνεσης. Έτσι σε υψηλότερη DBT, το σώμα θα έχανε περισσότερη θερμότητα υπό τη μορφή της λανθάνουσας θερμότητας π.χ. κατά την εξάτμιση της εφίδρωσης. Μια αύξηση της θερμοκρασίας θα μπορούσε να αντισταθμιστεί επίσης με την αύξηση της ταχύτητας αέρος. Για παράδειγμα, μια αύξηση  $2-3\text{ }^{\circ}\text{C}$  στη DBT μπορεί να αντισταθμιστεί με αύξηση της ταχύτητα αέρος από  $0,1$  σε  $0,3$  m/sec.

Βάσει της έννοιας της ενεργού θερμοκρασίας έχουν δημιουργηθεί κάποιοι πίνακες άνεσης, όπως ο πίνακας άνεσης του Fanger. Σε αυτούς ανατρέχουμε όποτε είναι απαραίτητο να επιτευχθεί κάποιος συμβιβασμός στις συνθήκες εσωτερικού σχεδιασμού. Επιπροσθέτως, πέραν των πινάκων άνεσης, έχουν αναπτυχθεί και μερικές εξισώσεις άνεσης. Μια εξ' αυτών δίνεται στο κεφάλαιο 21.

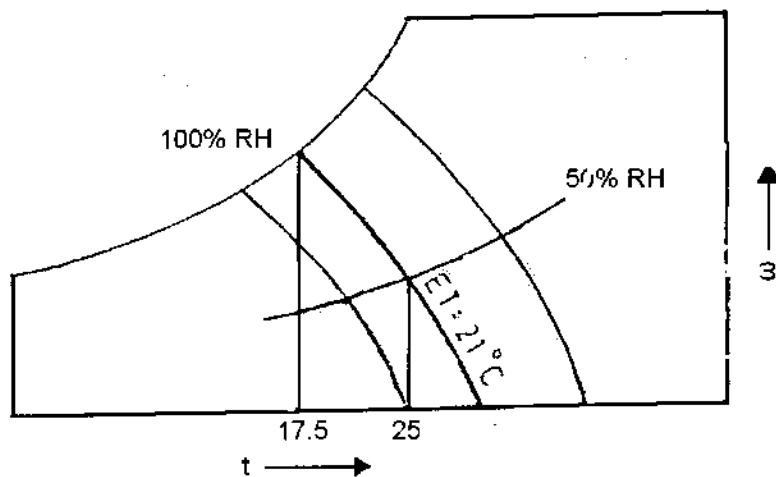
Σύμφωνα με τον Malhotra, οι ET και το εύρος των DBT με Σχετική Υγρασία (RH) 50% για άνεση έχουν ως εξής:

Κλίμα	ET, °C	Αντίστοιχη DBT σε 50% RH, °C
Ζεστό και ξηρό	21,1 έως 26,7	23,9
Ζεστό και υγρό	22 έως 25,6	26,7

Κατά γενική πρακτική συστήνονται οι ακόλουθες βέλτιστες συνθήκες εσωτερικού σχεδιασμού για τον θερινό κλιματισμό:

ET : $21,7\text{ }^{\circ}\text{C}$   
DBT : $25\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$   
RH : $50\pm 5\%$

Η αντιστοιχούσα ταχύτητα αέρος δωματίου είναι  $0,4$  m/sec. Στο Σχήμα 6.1 φαίνονται τα σημεία.



Σχήμα 6.1 Γραμμές Ενεργού θερμοκρασίας

Κατά το χειμώνα το σώμα εγκλιματίζεται για να αντεπεξέλθει στις χαμηλότερες θερμοκρασίες. Συνεπώς DBT 21 °C με 50% RH και 0,15-0,5 m/sec ταχύτητα αέρος είναι αρκούντως άνετη.

Πέρα από τη διατήρηση της θερμοκρασίας, της υγρασίας και της ταχύτητας αέρος, εξίσου σημαντική είναι και η διατήρηση της καθαρότητας του αέρα δωματίου. Ακόμα και αν δεν υπάρχουν ρυπογόνες πηγές εντός του κλιματιζόμενου χώρου, ποσότητα διοξειδίου του άνθρακα αυξάνεται λόγω των ενοίκων. Είναι, επομένως απαραίτητο να εισάγουμε φρέσκο αέρα ή αέρα εξαερισμού μέσα στο χώρο. Η ανάγκη εξαερισμού είναι εντονότερη εάν κάποιος ένοικος καπνίζει. Στην περίπτωση των ακροατηρίων, η απαίτηση αέρα εξαερισμού είναι πολύ μεγάλη. Εξ ου και η ανάγκη να απαγορεύεται το κάπνισμα σε ακροατήρια και χώρους συγκεντρώσεων. Ο Πίνακας 6.2 δίνει τις απαιτήσεις σε αέρα κλιματισμού για κάποιες εφαρμογές.

Εφαρμογή	Κάπνισμα	Συνιστώμενο cmm /άτομο	Ελάχιστα	
			cmm /άτομο	Εμβαδόν ορόφου cmm/m <sup>2</sup>
Αυθαιρέσιμα	Λίγο	0,56	0,28	
Αυθαιρέσια & Εργοστάσια	Περιστασιακό	0,28	0,21	
Αυθαιρέσια	Λίγο	0,4		
Αυθαιρέσια Συμβουλίων	Πάρα πολύ	1,4	0,56	0,03
Αυθαιρέσια Καθόλου	Καθόλου	0,21	0,14	0,0015
Αυθαιρέσια	Καθόλου	0,21	0,14	
Αυθαιρέσια Ξενοδοχείων	Πολύ	0,84	0,7	
Αυθαιρέσια Νοσοκομείων	Καθόλου	0,84		
Αυθαιρέσια Νοσοκομειακά Θέατρα Επεμβάσεων	Καθόλου	Όλο εξωτερικό		

Πίνακας 6.2 Απαιτήσεις Αέρα Εξαερισμού

## 6.2 ΑΝΕΣΗ

Τα εξέχοντα χαρακτηριστικά που διέπουν την ανθρώπινη άνεση εξετάζονται παρακάτω.

### 6.2.1 Ρυθμός Μεταβολισμού

Ο ρυθμός με τον οποίο το σώμα παράγει θερμότητα ονομάζεται *ρυθμός μεταβολισμού*. Η θερμότητα που παράγεται από ένα κανονικό υγιές άτομο κατά τον ύπνο καλείται βασικός ρυθμός μεταβολισμού και είναι της τάξης των 60W. Η μέγιστη τιμή μπορεί να είναι έως και δεκαπλάσια αυτής σε ένα άτομο σε διαρκή σκληρή εργασία.

Η θερμοκρασία του σώματος παραμένει συγκριτικά σταθερή περί τους 36,9°C για τους ιστούς στην επιφάνεια του δέρματος και περίπου 37,2 °C για τους βαθείς ιστούς ή τον πυρήνα. Έχει βρεθεί ότι η θερμοκρασία σώματος το πρωί μετά τον ύπνο είναι κατά 0,5 °C μικρότερη από τη θερμοκρασία του το απόγευμα. Η τιμή των 40,5 °C θεωρείται κρίσιμος ενώ αυτή των 43,5 °C είναι σχεδόν θανατηφόρα.

Η ανθρώπινη άνεση επηρεάζεται από παράγοντες φυσιολογίας καθοριζόμενους από την παραγωγή θερμότητας στο σώμα και το ρυθμό της διάχυσής της στο περιβάλλον.

### 6.2.2 Μηχανισμός Της Απώλειας Σωματικής Θερμοκρασίας

Το σώμα χάνει κυρίως θερμότητα προς το περιβάλλον εκ μεταγωγής, C, ακτινοβολίας, R, και εξάτμισης της υγρασίας E. Οι συνολικές απώλειες θερμότητας είναι επομένως :

$$Q = (C + R) + E$$

Διακρίνονται δυο συνιστώσες αυτής της απώλειας θερμοκρασίας : το (C + R) αποτελεί τη συνιστώσα της αισθητής θερμότητας  $Q_s$  και το E αποτελεί τη συνιστώσα της λανθάνουσας θερμότητας  $Q_L$ . Η συνιστώσα αισθητής θερμότητας εξαρτάται από τη θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ σώματος και περιβάλλοντος, και η συνιστώσα λανθάνουσας θερμότητας παρομοίως εξαρτάται από τη διαφορά της πίεσης εξάτμισης.

Το καλοκαίρι, η διατιθέμενη θερμοκρασιακή διαφορά για μεταφορά αισθητής θερμότητας είναι μικρότερη. Έτσι οι απώλειες εκ μεταγωγής και εξ ακτινοβολίας μειώνονται. Για να διατηρηθεί το θερμικό ισοζύγιο, το σώμα αρχίζει να επιδρώνει για να αυξήσει τις απώλειες εξάτμισης. Από την άλλη, το χειμώνα, η μεταφορά αισθητής θερμότητας αυξάνει, με αποτέλεσμα οι απώλειες εξάτμισης να τείνουν στο μηδέν.

### 6.2.3 Μαθηματικό Μοντέλο Ανταλλαγής Θερμότητας Μεταξύ Ανθρώπου και Περιβάλλοντος

Η ανταλλαγή θερμότητας μεταξύ ανθρώπου και περιβάλλοντος μπορεί να δοθεί απ' την ακόλουθη εξίσωση ενεργειακής ισορροπίας

$$M - W = Q + S$$

Όπου

$M$  = ρυθμός διεργασίας

$W$  = έργο από άνθρωπο

$Q$  = ρυθμός εκ μεταγωγής , εξ ακτινοβολίας και εξατμίσεως απωλειών θερμότητας

$S$  = ρυθμός αποθήκευσης θερμότητας

Το καλοκαίρι η σωματική θερμοκρασία έχει την τάση να αυξάνει , αφού η αποθηκευμένη ενέργεια  $S$  είναι θετική. Ο ρυθμός της ροής του αίματος αυξάνει κατά τις ακρότητες. Αυτή η κατάσταση καλείται αγγειοδιαστολή. Το χειμώνα , που η θερμοκρασία τείνει να πέφτει , η αποθηκευόμενη ενέργεια μπορεί να είναι αρνητική και ο ρυθμός ροής του αίματος κατά τις ακραίες δράσεις μικραίνει. Αυτό οδηγεί στην κατάσταση της αγγειοσυστολής και τελικά στο τρεμούλιασμα.

Για την κατάσταση του ισοζυγίου ή της θερμικής ουδετερότητας του σώματος , δεν θα έπρεπε να υπάρχει αποθηκευμένη ενέργεια και επομένως καμία αλλαγή στη σωματική θερμοκρασία. Για την αίσθηση της άνεσης , η θερμική ουδετερότητα είναι η απαιτούμενη κατάσταση. Οιαδήποτε απόκλιση στη θερμοκρασία του σώματος δρα ως σήμα άγχους στον εγκέφαλο , το οποίο τελικά καταλήγει σε εφίδρωση ή τρεμούλιασμα.

Ο καθαρός ρυθμός έκλυσης θερμότητας απ' το σώμα λόγω οξείδωσης είναι :

$$H = (M - W) = M (1 - \eta)$$

Όπου  $\eta$  είναι η θερμική αποδοτικότητα της θερμικής μηχανής του σώματος. Το εκτελεσθέν έργο  $W$  είναι θετικό όταν το σώμα εκτελεί κάποια εργασία. Αμφότερα ,  $M$  και  $\eta$  , εξαρτώνται από τις δράσεις του ανθρώπου. Οι τιμές της απελευθερούμενης θερμότητας συναρτήσει της δραστηριότητας φαίνονται στον Πίνακα 7.1. Η θερμική αποδοτικότητα στις περισσότερες περιπτώσεις είναι μηδέν , εκτός των περιπτώσεων υψηλής δραστηριότητας , όπως όταν παίζουμε υπαίθρια παιχνίδια , οπότε είναι της τάξης του 20%.

### 6.3 ΣΥΝΘΗΚΕΣ ΕΞΩΤΕΡΙΚΟΥ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ

Έχει παρατηρηθεί ότι υπάρχει ένα είδος ημιτονοειδούς σχέσης μεταξύ της DBT του αέρα και της ηλιακής ώρας. Για παράδειγμα κατά τον Ιούνιο σε μια συγκεκριμένη τοποθεσία όπου η ανατολή γίνεται κατά τις 5 π.μ. και η δύση κατά τις 7 μ.μ. , η ώρα ελάχιστης θερμοκρασίας είναι περίπου 4 π.μ. και αυτή της μέγιστης περίπου στις 4 μ.μ. , δηλαδή με διαφορά σχεδόν 12 ωρών.

Όσον αφορά τη σχετική υγρασία , φαίνεται ότι φτάνει την ελάχιστη τιμή της το απόγευμα. Αφού η μέση ημερήσια μέγιστη DBT απαντάται μεταξύ 1 μ.μ. και 4 μ.μ. είναι λογικό να υποθέσουμε ότι και η ελάχιστη σχετική υγρασία θα επέλθει κατά την ίδια περίοδο.

Συμφώνως προς τα ανωτέρω , μετεωρολογικά δεδομένα μιας περιοχής μπορούν να συλλεχθούν υπό τη μορφή μέσων ημερήσιων ή μηνιαίων ελαχίστων και μεγίστων θερμοκρασιών, σε συνδυασμό με τις αντιστοιχούσες σχετικές υγρασίες ή θερμοκρασίες ξηρού βολβού.

Για τις θερινές συνθήκες σχεδιασμού , επομένως , συστήνεται η χρήση μέσων μηνιαίων μεγίστων DBT , και της ανταποκρινόμενης θερμοκρασίας υγρού βολβού

(WBT). Πολύ συχνά η WBT δε δύναται να εξακριβωθεί από τα προερχόμενα από μετεωρολογικά εργαστήρια δεδομένα. Η WBT πέφτει ταυτόχρονα τη στιγμή της μέγιστης DBT. Παρ' όλ' αυτά είναι ουσιώδης η λήψη της WBT κατ' αυτόν τον τρόπο και όχι από την αξία της μέγιστης WBT καθότι αυτό θα οδηγούσε σε λανθασμένα υψηλό ψυκτικό φορτίο. Αυτό συμβαίνει διότι η σχετική υγρασία είναι ελάχιστη όταν η DBT είναι μέγιστη και το αντίστροφο. Κάτι τέτοιο δε σημαίνει ότι η WBT θα είναι επίσης ελάχιστη όταν η DBT είναι η μέγιστη κατά τη διάρκεια μιας ημέρας. Στην πραγματικότητα, η WBT παραμένει πάνω κάτω ομοιόμορφη σε οποιαδήποτε μεμονωμένη ημέρα.

Όσο για το χειμώνα χρησιμοποιείται η έννοια των βαθμοημερών. Έχει βρεθεί ότι κατανάλωση καυσίμου το χειμώνα για τη θέρμανση κτιρίων μεταβάλλεται σχεδόν ευθέως με την διαφορά μεταξύ εξωτερικής θερμοκρασίας και μιας λογικής εσωτερικής ET 18,5°C (65F). Ούτως η κατανάλωση καυσίμου θα ήταν πρακτικώς μηδέν αν η εξωτερική θερμοκρασία ήταν 18,5 °C. Από την άλλη μεριά, κατανάλωση καυσίμου θα διπλασιαζόταν αν η θερμοκρασία έπεφτε από τους 13,5 στους 8,5 °C. Μια βαθμοημέρα λογίζεται για κάθε βαθμό που η μέση εξωτερική θερμοκρασία βρίσκεται κάτω από 18,5 °C κατά τη διάρκεια 24 ωρών. Άρα εάν σε οποιαδήποτε δοθείσα τοποθεσία η μέση εξωτερική θερμοκρασία 30 ημερών είναι 10°C, τότε οι βαθμοημέρες της περιόδου θα ήταν

$$(18,5 - 10) * (30) = 255$$

Αυτή η έννοια επιτρέπει τον υπολογισμό της κατανάλωσης καυσίμου ενός κτιρίου για μια δοσμένη περίοδο. Για παράδειγμα, η κατανάλωση ατμού S μπορεί να υπολογιστεί από την ακόλουθη εξίσωση

$$S = \frac{Q * (\text{βαθμοημέρες}) * (24)}{1055}$$

Όπου  $Q_D$ : θερμική απώλεια του κτιρίου ανά βαθμό θερμοκρασιακής διαφοράς μεταξύ εσωτερικού και περιβάλλοντος σε kW.

1055: κατά προσέγγιση απελευθερούμενη θερμότητα απ' τον ατμό σε kJ/kg.

Η τιμή του  $Q_D$  μπορεί να υπολογιστεί γνωρίζοντας τη συνολική θερμική απώλεια Q του κτιρίου για μια συγκεκριμένη θερμοκρασιακή διάφορα. Έτσι:

$$Q_D = \frac{Q}{t_i - t_o}$$

Για τον υπολογισμό της εξωτερικής θερμοκρασίας σχεδιασμού, παίρνουμε ένα τυπικό Ιανουάριο κάποιας τοποθεσίας, του οποίου οι βαθμοημέρες είναι 677. Τότε η εξωτερική θερμοκρασία σχεδιασμού μπορεί να ληφθεί ως ακολούθως:

$$31 (18,5 - t_o) = 677$$

$$t_o = -3.3^\circ\text{C}$$

## 6.4 ΕΠΙΛΟΓΗ ΣΥΝΘΗΚΩΝ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΠΑΡΟΧΗΣ

Θεωρούμε ένα πλήρως στεγανοποιημένο δωμάτιο με ένα εσωτερικό κέρδος αισθητής θερμότητας  $Q_s$ . Η εσωτερική DBT  $t_i$  θα αυξηθεί πάνω από την εξωτερική

θερμοκρασία  $t_o$  , έως ότου η μεταφερόμενη προς το εξωτερικό θερμότητα εξισωθεί με αυτή που παράγεται εντός. Με αυτή τη συνθήκη ισοζυγίου:

$$t_i = t_o + \frac{Q_s}{UA}$$

όπου  $U$  είναι ο συνολικός συντελεστής θερμομεταφοράς του κτιρίου και  $A$  είναι η επιφάνειά του. Για παράδειγμα έστω ένα τυπικό κυβικό δωμάτιο ακμής 3,16m

$$Q_s = 2kW, U = 1,2Wm^{-2}K^{-1}, A = A(3,16^2) = 60m^2$$

Τότε εάν η εξωτερική θερμοκρασία είναι  $40^\circ C$  , η εσωτερική θερμοκρασία ελλείψει κλιματισμού θα γίνει

$$t_i = 40 + \frac{2 * 10^3}{1,2 * 60} = 67,8^\circ C$$

Για να βελτιωθεί η κατάσταση θα βοηθούσε ο εξαερισμός του δωματίου. Αν φρέσκος αέρας απ' το ύπαιθρο έμπαινε στο δωμάτιο ως αέρας εξαερισμού , η θερμοκρασία θα μειωθεί. Έστω ότι αυτός ο αέρας που παρέχεται είναι ίσος με  $n$  αλλαγές αέρα την ώρα. Μια αλλαγή αέρος είναι ισοδύναμη με το ποσό του αέρα που παρέχεται ανά ώρα ίσο με τον όγκο του δωματίου. Αν  $V$  είναι ο όγκος του δωματίου , τότε η θερμοκρασία που επιτυγχάνεται στο δωμάτιο θα δίνεται από την εξίσωση ενεργειακής ισορροπίας

$$Q_s = \frac{\rho_{cp} n V (t_i - t_o)}{3600} + UA(t_i - t_o)$$

ήτοι

$$t_i = t_o + \frac{3600 Q_s}{\rho_{cp} n V + 3600 UA}$$

Στην περίπτωση του παραδείγματος του δωματίου που πήραμε νωρίτερα , αν λάβουμε  $n = 10$  τότε

$$t_i = 40 + \frac{3600 * 2}{1,2 * 1,0216 * 10 * 3,16^3 * \left(\frac{1,2}{1000}\right) * 60} = 51,1^\circ C$$

Επομένως εάν το εσωτερικό θερμικό κέρδος του δωματίου είναι υψηλό , ο εξαερισμός θα μειώσει τη θερμοκρασία δωματίου.

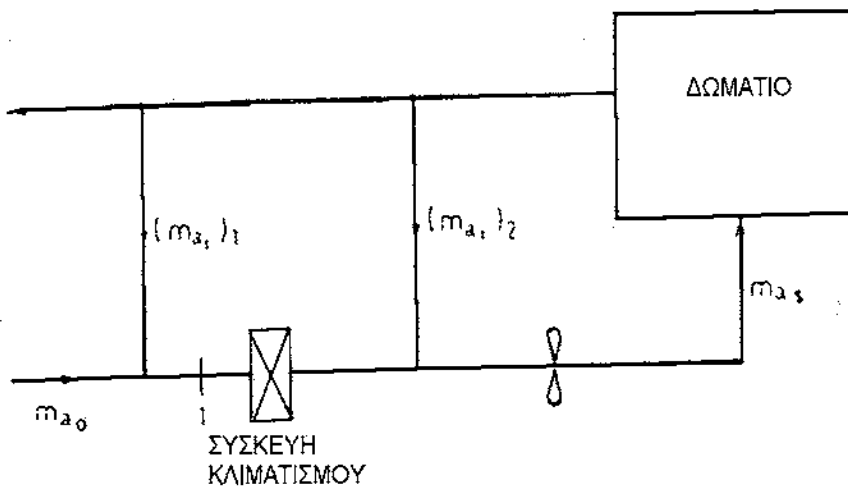
Στην πράξη , όμως , τα πράγματα δεν είναι όσο άσχημα φαίνονται από τους ανωτέρω υπολογισμούς. Εξαιτίας της επίδρασης της πτώσης της εξωτερικής DBT κατά τη νύχτα , αλλά και της αποθήκευσης θερμότητας λόγω της θερμικής χωρητικότητας του κτιρίου , η θερμοκρασία δωματίου δεν ανεβεί στο βαθμό που παρουσιάζεται πιο πάνω.

Παρ' όλ' αυτά , για να διατηρηθούν συνθήκες άνεσης στο δωμάτιο , είναι απαραίτητο να κλιματίζουμε τον αέρα , γενικά , σε χαμηλότερη θερμοκρασία και υγρασία κατά το καλοκαίρι και σε υψηλότερες τιμές κατά το χειμώνα. Στο προηγούμενο κεφάλαιο είδαμε ότι η κατάσταση του παρεχόμενου αέρα εξαρτάται από το συντελεστή της γραμμής αισθητής θερμότητας του δωματίου. Έτσι ,

θερμοδυναμικά , υπάρχει ένα εύρος διαθέσιμων επιλογών για την κατάσταση του αέρα παροχής. Για κάθε κατάσταση παροχής αέρα , υπάρχει και ένας ρυθμός παροχής αέρα. Αντιστοίχως του ελάχιστου βάρους αέρα παροχής , η κατάσταση παροχής είναι στο σημείο δρόσου της συσκευής για το καλοκαίρι , ή με ελαφρά απόκλιση αυτό στην περίπτωση πεπερασμένου παράγοντα παράκαμψης (bypass) της κλιματιστικής συσκευής. Αυτό το ελάχιστο βάρος αέρα παροχής μπορεί να μην είναι επαρκές από την άποψη του καλού διαμοιρασμού του αέρα που στοχεύει στην εξίσωση θερμοκρασίας αλλά και υγρασίας σε όλο τον κλιματιζόμενο χώρο , όπως επίσης και της εξασφάλισης κάποιας κίνησης του αέρα στο επίπεδο κατοίκησης. Για την καλή διανομή του αέρα έχει βρεθεί ότι απαιτείται παροχή κλιματιζόμενου αέρα ίση με 8-12 αλλαγές αέρα ανά ώρα.

Ανταποκρινόμενη στο καθορισμένο μέγεθος της ποσότητας του αέρα παροχής , η θερμοκρασία του αέρα παροχής για θερινό κλιματισμό θα ήταν 12,5 με 7,5 κάτω από τη θερμοκρασία δωματίου.

Σε περίπτωση που το ελάχιστο βάρος του αέρα παροχής δεν πληροί την απαίτηση αλλαγής αέρα τότε είναι δυνατό να αυξήσουμε την ποσότητα του αέρα παροχής αναμειγνύοντάς τον με ένα πρόσθετο ποσό ανακυκλωμένου αέρα δωματίου . όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.2 Η επίδραση της μείξης είναι ότι απλώς αυξάνει τον όγκο του αέρα παροχής και αντιστοίχως αλλάζει τη θερμοκρασία και την υγρασία του , αλλά σε καμία περίπτωση δεν επηρεάζει την ικανότητα αυτού του αέρα να φτάσει το αισθητό και λανθάνον θερμικό φορτίο του δωματίου. Σε αυτή την περίπτωση η ποσότητα κλιματισμένου αέρα είναι  $[(m_{a,i})_1 + m_{a_0}]$  , αλλά η ποσότητα αέρα παροχής γίνεται  $[(m_{a,i})_1 + m_{a_0} + (m_{a,i})_2]$  . Έτσι η κατάσταση αέρα παροχής πηγαίνει στο s όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.3 . Η διαθέσιμη αύξηση αποξηραμένου αέρα είναι  $(t_i - t_s)$



Σχήμα 6.2 Ανακυκλωμένος αέρας δωματίου προστιθέμενος μετά την συσκευή κλιματισμού

### Παράδειγμα 6.1

Ένας κλιματιζόμενος χώρος διατηρείται στους 26 °C DBT και 50 % RH όταν οι εξωτερικές συνθήκες είναι 35 °C DBT και 28 °C WBT.

( α ) Αν ο χώρος έχει κέρδος αισθητής θερμότητας 17,6 kW και ο αέρας παρέχεται στο δωμάτιο με συνθήκη 8 °C κορεσμού, να υπολογιστούν:

- ( i ) τις τιμές της μάζας και του όγκου του ρεύματος του αέρα που παρέχεται στο δωμάτιο.
- ( ii ) το κέρδος της λανθάνουσας θερμότητας στον χώρο.
- ( iii ) το ψυκτικό φορτίο του ψυκτικού συστήματος, αν 15 % του συνολικού βάρους του αέρα που παρέχεται στον χώρο είναι φρέσκος αέρας και το





( iii ) το ψυκτικό φορτίο

$$Q = m_{as}(h_1 - h_2) \\ = (3370/3600)[(3/4)(90) + (1/4)(53.5) - 25] = 52.3 \text{ kW}$$

( β ) σε αυτή την περίπτωση η παροχή του αέρα μετακινείται από το s στο 2.

$$( i ) TR = (52.3/3.5167) = 14.9$$

η τιμή του όγκου του αέρα παροχής

$$Q_{vs} = 6(14.9) = 89.4 \text{ cmm}$$

Η θερμοκρασία του αέρα παροχής δίνεται από:

$$Q_s = m_{as}c_p(t_i - t_s) \\ 17.6 = (89.4/60u_s)(1.0216)(26 - t_s)$$

λύνοντας με τη μέθοδο δοκιμής και σφάλματος:

$$t_s = 17^\circ\text{C} \\ u_s = 0.828 \text{ m}^3/\text{kg}$$

( ii ) η μάζα του αέρα παροχής:

$$m_{as} = (89.4)(60)/0.828 = 6478 \text{ kg/h}$$

ο ανακυκλώσιμος αέρα του δωματίου μετά τη συσκευή κλιματισμού:

$$(m_{ai})_2 = 6478 - 3370 = 3108 \text{ kg/h}$$

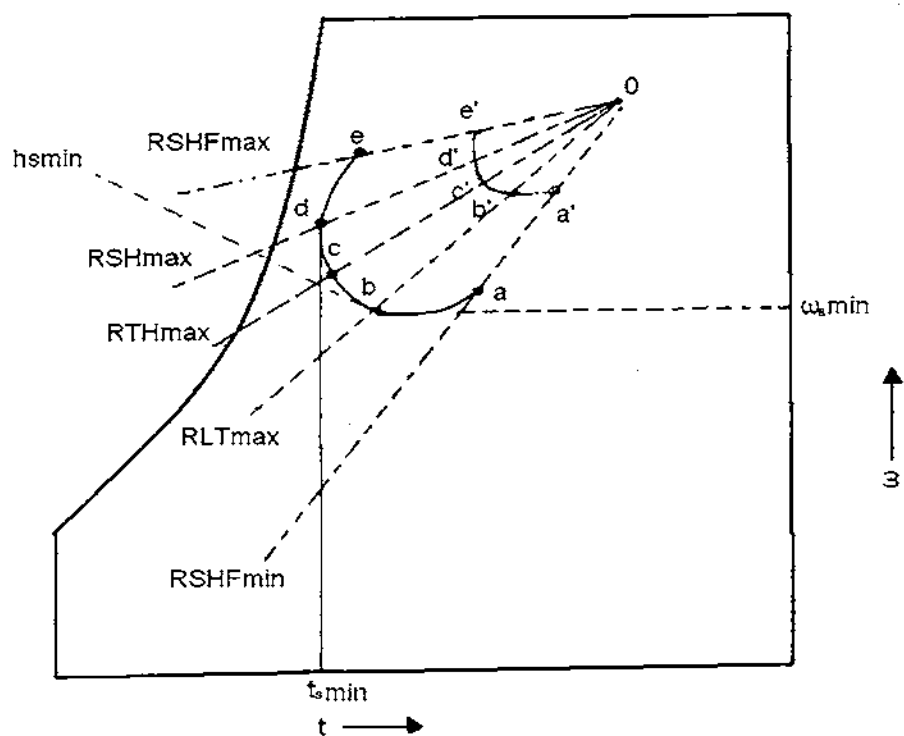
ο όγκος ροής του αέρα:

$$(Q_{vi})_2 = (m_{ai})_2 u_i \\ = (3108/60)(0.86) = 44.55 \text{ cmm}$$

## 6.5 ΚΡΙΣΙΜΕΣ ΣΥΝΘΗΚΕΣ ΦΟΡΤΙΣΗΣ

Υπάρχουν πέντε κρίσιμες συνθήκες φόρτισης. Τρεις εξ αυτών καθορίζονται από τις μέγιστες τιμές των τριών φορτίων, ήτοι αισθητού, λανθάνοντος και ολικού, και οι άλλες δύο από τις μέγιστες και ελάχιστες τιμές του παράγοντα αισθητής θερμότητας δωματίου. Οι γραμμές κατάστασης των πέντε περιπτώσεων για θερινό κλιματισμό παρουσιάζονται στο Σχήμα 6.4

Έχει παρατηρηθεί ότι για κάποια συγκεκριμένη ποσότητα αέρα παροχής, η  $RSH_{max}$  καθορίζει την ελάχιστη θερμοκρασία αέρα παροχής  $t_{s \min}$ , ενώ η  $RLH_{max}$  καθορίζει την ελάχιστη υγρασία αέρα παροχής  $\omega_{s \min}$ . Ομοίως η  $RTH_{max}$  καθορίζει την ελάχιστη ενθαλπία αέρα παροχής  $h_{s \min}$ . Μια καμπύλη διαμέσου των τριών καταστάσεων του αέρα παροχής b, c, d ορίζει των τόπο των καταστάσεων αέρα παροχής προς διατήρηση του δωματίου στο i, κάτω από τις τρεις καταστάσεις μέγιστης φόρτισης στον καθορισμένο σταθερό ελάχιστο ρυθμό αέρα παροχής, ο οποίος προσδιορίζεται με βάση το μέγιστο φορτίο αισθητής θερμότητας.



Σχήμα 6.4 Πέντε κρίσιμες συνθήκες φόρτισης

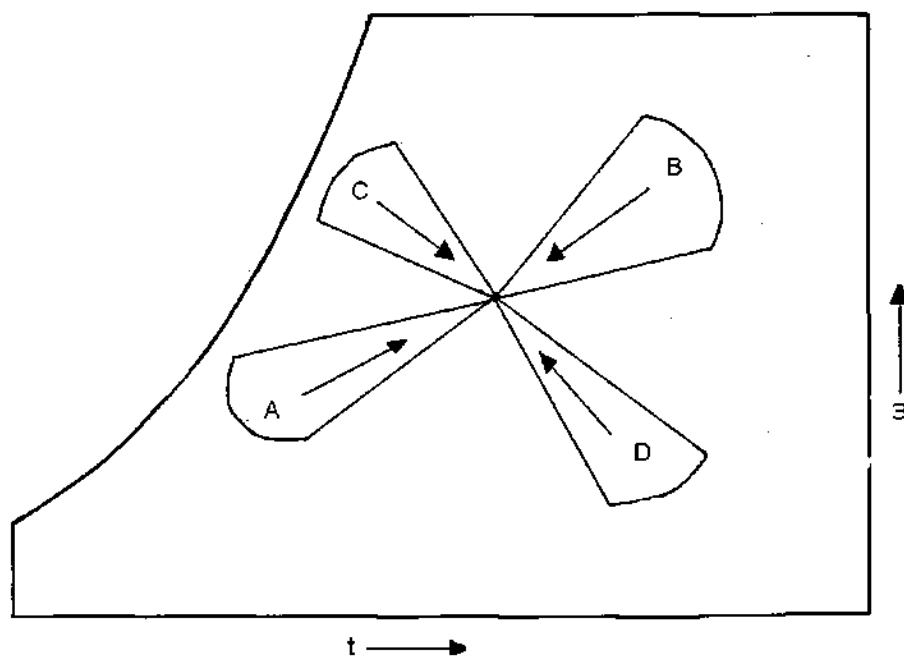
Έχει παρατηρηθεί ότι για κάποια συγκεκριμένη ποσότητα αέρα παροχής, η  $RSH_{max}$  καθορίζει την ελάχιστη θερμοκρασία αέρα παροχής  $t_{s,min}$ , ενώ η  $RLH_{max}$  καθορίζει την ελάχιστη υγρασία αέρα παροχής  $\omega_{s,min}$ . Ομοίως η  $RTH_{max}$  καθορίζει την ελάχιστη ενθαλπία αέρα παροχής  $h_{s,min}$ . Μια καμπύλη διαμέσου των τριών καταστάσεων του αέρα παροχής b, c, d ορίζει των τόπο των καταστάσεων αέρα παροχής προς διατήρηση του δωματίου στο i, κάτω από τις τρεις καταστάσεις μέγιστης φόρτισης στον καθορισμένο σταθερό ελάχιστο ρυθμό αέρα παροχής, ο οποίος προσδιορίζεται με βάση το μέγιστο φορτίο αισθητής θερμότητας.

Οι άλλες δύο καταστάσεις μέγιστου και ελάχιστου παράγοντα αισθητής θερμότητας δωματίου συμβαίνουν συχνά σε μερικές φορτίσεις. Οι συνθήκες παροχής σε αυτές τις περιπτώσεις μπορούν παρομοίως να οριστούν ως e και a για τις δυο περιπτώσεις αντιστοίχως. Η καμπύλη abcde σχηματίζει τον πλήρη τόπο των καταστάσεων αέρα παροχής για τον ελάχιστο ρυθμό παροχής αέρα. Μια παρόμοια καμπύλη a'b'c'd'e' μπορεί να σχεδιαστεί ανταποκρινόμενη στο μέγιστο ρυθμό. Μεταξύ των δύο καμπυλών βρίσκεται άπειρος αριθμός τόπων που αντιστοιχούν σε διαφορετικούς ρυθμούς και καταστάσεις αέρα παροχής. Το ιδανικό κλιματιστικό σύστημα θα ήταν ικανό να διαχειριστεί όλες τις παραπάνω περιπτώσεις.

Η διερεύνηση κάθε μίας των άνωθεν περιπτώσεων κρίσιμης φόρτισης είναι το πολυπλοκότερο των έργων που έχει να αντιμετωπίσει ένας μηχανικός κλιματισμού. Στις περισσότερες περιπτώσεις μια ή περισσότερες αυτών των γραμμών θα συμπίπτουν στον ψυχομετρικό χάρτη, αλλοποιώντας έτσι το πρόβλημα.

Το Σχήμα 6.5 δείχνει τέσσερις βασικούς τύπους προβλημάτων παροχής. Ο τομέας A αντιστοιχεί στην περιοχή των καταστάσεων αέρα παροχής για θερινό κλιματισμό άνεσης που σχετίζεται με την ψύξη και το νότισμα του αέρα. Ο τομέας B αντιπροσωπεύει το ίδιο, αλλά για το χειμώνα το οποίο συνοδεύεται με θέρμανση και αποξήρανση. Οι τομείς C και D είναι για ψύξη και νότισμα, και θέρμανση και

αποξήρανση αντιστοίχως. Αυτοί οι συνδυασμοί διαδικασιών δεν προκύπτουν κανονικά στον κλιματισμό άνεσης, αλλά είναι συχνά μεγάλης σημασίας για τα συστήματα βιομηχανικού κλιματισμού.



Σχήμα 6.5 Τέσσερις τύποι προβλημάτων παροχής

# 7 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΦΟΡΤΙΩΝ ΚΑΙ ΕΦΑΡΜΟΣΜΕΝΗ ΨΥΧΡΟΜΕΤΡΙΚΗ

## 7.1 ΠΡΟΚΑΤΑΡΚΤΙΚΟΙ ΣΥΛΛΟΓΙΣΜΟΙ

Η έμφαση που πρέπει να δίνεται στους ακριβείς υπολογισμούς στο σχεδιασμό κλιματισμού και στην επιλογή των συσκευών , δεν είναι ποτέ αρκετή. Πράγματι η ακρίβεια και η φροντίδα που ασκεί ο σχεδιαστής στους υπολογισμούς του ψυκτικού φορτίου το καλοκαίρι και του θερμικού φορτίου το χειμώνα , εξασφαλίζει την επιτυχή και άνευ προβλημάτων λειτουργία μιας κλιματιστικής εγκατάστασης μετά την τοποθέτησή της.

Ένα σημαντικό στοιχείο της άσκησης είναι η ημερομηνία και η ώρα για τις οποίες γίνονται οι υπολογισμοί. Η ημερομηνία εξαρτάται από τις τοπικές κλιματολογικές συνθήκες. Παρόλο που η μέγιστη μέρα του καλοκαιριού είναι η 21<sup>η</sup> Ιουνίου , η πιο ζεστή και υγρή ημέρα μπορεί να πέσει τον Ιούλιο. Ομοίως η ψυχρότερη μέρα μπορεί να πέσει τον Ιανουάριο ή ακόμα και τον Φεβρουάριο αντί της 21<sup>ης</sup> Δεκεμβρίου. Επίσης ενώ η μέγιστη εξωτερική θερμοκρασία μπορεί να συμβεί στις 1 ή 2 μ.μ. , το μέγιστο θερμικό κέρδος του δωματίου μπορεί να το έχουμε στις 3 ή 4 μ.μ. εξαιτίας της απευθείας ηλιακής ακτινοβολίας στη δυτική πλευρά , ή αργότερα λόγω της χρονικής υστέρησης της μεταφοράς θερμότητας διαμέσου του κτιρίου. Περαιτέρω , η προβλεπόμενη χρήση του κτιρίου θα επηρεάσει την επιλογή της ώρας. Για παράδειγμα , για ένα κτίριο γραφείων το χειμώνα , που δε χρησιμοποιείται τη νύχτα , η ώρα για τον υπολογισμό του φορτίου μπορεί να ληφθεί τις πρώτες πρωινές ώρες , παρόλο που το μέγιστο θερμικό φορτίο μπορεί να είναι το βράδυ. Παρομοίως , ένα κτίριο γραφείων το καλοκαίρι μπορεί να έχει το μέγιστο ψυκτικό φορτίο στις 7 μ.μ. λόγω της χρονικής υστέρησης , αλλά αφού ουδείς θα είναι παρών τότε , η ώρα για τους υπολογισμούς φορτίου μπορεί να ληφθεί ως 4 ή 5 μ.μ.

Οι κυριότερες συνιστώσες του φορτίου στα κτίρια είναι η άμεση ηλιακή ακτινοβολία δια των δυτικών παραθύρων , η μετάδοση δια της κτιριακής δομής και ο φρέσκος αέρας για εξαερισμό. Στις περιπτώσεις θεάτρων και ακροατηρίων , το φορτίο πληρότητας είναι κυρίαρχο.

Λεπτομερής ανάλυση του φαινομένου ηλιακής ακτινοβολίας σε επιφάνεια και μετάδοσής της διαμέσω γυαλιού , έγινε στο Κεφάλαιο 17. Μετέπειτα στο κεφάλαιο 18 μελετήσαμε τις μεθόδους υπολογισμού της μετάδοσης και διάχυσης της θερμότητας δια των δομών. Αυτά αποτελούν τις συνιστώσες φόρτισης του κτιρίου από το εξωτερικό περιβάλλον. Το εσωτερικό και τα θερμικά κέρδη ή απώλειες του συστήματος αποτελούν κύριες συνιστώσες άλλων φορτίων.

Σε αυτό το κεφάλαιο παρουσιάζονται πρώτα οι μέθοδοι εκτίμησης των προαναφερθέντων , αλλά και άλλων φορτίων , ακολουθούμενες από μια περίληψη όλων των φορτίων στο τέλος , μαζί με ένα φύλλο υπολογισμού που δείχνει τη διαδικασία που ακολουθούν οι μηχανικοί.

## 7.2 ΕΣΩΤΕΡΙΚΑ ΘΕΡΜΙΚΑ ΚΕΡΔΗ

Τα αισθητά και λανθάνοντα θερμικά κέρδη εξαιτίας των κατοίκων , του φωτισμού , των συσκευών , των μηχανημάτων , των σωληνώσεων κτλ εντός του κλιματιζόμενου χώρου , αποτελούν τις συνιστώσες των εσωτερικών θερμικών κερδών.

### 7.2.1 Φορτίο Κατοίκων

Οι κάτοικοι ενός κλιματιζόμενου χώρου αποδίδουν θερμότητα με ένα μεταβολικό ρυθμό που πάνω κάτω εξαρτάται από το ρυθμό εργασίας τους. Η σχετική αναλογία αισθητής και λανθάνουσας θερμότητας που αποδίδεται , όμως , εξαρτάται από τη DBT του περιβάλλοντος. Όσο χαμηλότερη είναι η DBT , τόσο μεγαλύτερη είναι η θερμότητα που απελευθερώνεται ως αισθητή θερμότητα.

Τυπικές τιμές της θερμότητας που αποδίδεται φαίνονται στον Πίνακα !!! Οι τιμές για τα εστιατόρια περιλαμβάνουν επιπλέον και τη θερμότητα που αποδίδουν τα φαγητά. Θα δούμε ότι το κέρδος αισθητής θερμότητας (S) δε μεταβάλλεται σημαντικά με τη δραστηριότητα , όλο και περισσότερη λανθάνουσα θερμότητα (L) ελευθερώνεται συμπληρώνοντας έτσι την ολική θερμότητα. Το σύνηθες πρόβλημα στον υπολογισμό του φορτίου κατοίκων είναι η εκτίμηση του ακριβούς αριθμού των παρόντων ατόμων.

Δραστηριότητα	Μεταβολικός Ρυθμός W	Ελευθερούμενη Θερμοκρασία W							
		Θερμοκρασία Ξηρού Βολβού Δωματίου °C							
		20		22		24		26	
		A	Λ	A	Λ	A	Λ	A	Λ
Σε Ανάπαυση	115	90	25	80	35	75	40	65	50
Εργασία σε Γραφείο	140	100	40	90	50	80	40	70	70
Ορθοστασία	150	105	45	95	55	82	68	72	78
Γεύμα σε Εστιατόριο	160	110	50	100	60	85	75	75	85
Ελαφρά Εργασία σε Εργοστάσιο	235	130	105	115	120	100	135	80	155
Χορός	265	140	125	125	140	105	160	90	175

Πίνακας 7.1 Θερμότητα που ελευθερώνεται λόγω ενοίκων

### 7.2.2 Φορτίο Φωτισμού

Τα ηλεκτρικά φώτα παράγουν αισθητή θερμότητα ίση με το ποσό της ηλεκτρικής ενέργειας που καταναλώνουν. Η περισσότερη ενέργεια απελευθερώνεται ως θερμότητα και η υπόλοιπη ως φως , το οποίο τελικά θα μετατραπεί σε θερμότητα μετά από μερικές σκεδάσεις.

Οι κατασκευαστές φωτισμών δίνουν κάποιες οδηγίες για τις απαιτήσεις ισχύος διάφορων εξαρτημάτων. Για τις φθορίζουσες λάμπες μπορούμε να πούμε ότι η απορροφούμενη ηλεκτρική ενέργεια στο εξάρτημα είναι περίπου 25% πάνω από το

απαραίτητο για την επίτευξη του απαιτούμενου φωτισμού. Έτσι μια λάμπα 60W θα χρειάζεται 75W στο εξάρτημα. Το πλεόνασμα των 15W εκλύεται στον εξοπλισμό ελέγχου του εξαρτήματος.

Ως πρόχειρο υπολογισμό κάποιος μπορεί να χρησιμοποιήσει το φορτίο φωτισμού, ίσο με  $33,5\text{W/m}^2$  για να παράγει ένα πρότυπο φωτισμού  $540\text{ lumens/m}^2$  σε ένα χώρο γραφείου.

Όταν ξέρουμε το βατάζ, ο υπολογισμός του θερμικού κέρδους γίνεται ως ακολούθως:

$$\text{Φθορίζον : } Q = \text{Συνολικά W} \times 1.25$$

$$\text{Πυράκτωσης : } Q = \text{Συνολικά W}$$

### 7.2.3 Φορτίο Συσκευών

Οι περισσότερες συσκευές αποδίδουν και αισθητή και λανθάνουσα θερμότητα. Η παραγόμενη λανθάνουσα θερμότητα εξαρτάται από τη λειτουργία που επιτελούν, όπως στέγνωμα, μαγείρεμα κ.ο.κ. Οι συσκευές αερίου παράγουν πρόσθετη υγρασία εξαιτίας της ανάφλεξης. Τέτοια φορτία μπορούν να μειωθούν σημαντικά παρέχοντας κατάλληλα σχεδιασμένα καλύμματα με σύστημα θετικής εξάτμισης ή αναρρόφησης πάνω από τα καλύμματα.

Συσκευές στον κλιματιζόμενο χώρο είναι κοινό χαρακτηριστικό στις καφετέριες. Ο Πίνακας 7.2 δίνει γενικές οδηγίες για τα αισθητά και λανθάνοντα θερμικά φορτία κοινών ακάλυπτων συσκευών εστιατορίων.

Συσκευή	Αισθητό	Λανθάνον	Ολικό
Καφετιέρα 0,5 gal	265	65	329
Θερμαντήρας καφέ 0,5 gal	71	27	98
Βραστήρας ανγών	353	235	60
Θερμαντήρας φαγητού /m <sup>2</sup> πιάτου	1150	1150	2300
Σχάρα τηγανίσματος με κάλυμμα (46X36)cm <sup>2</sup>	912	500	1412
Τοστιέρα 360 φέτες / ώρα	1500	382	1882

Πίνακας 7.2 Φορτίο Συσκευών, W

Οι ηλεκτροκινητήρες αποδίδουν αισθητή θερμότητα στον κλιματιζόμενο χώρο. Μέρος της ισχύος εισόδου μετατρέπεται απευθείας σε θερμότητα λόγω της αναποδοτικότητας του κινητήρα και διαχέεται μέσω του πλαισίου του κινητήρα. Αυτή η ισχύς είναι:

$$(\text{Είσοδος})(1 - \text{Βαθμός απόδοσης κινητήρα})$$

Η υπόλοιπη ισχύς χρησιμοποιείται από τον κινούμενο μηχανισμό για να αποδώσει έργο το οποίο μπορεί, ή και όχι, να συντελέσει σε θερμικό κέρδος στο χώρο. Αυτά εξαρτώνται από το αν η εισροή ενέργειας γίνεται μέσα στο χώρο ή εκτός αυτού.

### 7.2.4 Σωληνώσεις, Δεξαμενές, Εξάτμιση Νερού από Επιφάνεια και Ατμός

Λόγω της μεταφοράς θερμότητας, από τα ενεργά δίκτυα σωληνώσεων που φέρουν ζεστά ρευστά, προστίθεται στο χώρο θερμότητα. Από την άλλη, κρύοι σωλήνες μπορούν να απάγουν θερμότητα από το χώρο. Ανοικτές δεξαμενές με ζεστό νερό συμβάλλουν τόσο στην αισθητή όσο και στη λανθάνουσα θερμότητα του χώρου,

εξαιτίας της εξατμίσεως. Αυτό υπολογίζεται ξέροντας το ρυθμό εξατμίσεως και την ενεργειακή ισορροπία.

Στον βιομηχανικό κλιματισμό , τα προϊόντα χρειάζονται συχνά να αποξηρανθούν. Αυτό περιλαμβάνει το αισθητό θερμικό κέρδος από τις ζεστές επιφάνειες του ξηραντήρα και το λανθάνον θερμικό κέρδος , εξαρτώμενο από το ρυθμό αποξήρανσης. Η γνώση των συντελεστών μεταφοράς θερμότητας και μάζας είναι αναγκαία για τους παραπάνω υπολογισμούς.

Όταν ατμός εισέρχεται του κλιματιζόμενου χώρου , το αισθητό θερμικό κέρδος SHG (Sensible Heat Gain) είναι ελάχιστο και ισούται μόνο με τη διαφορά ενθαλπών του ατμού , στη θερμοκρασία ατμού , και των ατμών νερού στη DBT του δωματίου. Το κύριο φορτίο είναι στη μορφή του λανθάνοντος θερμικού κέρδους LHG (Latent Heat Gain). Έτσι :

$$\begin{aligned} \text{SHG} &= (\text{kg/sec})(t_{\text{scam}} - t_i)\text{kW} \\ \text{LHG} &= (\text{kg/sec})(2500)\text{kW} \end{aligned}$$

### 7.2.5 Φορτίο Προϊόντων

Στην περίπτωση των εν ψυχρώ αποθηκεύσεων οι συσκευές μονώνονται με 10-15cm θερμόκολλας και είναι σχεδόν πλήρως σφραγισμένα. Έτσι πολλά από τα φορτία που έχουμε σε κτίρια με κλιματισμό άνεσης απουσιάζουν ή ελαττώνονται στην εν ψυχρώ αποθήκευση. Όμως σε προσθήκη της αρχικής θερμότητας που αφαιρείται από το προϊόν κατά την αρχική του φόρτωση , υπάρχει και η θερμότητα που παράγεται από τα αγαθά κατά την αποθήκευση. Αυτή η θερμότητα εφίδρωσης δημιουργεί ένα μετρήσιμο φορτίο προϊόντος ακόμα και στους 0°C. Σε υψηλότερες θερμοκρασίες αυξάνει. Ο κατά προσέγγιση ρυθμός διεργασίας της θερμότητας από διάφορα προϊόντα δίνεται στον Πίνακα 7.3 .

### 7.2.6 Φορτίο Διεργασιών

Η διαδικασία υπολογισμού του ψυκτικού και θερμικού φορτίου για διάφορες βιομηχανικές κλιματιστικές διεργασίες είναι συγκεκριμένη για κάθε διεργασία. Οι απαιτήσεις της διεργασίας μπορεί να περιλαμβάνουν τον έλεγχο ενός ή περισσότερων των κάτωθι παραγόντων:

1. Ανάκτηση του περιεχομένου υγρασίας από υγροσκοπικά υλικά , όπως βαμβάκι , μετάξι , καπνός κ.α. , και της συνοδευόμενης απελευθερωμένης θερμότητας.
2. Φορτίο αποξήρανσης
3. Ρυθμός χημικών και βιοχημικών αντιδράσεων
4. Ρυθμός κρυσταλλοποίησης , κατάψυξης κ.α.
5. Αισθητό ψυκτικό φορτίο

Για λεπτομέρειες σε αυτά τα φορτία μπορείτε να ανατρέξετε στο εγχειρίδιο της ASHRAE



Πίνακας 7.3 Θερμότητα εξάχνωσης προϊόντων σε J/kg ανά 24 ώρες

Προϊόν	Θερμοκρασία Αποθήκευσης		
	0°C	4,4°C	15,6°C
Μήλα	312-1650	625-2810	2390-8215
Μπανάνες	-	-	-
Λάχανο	1248	1770	4265
Καρότα	2183	3640	8420
Κουνουπίδι	-	4680	10500
Κεράσια	1352-1871	-	11440-13725
Αγγούρια	-	-	2290-6860
Κίτρο	416-1040	730-1350	2290-4160
Σταφύλια Αμερικής	624	1250	3640
Σταφύλια Ευρώπης	312-416	-	2290-2705
Λεμόνια	520-936	625-1975	2390-5200
Πεπόνια	1350	2080	8840
Μανιτάρια	6446	-	-
Κρεμμύδια	728-1144	830	2495
Πορτοκάλια	416-1040	1350-1665	3850-3405
Ροδάκινα	936-1456	1455-2080	7590-9670
Αχλάδια	728-936	-	9150-13725
Φασόλια	8526-8733	13520-16635	40860-46265
Λαμάσκηνο	416-728	935-1560	2495-2910
Πατάτες αγίνωτες	-	2705	3015-7070
Πατάτες ώριμες	-	1350-1870	1560-2705
Φράουλες	2807-3950	3745-7070	16220-21105
Τομάτες πράσινες	625	1145	6445
Τομάτες ώριμες	1040	1350	5820
Ραπανάκια	1975	2290	5510

### 7.2.6 Φορτίο Διεργασιών

Η διαδικασία υπολογισμού του ψυκτικού και θερμικού φορτίου για διάφορες βιομηχανικές κλιματιστικές διεργασίες είναι συγκεκριμένη για κάθε διεργασία. Οι απαιτήσεις της διεργασίας μπορεί να περιλαμβάνουν τον έλεγχο ενός ή περισσότερων των κάτωθι παραγόντων:

6. Ανάκτηση του περιεχομένου υγρασίας από υγροσκοπικά υλικά , όπως βαμβάκι , μετάξι , καπνός κ.α. , και της συνοδευόμενης απελευθερωμένης θερμότητας.
7. Φορτίο αποξήρανσης
8. Ρυθμός χημικών και βιοχημικών αντιδράσεων
9. Ρυθμός κρυσταλλοποίησης , κατάψυξης κ.α.
10. Αισθητό ψυκτικό φορτίο

Για λεπτομέρειες σε αυτά τα φορτία μπορείτε να ανατρέξετε στο εγχειρίδιο της ASHRAE

## 7.3 ΘΕΡΜΙΚΑ ΚΕΡΑΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ

Το θερμικό κέρδος συστήματος είναι το θερμικό κέρδος (ή απώλεια) από τα συνιστώσα μέρη ενός κλιματιστικού συστήματος, ήτοι αγωγοί, σωληνώσεις, ανεμιστήρες κλιματισμού, αντλίες κ.α. Αυτό το θερμικό κέρδος αρχικώς συνεκτιμάται και περιλαμβάνεται στο ολικό θερμικό φορτίο της κλιματιστικής εγκατάστασης. Το αυτό θα πρέπει να ελεγχθεί κατόπιν του σχεδιασμού της όλης εγκατάστασης.

### 7.3.1 Θερμικό Κέρδος Αεραγωγών Παροχής και Απώλειες Διαρροών

Ο αέρας παροχής έχει συνήθως θερμοκρασία 10 ως 15°C. Ο αγωγός μπορεί να ληφθεί ως ακλιμάτιστος χώρος που έχει τη θερμοκρασία περιβάλλοντος 40°C. Αυτό αποφέρει ένα σημαντικό κέρδος θερμότητας μέχρι ο αέρας να φτάσει τον κλιματιζόμενο χώρο, παρόλο που ο αγωγός μπορεί να είναι μονωμένος.

Το θερμικό κέρδος μπορεί να υπολογιστεί από την ακόλουθη εξίσωση:

$$Q = UA (t_a - t_s)$$

όπου U είναι ο συνολικός συντελεστής θερμομεταφοράς και A είναι η επιφάνεια του συστήματος αγωγών που είναι εκτεθειμένη στην περιβαλλοντική θερμοκρασία  $t_a$ .

Σαν πρόχειρη εκτίμηση, μια τιμή της τάξης του 5% της αισθητής θερμότητας του δωματίου μπορεί να προστεθεί στη συνολική αισθητή θερμότητα αν ο αγωγός παροχής βρίσκεται εξ ολοκλήρου εκτός του κλιματιζόμενου χώρου, και αναλόγως λιγότερο εάν μέρος αυτού βρίσκεται εντός.

Έχει διαπιστωθεί ότι οι διαρροές των αγωγών είναι της τάξης του 5-30% ανάλογα με την ποιότητα κατασκευής. Διαρροές αέρα από τους αγωγούς οδηγούν σε σοβαρή απώλεια ψυκτικής ικανότητας, εκτός και εάν αυτές γίνονται εντός του κλιματιζόμενου χώρου.

Εάν όλοι οι αγωγοί βρίσκονται εκτός του κλιματιζόμενου χώρου, υποθέτουμε διαρροές 10%, οι οποίες λογίζονται ως καθαρή απώλεια. Όταν μόνο μέρος των αγωγών είναι εκτός του κλιματιζόμενου χώρου, τότε μόνο οι απώλειες διαρροής αυτού του κομματιού συμπεριλαμβάνονται. Το κλάσμα του 10% που προστίθεται σε μια τέτοια περίπτωση είναι ίσο με την αναλογία μήκους του αγωγού εντός του κλιματιζόμενου χώρου και του συνολικού μήκους το αγωγού.

### 7.3.2 Θερμικό Κέρδος από Ανεμιστήρες Κλιματισμού

Το θερμικό ισοδύναμο της υποδύναμης ενός ανεμιστήρα κλιματισμού προστίθεται ως αισθητή θερμότητα στο σύστημα. Εάν ο κινητήρας του ανεμιστήρα είναι εκτός του ρεύματος αέρα, η ενέργεια που χάνεται λόγω της αναποτελεσματικότητας του κινητήρα δεν προστίθεται στον αέρα. Υπάρχουν δύο είδη συστημάτων παροχής αέρα.

### Σύστημα Αναρρόφησης

Στο σύστημα αναρρόφησης , ο ανεμιστήρας αναρροφά τον αέρα διαμέσου του ψυκτικού σπειρώματος και τον παρέχει στον κλιματιζόμενο χώρο. Αυτό είναι το πιο κοινό σύστημα. Εδώ η θερμότητα του ανεμιστήρα προστίθεται στο θερμικό κέρδος του αέρα παροχής. Επομένως η θερμότητα θα πρέπει να προστεθεί στην αισθητή θερμότητα του δωματίου.

### Σύστημα Εμφύσησης

Στο σύστημα εμφύσησης , ο ανεμιστήρας φυσά αέρα διαμέσου του ψυκτικού σπειρώματος πριν αυτός εισέλθει στον κλιματιζόμενο χώρο. Σε αυτό ο σύστημα , η θερμότητα του ανεμιστήρα προστίθεται μετά το δωμάτιο στον αέρα επιστροφής. Έτσι η θερμότητα του ανεμιστήρα αποτελεί φορτίο για το ψυκτικό σπείρωμα. Επομένως η θερμότητα θα πρέπει να προστεθεί στην συνολική ολική θερμότητα.

Οι βαθμοί απόδοσης των ανεμιστήρων είναι της τάξης του 70% για εγκαταστάσεις κεντρικού κλιματισμού ενώ για ενσωματωμένους κλιματιστικούς ανεμιστήρες 50%.

Η υποδύναμη των ανεμιστήρων εξαρτάται από την ποσότητα του αέρα που τροφοδοτείται και την άνοδο της πίεσης. Η ποσότητα του αέρα παροχής , με τη σειρά της , εξαρτάται από την αύξηση της ξηρότητας , που είναι της τάξης των 8-14°C. Η συνολική πίεση του ανεμιστήρα εξαρτάται από τη απώλεια πίεσης του συστήματος που συνίσταται από πτώσεις πίεσης στους αεραγωγούς , στα φίλτρα , στις σχάρες , στο ψυκτικό σπείρωμα κτλ. Οι κατά προσέγγιση τιμές των πιέσεων που αναπτύσσονται από ανεμιστήρες δίνονται στον Πίνακα 7.4 .

	Τύπος Σωληνώσεων	Πίεση Ανεμιστήρα cm H <sub>2</sub> O
1	Καθόλου σωληνώσεις (	1,25 ως 2,5
2	Μέσες Σωληνώσεις , Συστήματα χαμηλής ταχύτητας	1,9 ως 3,75
3	Ευμεγέθεις σωληνώσεις , Συστήματα χαμηλής ταχύτητας	3,0 ως 5,0
4	Μέσες Σωληνώσεις , Συστήματα υψηλής ταχύτητας	5,0 ως 10,0
5	Ευμεγέθεις σωληνώσεις , Συστήματα υψηλής ταχύτητας	7,5 ως 15,0

**Πίνακας 7.4 Πίεση Ανεμιστήρα για Διαφορά Συστήματα Σωληνώσεων**

Μόλις γίνουν γνωστοί ο ρυθμός αέρα παροχής και η αναπτυσσόμενη πίεση , μπορούμε να υπολογίσουμε την ισχύ του ανεμιστήρα. Μόνο που αυτά δε μπορούμε να τα γνωρίζουμε , αν δεν ολοκληρωθούν οι υπολογισμοί των φορτίων. Έτσι η διαδικασία είναι να θεωρούμε αρχικά τη θερμότητα του ανεμιστήρα μεταξύ 2,5-7,5% της αισθητής θερμότητας του δωματίου και να ελέγχουμε την τιμή αυτή μετά το πέρας του σχεδιασμού.

### 7.3.3 Θερμικό Κέρδος Αεραγωγών Επιστροφής και Κέρδος

### Διαρροών

Ο υπολογισμός του θερμικού κέρδους των αεραγωγών επιστροφής γίνεται πανομοιότυπα με αυτόν των αεραγωγών παροχής. Η διαρροή , όμως , σε αυτή την περίπτωση , είναι ξεστού και υγρού εξωτερικού αέρα μέσα στον αγωγό εξαιτίας της αναρρόφησης εντός του. Αν οι αγωγοί βρίσκονται έξω από τον κλιματιζόμενο χώρο , μια εισροή έως και 3% μπορεί να υποτεθεί , εξαρτώμενη από το μήκος του αγωγού. Αν η σύνδεση μεταξύ του κλιματιστικού εξοπλισμού και του χώρου είναι βραχεία τότε η εισροή θεωρείται αμελητέα.

### 7.3.4 Θερμικό Κέρδος από Αντλία Αφύγρανσης και Σωληνώσεις

Η υποδύναμη που απαιτείται για να αντληθεί νερό μέσω του αποξηραντήρα , προσθέτει θερμότητα στο σύστημα που πρέπει να λογιστεί όπως αυτή των άλλων ηλεκτρικών μηχανών. Γι' αυτό το λόγο οι αποδόσεις των αντλιών λαμβάνονται ως 50% για τις μικρές αντλίες και 70% για τις μεγάλες.

Το θερμικό κέρδος των σωληνώσεων αποξηραντήρα μπορεί να υπολογιστεί ως ποσοστό της συνολικής ολικής θερμότητας ως ακολούθως:

1. Πολύ λίγες εξωτερικές σωληνώσεις: 1% της RTH
2. Μέσες εξωτερικές σωληνώσεις: 2% της RTH
3. Εκτεταμένες εξωτερικές σωληνώσεις: 4% της GTH

*Σημείωση:* Επί τοις εκατό Προσθήκη στη Συνολική Ολική Θερμότητα: Σημειώνεται ότι όλα τα θερμικά κέρδη μετά το δωμάτιο δεν πρέπει να προστίθενται στα θερμικά κέρδη δωματίου , αλλά στο συνολικό ολικό θερμικό φορτίο δωματίου που πέφτει απευθείας στην κλιματιστική συσκευή. Αυτά περιλαμβάνουν τη θερμότητα αεραγωγών επιστροφής και κέρδος διαρροών , όπως επισημάνθηκε προηγουμένως , και η αισθητή θερμότητα του ανεμιστήρα στην περίπτωση του συστήματος εμφύσησης.

### 7.3.5 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΑΣΦΑΛΕΙΑΣ

Ο συντελεστής ασφάλειας είναι αυστηρώς ένας συντελεστής πιθανού λάθους στην εκτίμηση του φορτίου. Για το σκοπό αυτό προστίθεται στις αισθητές και λανθάνουσες θερμοκρασίες δωματίου ένα 5% της θερμότητας επιπλέον.

## 7.4 ΔΙΑΚΟΠΗ ΤΟΥ ΦΟΡΤΙΟΥ ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΥ ΚΑΙ ΕΝΕΡΓΟΣ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΑΙΣΘΗΤΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Οι απαιτήσεις αέρα εξαερισμού ανάλογα με μεμονωμένες περιπτώσεις εφαρμογών δίνονται στον Πίνακα 6.2. Η ελάχιστη απαίτηση ανά άτομο είναι  $0,2\text{m}^3$ . Αυτό υπολογίζεται για πυκνότητα 5 έως  $7,5\text{ m}^3$  ανά άτομο και για ύψος ταβανιού  $2.4\text{m}$  . Όταν έχουμε καπνίζοντες η ελάχιστη απαίτηση εξαερισμού γίνεται  $0,4$  με  $0,7\text{ m}^3$ .

Στο εδάφιο 5.5.1 είδαμε τον υπολογισμό του φορτίου λόγω του αέρα εξαερισμού. Επίσης επισημάνθηκε στο εδάφιο 5.5.2 ότι ο συντελεστής παράκαμψης (BPF) του ψυκτικού εξοπλισμού επηρεάζει τη θέση της γραμμής του συνολικού συντελεστή αισθητής θερμότητας. Για την ακρίβεια , η επίδραση του συντελεστή παράκαμψης είναι τέτοια , ώστε προσθέτει  $(X)(\text{ma}_0)$  ποσό του εξωτερικού αέρα απευθείας στο δωμάτιο , και επιτρέπει μόνο  $(1-X)(\text{ma}_0)$  να πέρνα δια της συσκευής. Παρόλο που ο αέρας της συσκευής παρακάμπτεται κι αυτός , δεν επηρεάζεται η διακοπή του φορτίου αφού ο αέρας δωματίου που μπαίνει στο δωμάτιο δεν αλλάζει την κατάσταση του φορτίου. Έτσι μπορούμε να πούμε ότι μέρος του φορτίου εξαερισμού αποτελεί μια συνιστώσα του φορτίου δωματίου. Το παρακαμφθέν αυτό φορτίο εξωτερικού αέρα είναι ανάλογο με το συντελεστή παράκαμψης  $X$  και έχει και αισθητή και λανθάνουσα συνιστώσα. Το άλλο μέρος που είναι ανάλογο του  $(1-X)$  , αμφοτέρα αισθητό και λανθάνον , και δεν παρακάμπτε τη συσκευή , προστίθεται στο φορτίο της συσκευής. Ούτως τα παρακαμφθέντα φορτία εξωτερικού αέρα στο δωμάτιο είναι :

$$SH = (OASH)(BPF)$$

$$LH = (OALH)(BPF)$$

Αυτά τα φορτία επιβάλλονται στο δωμάτιο με τον ίδιο ακριβώς τρόπο με το φορτίο διήθησης. Ανάλογα, τα ενεργά φορτία δωματίου τροποποιούνται ως εξής:

Ενεργή Αισθητή Θερμότητα Δωματίου ERS<sub>H</sub> (Effective Room Sensible Heat)

$$ERSH = RSH + (OASH)(BPF)$$

Ενεργή Λανθάνουσα Θερμότητα Δωματίου ERL<sub>H</sub> (Latent Room Sensible Heat)

$$ERLH = RLH + (OALH)(BPF)$$

Ο Ενεργός Συντελεστής Αισθητής Θερμότητας ESHF (Effective Sensible Heat Factor) είναι ο λόγος της Ενεργής Αισθητής Θερμότητας Δωματίου προς την Ενεργή Ολική Θερμότητα Δωματίου ERT<sub>H</sub> (Effective Room Total Heat):

$$ESHF = (ERSH) / (ERSH + ERLH) = (ERSH) / (ERTH)$$

Το μέγεθος αυτό δημιουργήθηκε για να συνδέσει το συντελεστή παράκαμψης, το σημείο δρόσου της συσκευής, τις αισθητές και λανθάνουσες θερμότητες δωματίου και τα παρακαμφθέντα φορτία εξωτερικού αέρα, και να επιτρέψει έναν απλοποιημένο υπολογισμό της αφυγρανθείσας ποσότητας αέρα, όπως στο εδάφιο 7.7.

Τα απομείναντα φορτία εξωτερικού αέρα που είναι ανάλογα του  $(1 - BPF)$  συνυπολογίζονται στην συνολική ολική θερμότητα που μένει ανεπηρέαστη από τον συντελεστή παράκαμψης.

## 7.5 ΕΚΤΙΜΗΣΗ ΨΥΚΤΙΚΟΥ ΦΟΡΤΙΟΥ

Οι συνιστώσες του ψυκτικού φορτίου για κλιματισμό μπορούν πλέον να συνοψιστούν ως κάτωθι. Το φορτίο ταξινομείται ως φορτίο δωματίου, το οποίο πέφτει απευθείας στο δωμάτιο, και το ολικό φορτίο που πέφτει στη συσκευή.

### Φορτίο Δωματίου

#### A. Αισθητή θερμότητα Δωματίου (RSH)

1. Ηλιακό και εκ μεταφοράς θερμικό κέρδος μέσω τοίχων, οροφής κ.α.
2. Ηλιακό και εκ μεταφοράς θερμικό κέρδος μέσω γυαλιών
3. Κέρδος μεταφοράς μέσω διαχωριστικών τοίχων, πατώματος, οροφής κ.τ.λ.
4. Διήθηση
5. Εσωτερικό θερμικό κέρδος από ανθρώπους, φώτα, συσκευές κ.τ.λ.
6. Πρόσθετο θερμικό κέρδος μη προσμετρηθέν άνωθεν, συντελεστής ασφάλειας κ.τ.λ.
7. Θερμικό κέρδος αγωγών παροχής, απώλειες διαρροής αγωγών παροχής και ιπποδύναμη ανεμιστήρα

Το άθροισμα όλων των ανωτέρω δίνει το Φορτίο Αισθητής Θερμότητας Δωματίου (RSH) Για το σκοπό της ψυχομετρικής ανάλυσης η ακόλουθη συνιστώσα προστίθεται στο RSH.

## 8. Παρακαμφθέν φορτίο εξωτερικού αέρα

Το άθροισμα των στοιχείων από 1→8 δίνει τη Ενεργή Αισθητή Θερμότητα Δωματίου (ERSH)

### B. Λανθάνουσα Θερμότητα Δωματίου (RLH)

1. Διήθηση
2. Εσωτερικό θερμικό κέρδος από ανθρώπους , ατμό , συσκευές κ.τ.λ.
3. Μεταφορά εξάτμισης
4. Πρόσθετο θερμικό κέρδος μη προσμετρηθέν άνωθεν ,συντελεστής ασφάλειας κ.τ.λ.
5. Απώλειες διαρροής αγωγών παροχής

Το άθροισμα όλων των ανωτέρω δίνει τη Λανθάνουσα θερμότητα Δωματίου (RLH). Το θερμικό κέρδος που προσμετράται στην ψυχομετρική ανάλυση είναι

6. Παρακαμφθέν φορτίο εξωτερικού αέρα

Το άθροισμα των στοιχείων από 1→6 δίνει τη Ενεργή Λανθάνουσα Θερμότητα Δωματίου (ERLH)

Το άθροισμα των στοιχείων των A και B μας δίνει τη Ενεργή Συνολική Θερμότητα Δωματίου (ERTH) , ενώ το άθροισμα των αντικειμένων από το 1→8 του A , και από το 1→6 του B μας δίνουν την Ολική Θερμότητα Δωματίου (RTH)

*Για Συνολικό Ολικό Φορτίο στην κλιματιστική Συσκευή*

### A. Αισθητή Θερμότητα

1. Ενεργή Αισθητή Θερμότητα Δωματίου (ERSH)
2. Αισθητή θερμότητα του εξωτερικού αέρα που δεν παρακάμπτεται
3. Θερμικό κέρδος αγωγών επιστροφής , κέρδος διαρροών αγωγών επιστροφής , υποδύναμη αντλίας αφύγρανσης και απώλειες αποξηραντήρα και σωληνώσεων

Το άθροισμα από το 1→3 μας δίνει την Ολική Αισθητή Θερμότητα TSH (Total Sensible Heat)

### B. Λανθάνουσα Θερμότητα

1. Ενεργή Λανθάνουσα Θερμότητα Δωματίου (ERLH)
2. Λανθάνουσα θερμότητα του εξωτερικού αέρα που δεν παρακάμπτεται
3. Κέρδος διαρροών αγωγών επιστροφής

Το άθροισμα από το 1→3 μας δίνει την Ολική Λανθάνουσα Θερμότητα TLH (Total Latent Heat)

Τέλος , το άθροισμα των A και B μας δίνει τη Συνολική Ολική Θερμότητα GTH (Grand Total Heat)

## 7.6 ΕΚΤΙΜΗΣΗ ΘΕΡΜΑΝΤΙΚΟΥ ΦΟΡΤΙΟΥ

Η εκτίμηση του θερμαντικού φορτίου γίνεται βάσει της μέγιστης πιθανής θερμικής απώλειας. Έτσι η συσκευή του κλιματιστικού συστήματος πρέπει να σχεδιάζεται έτσι ώστε να έχει ικανότητα να επαρκεί στο θερμικό φορτίο που αναπτύσσεται κατά τις δυσχερέστερες καιρικές συνθήκες. Από αυτή την άποψη πολύ σύντομες περιόδου κακοκαιρίας δεν χρειάζεται να λαμβάνονται υπ' όψιν.

Σύμφωνα με τα πάνω , τα ακόλουθα σημεία του υπολογισμού του θερμικού φορτίου είναι αξιοσημείωτα:

### 1. Θερμική Απώλεια Μεταφοράς

Η θερμική απώλεια μεταφοράς από τοίχους, οροφή κ.τ.λ. υπολογίζεται βάσει μόνο της θερμοκρασιακής διαφοράς εσωτερικού-εξωτερικού

$$Q=UA(t_i-t_o)$$

Έτσι δε χρειάζεται να γίνει έκπτωση για τους εκτεθειμένους στον ήλιο τοίχους και οροφή. Επίσης η χρονική υστέρηση και ο συντελεστής μείωσης αγνοούνται

### 2. Ηλιακή Ακτινοβολία

Γενικά δεν υπάρχει ηλιακή ακτινοβολία εξ ου και δεν προκύπτει ηλιακό θερμικό κέρδος την ώρα της κορύφωσης του φορτίου που κανονικά συμβαίνει κατά τις πρώτες πρωινές ώρες.

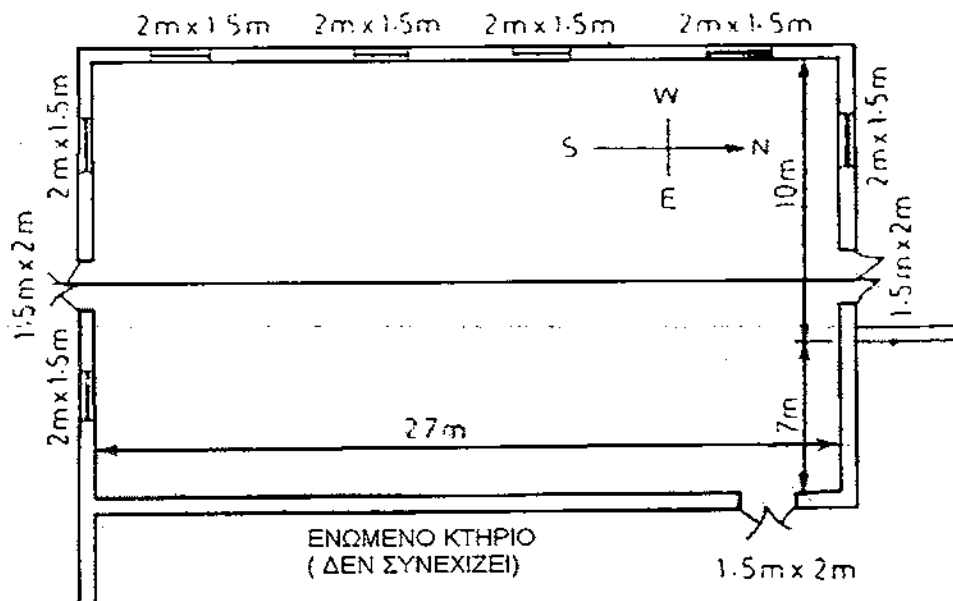
### 3. Εσωτερικά Θερμικά Κέρδη

Τα εσωτερικά θερμικά κέρδη από ενοίκους, φώτα, μηχανήματα κ.τ.λ. ελαττώνουν τη θερμαντική απαίτηση. Αυτά τα αρνητικά φορτία θα πρέπει να συνυπολογίζονται σε εφαρμογές όπως θέατρα, μαγαζιά, χώροι συγκεντρώσεων, γραφεία κτιρίων κ.τ.λ., όπου αυτά τα φορτία είναι συνεχώς παρόντα. Εκπτώσεις όμως σε αυτά τα φορτία πρέπει να γίνονται κατόπιν προσεκτικής μελέτης. Μια σημαντική παράμετρος που πρέπει να έχουμε κατά νου είναι η χρήση των χώρων τη νύχτα, τα Σαββατοκύριακα ή άλλων ελεύθερων περιόδων.

Επίσης η θερμαντική συσκευή πρέπει να αρκετή ικανότητα, ώστε να φέρνει την εσωτερική θερμοκρασία στην τιμή σχεδιασμού πριν μπουν οι ένοικοι.

## Παράδειγμα 7.1

Για τον κλιματισμό ενός κτιρίου 4 m, υψηλού, που έχει μόνο έναν όροφο, τοποθετημένο σε γεωγραφικό πλάτος 30° Βόρεια, δίνεται το παρακάτω σχέδιο και τα δεδομένα.



Σχήμα 7.1. Σχέδιο του κτηρίου για το παράδειγμα 7.1.

Επίχρισμα ασβεστοκονιάματος εσωτερικά του τοίχου  
Δομή εξωτερικού τοίχου

1 1/4 cm  
20 cm σκυρόδεμα

Δομή διαχωριστικού τοίχου	10 cm επίστρωση πλίνθου
Δομή οροφής	33 cm πλίνθος 20 cm RCC πλάκα με 4cm τάβλα από αμιαντοτσιμέντο
Δομή πατώματος	20 cm σκυρόδεμα
Πυκνότητες, Πλίνθου	2000 kg/m <sup>3</sup>
Σκυροδέματος	1900 kg/m <sup>3</sup>
Πλαστικού	1885 kg/m <sup>3</sup>
Αμιαντοτσιμέντου	520 kg/m <sup>3</sup>
Παράθυρα	2 m X 11/2 m γυαλί U = 5.9 Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
Πόρτες	11/2 m X 2 m ξύλινα πλαίσια U = 0.63 Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
Εξωτερικές συνθήκες σχεδίασης	43 °C DBT, 27 °C WBT
Εσωτερικές συνθήκες σχεδίασης	25 °C DBT, 50 % RH
Εύρος ημέρας	31 °C ως 43 °C = 12 °C
Πληρότητα	100
Φώτα	15,000 W φθορισμού 4,000 W βολφραμίου
θεωρητικός συντελεστής παράκαμψης της ψυκτικής σπείρας	0,15

Να βρεθούν τα φορτία της αισθητής και της λανθάνουσας θερμότητας του δωματίου, καθώς και το μέγιστο ολικό θερμικό φορτίο.

### Λύση

Οι θερμικές αγωγιμότητες από τον αντίστοιχο πίνακα είναι:

$$\begin{aligned}
 k_{\text{γυαλιού}} &= 0.78 \text{ W m}^{-1}\text{K}^{-1} \\
 k_{\text{σκυροδέματος}} &= 9,0 \text{ W m}^{-1}\text{K}^{-1} \\
 k_{\text{πλίνθου}} &= 1,32 \text{ W m}^{-1}\text{K}^{-1} \\
 k_{\text{πλαστικού}} &= 8,65 \text{ W m}^{-1}\text{K}^{-1} \\
 k_{\text{αμιαντ/μεντο}} &= 0,154 \text{ W m}^{-1}\text{K}^{-1}
 \end{aligned}$$

Θεωρητικοί συντελεστές f

$$\begin{aligned}
 f_0 &= 23 \text{ W m}^{-2}\text{K}^{-1} \\
 f_i &= 7 \text{ W m}^{-2}\text{K}^{-1}
 \end{aligned}$$

Εξωτερικός τοίχος

$$\begin{aligned}
 1/U &= (1/23) + (0.1/1.32) + (0.2/9.0) + (1/7) + (0.0125/8.65) \\
 U &= 3.5 \text{ W m}^{-2}\text{K}^{-1}
 \end{aligned}$$

Διαχωριστικός τοίχος

$$\begin{aligned}
 1/U &= (1/7) + (0.33/1.32) + (1/7) + (0.0125/8.65) \\
 U &= 1.86 \text{ W m}^{-2}\text{K}^{-1}
 \end{aligned}$$

Οροφή

$$\begin{aligned}
 1/U &= (1/23) + (0.2/9) + (0.04/0.154) + (0.0125/8.65) + (1/7) \\
 U &= 2.13 \text{ W m}^{-2}\text{K}^{-1}
 \end{aligned}$$

Πάτωμα

$$\begin{aligned}
 1/U &= (1/7) + (0.2/9) \\
 U &= 6.05 \text{ W m}^{-2}\text{K}^{-1}
 \end{aligned}$$



Εμβαδόν και όγκος του χώρου

$$A = (27)(17) = 459 \text{ m}^2$$

$$V = (459)(4) = 1836 \text{ m}^3$$

Ποσοστό εξαερισμού στο γραφείο

$$Q_{v0}/\text{άτομο} = 0,28 \text{ cmm ( από τον πίνακα 6.2)}$$

$$Q_{v0} = 0.28 (100) = 28 \text{ cmm}$$

Αριθμός αλλαγών του αέρα κατά τον εξαερισμό

$$[(28)(60)]/1836 = 0,92$$

Μάζα τοίχου

$$\text{Εξωτερικός τοίχος: } 0,2(1900) + 0,1(2000) + 0,0125(1885) = 604 \text{ kg/m}^2$$

$$\text{Χώρισμα τοίχου: } 0.33(2000) + 2(0.0125)(1885) = 707 \text{ kg/m}^2$$

$$\text{Σκεπή: } 0.2(1900) + 0.04(520) = 401 \text{ kg/m}^2$$

Διόρθωση για ισοδύναμες διαφορικές θερμοκρασίες

$$\text{Για το ημερήσιο εύρος των } 12 \text{ }^\circ\text{C} = (12 - 11.1)/2 = 0.45 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Για } (t_0 - t_1) \text{ των } 18 \text{ }^\circ\text{C} = 18 - 8.3 = 9.7 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Συνολική διόρθωση} = 0,45 + 9,7 = 10,15 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ισοδύναμα διαφορικά θερμοκρασίας σε  $^\circ\text{C}$ , από αντίστοιχους πίνακες και συγχωνευμένες διορθώσεις:

	2 μ.μ.	3 μ.μ.	4 μ.μ.	5 μ.μ.	6 μ.μ.	7 μ.μ.
Δυτικός τοίχος	15,3	15,7	16,1	17,4	18,4	
Βόρειος τοίχος	10,5	11,1	10,5	12,2	12,6	
Νότιος τοίχος	14,0	15,6	16,9	18,3	18,7	
Οροφή (εκτεθειμένη)	24,9	26,7	28,9	30,6	31,4	31,1

Ποσοστά ηλιακών κερδών από τα τζάμια στις 21 Ιουνίου σε  $\text{W/m}^2$

	2 μ.μ.	3 μ.μ.	4 μ.μ.	5 μ.μ.
Δυτικό τζάμι	309	451	508	492
Βόρειο τζάμι	44	44	51	91
Νότιο τζάμι	47	44	38	32

$$\text{Εμβαδόν πόρτας} = 11/2 \times 2 = 3 \text{ m}^2$$

Εμβαδά τζαμιών

$$\text{Δυτικό τζάμι} = 4(2 \times 11/2) = 12 \text{ m}^2$$

$$\text{Βόρειο τζάμι} = 2 \times 11/2 = 3 \text{ m}^2$$

$$\text{Νότιο τζάμι} = 2(2 \times 11/2) = 6 \text{ m}^2$$

Εμβαδά εξωτερικών τοίχων

$$\text{Δυτικός τοίχος} = (27)(4) - 12 = 96 \text{ m}^2$$

$$\text{Βόρειος τοίχος} = (10)(4) - 3 - 3 = 34 \text{ m}^2$$

$$\text{Νότιος τοίχος} = (17)(4) - 3 - 6 = 59 \text{ m}^2$$

Εμβαδά διαχωριστικών τοίχων

$$\text{Ανατολικός τοίχος} = (27)(4) - 3 = 105 \text{ m}^2$$

$$\text{Βόρειος τοίχος} = (7)(4) = 28 \text{ m}^2$$

Εκτίμηση χρόνου για το μέγιστο ψυκτικό φορτίο.

Από τους παραπάνω υπολογισμούς, είναι φανερό ότι τα κύρια στοιχεία του μεταβλητού ψυκτικού φορτίου είναι ηλιακά και κέρδη από τη μεταφορά θερμότητας από τον δυτικό τοίχο και τα τζάμια, καθώς και από την οροφή. Τα φορτία από αυτά

τα τζάμια και την οροφή είναι τα επικρατέστερα φορτία. Το φορτίο της οροφής είναι μέγιστο στις 6 μ.μ. όταν το διαφορικό ισοδύναμης θερμοκρασίας είναι 31,4 °C. Το ηλιακό κέρδος μέσω του δυτικού τζαμιού έχει μέγιστη τιμή 508 W/m<sup>2</sup> στις 4 μ.μ. Επομένως η ώρα που επικρατεί το μέγιστο φορτίο είναι γύρω στις 5 μ.μ.

Μεταφορά θερμότητας από το πάτωμα

Θεωρείται ένα διαφορικό θερμοκρασίας 2,5 °C κατά μήκος του πατώματος.

Πίεση ανέμου

Θεωρείται ταχύτητα ανέμου 15 kmph και είναι

$$\Delta p = 0,00047(15)^2 = 0,11 \text{ cm H}_2\text{O}$$

Ποσοστό εισχώρησης για τα παράθυρα, από τον αντίστοιχο πίνακα, για πίεση ανέμου 0,11 cm

$$= 2,5 \text{ m}^3/\text{h/m ριπή}$$

Μήκος ριπής για τα 7 παράθυρα

$$= 7[2(2 + 11/2)] = 49 \text{ m}$$

Φορτίο πλήρωσης, από τον πίνακα 9.1

$$\text{SHL} = 75 \text{ W/άτομο}$$

$$\text{LHL} = 55 \text{ W/άτομο}$$

Άλλες υποθέσεις

( i ) μόνο 10 % του αγωγού παροχής είναι έξω από τον κλιματιζόμενο χώρο.

( ii ) δεν υπάρχει επιστροφή του αγωγού έξω από τον κλιματιζόμενο χώρο.

( iii ) η ιπποδύναμη του ανεμιστήρα είναι 5 % του RSH

Οι λεπτομέρειες για τους υπολογισμούς του ψυκτικού φορτίου δίνονται στο φύλο υπολογισμού στον πίνακα 7.5.

**Πίνακας 7.5. Φύλο υπολογισμών για την εκτίμηση του ψυκτικού φορτίου του παραδείγματος 9.1.**

ΧΩΡΟΣ ΓΙΑ ΧΡΗΣΗ ΓΡΑΦΕΙΟΥ  
ΜΕΓΕΘΟΣ 27 X 17 = 459 m<sup>2</sup> X 4 = 1836 m<sup>3</sup>

ΕΚΤΙΜΗΣΗ ΓΙΑ ΤΙΣ 5 Μ.Μ. ΤΟΠΙΚΗ ΩΡΑ  
ΩΡΑ ΗΛΙΟΥ

ΩΡΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ				ΩΡΕΣ ΗΜΕΡΑΣ		
ΣΥΝΘΗΚΕΣ	DB	WB	%RH	DP	h, kJ/kg	ω, kg/kg
ΕΞΩΤΕΡΙΚΑ	43	27	29	21,3	85,0	0,016
ΔΩΜΑΤΙΟ	25	18	50	15,7	50,85	0,01
ΔΙΑΦΟΡΑ	18				34,15	0,006

ΕΞΩΤΕΡΙΚΟΣ ΑΕΡΑΣ

$$100 \text{ άτομα} \times 0,28 \text{ cmm/άτομο} = 28 \text{ cmm}$$

$$\text{ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΣ cmm} = 28$$

ΕΙΣΧΩΡΗΣΗ

$$\text{ΠΕΡΙΣΤΡΕΦΟΜΕΝΟ} \quad \text{ΑΤΟΜΑ} \times \quad \text{cmm/ΑΤΟΜΑ} = \quad \text{cmm}$$

ΠΟΡΤΕΣ

ΑΝΟΙΧΤΕΣ

$$3 \text{ ΠΟΡΤΕΣ} \times 1,9813 \text{ cmm/ΠΟΡΤΑ} = 17,8 \text{ cmm}$$

ΠΟΡΤΕΣ

ΕΞΑΓΩΓΗ

$$= \text{cmm}$$

ΑΝΕΜΙΣΤΗΡΑΣ

ΡΙΠΗ

$$49 \text{ m} \times 2,5/60 \text{ cmm/m} = 2,0 \text{ cm}$$

$$\text{ΕΙΣΧΩΡΗΣΗ cmm} = 19,8$$

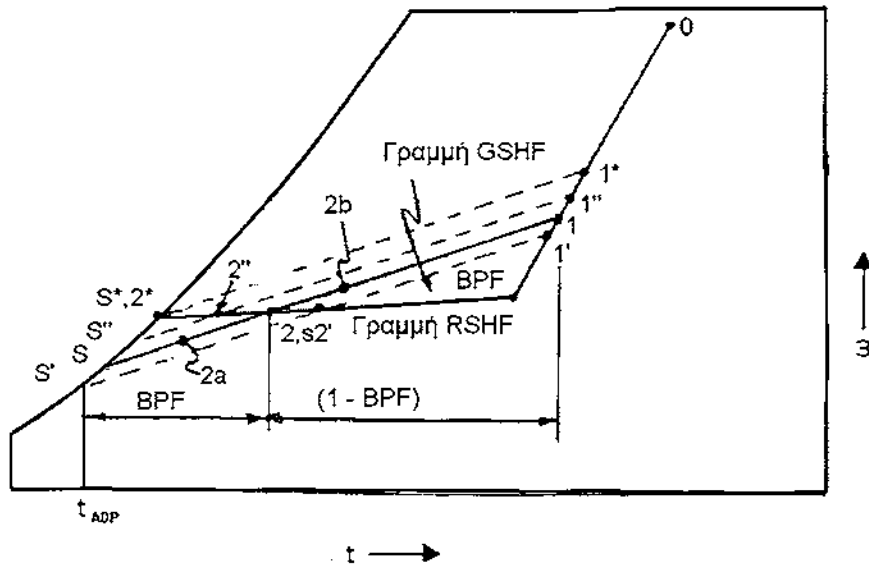
ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΦΟΡΤΙΟ

ΑΝΤΙΚΕΙΜΕΝΟ	ΕΜΒΑΔΟΝ ΠΟΣΟΤΗΤΑΣ	ΗΛΙΑΚΟ ΚΕΡΔΟΣ Η ΔΙΑΦ. ΘΕΡΜΟΚΡ. Η ΔΙΑΦ. ΥΓΡΑΣΙΑΣ	ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ	W
<b>ΗΛΙΑΚΟ ΚΕΡΔΟΣ ΑΙΣΘΗΤΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ – ΤΖΑΜΙ</b>				
ΑΝΑΤΟΛΙΚΟ ΤΖΑΜΙ	- m <sup>2</sup>	—	—	—
ΔΥΤΙΚΟ ΤΖΑΜΙ	12 m <sup>2</sup>	492	—	5,9
ΒΟΡΕΙΟ ΤΖΑΜΙ	3 m <sup>2</sup>	91	—	270
ΝΟΤΙΟ ΤΖΑΜΙ	6 m <sup>2</sup>	32	—	190
	- m <sup>2</sup>	-	-	-
<b>ΚΕΡΔΟΣ ΗΛΙΑΚΗΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ – ΤΟΙΧΟΙ ΚΑΙ ΟΡΟΦΗ</b>				
ΑΝΑΤΟΛΙΚΟΣ ΤΟΙΧΟΣ	- m <sup>2</sup>	—	—	—
ΔΥΤΙΚΟΣ ΤΟΙΧΟΣ	96 m <sup>2</sup>	17.4	3.5	5,850
ΒΟΡΕΙΟΣ ΤΟΙΧΟΣ	34 m <sup>2</sup>	12.2	3.5	1,450
ΝΟΤΙΟΣ ΤΟΙΧΟΣ	59 m <sup>2</sup>	18.3	3.5	3,780
ΗΛΙΟ – ΟΡΟΦΗ	459 m <sup>2</sup>	30.6	2.13	29,920
ΣΚΙΑ ΟΡΟΦΗΣ	- m <sup>2</sup>	-	-	-
<b>ΚΕΡΔΗ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ – ΑΛΛΑ</b>				
ΠΟΡΤΕΣ	9 m <sup>2</sup>	18	0.63	100
ΟΛΑ ΤΖΑΜΙΑ	(12 + 3 + 6) m <sup>2</sup>	18	5.9	2,230
ΔΙΑΧΩΡΙΣΤΙΚΑ	(108 + 28) m <sup>2</sup>	15.5	1.86	3,930
ΟΡΟΦΗ	- m <sup>2</sup>	-	-	-
ΠΑΤΩΜΑ	459 m <sup>2</sup>	2.5	6.05	6,940
ΕΙΣΧΩΡΗΣΗ	19.8 m <sup>2</sup>	18	20.4	7,270
<b>ΚΕΡΔΟΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ</b>				
ΑΝΘΡΩΠΟΙ	100	-	75	7,5
ΕΝΕΡΓΕΙΑ	-	-	-	-
ΦΩΤΑ	15,000	-	1,25	18,750
	4,000	-	-	4000
ΣΥΣΚΕΥΕΣ	-	-	-	-
ΠΡΟΣΘΕΤΑ	-	-	-	-
<b>ΥΠΟΣΥΝΟΛΟ</b>				<b>98,180</b>
<b>ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΑΣΦΑΛΕΙΑΣ</b>			<b>5 %</b>	<b>4,910</b>
<b>ΑΙΣΘΗΤΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΔΩΜΑΤΙΟΥ</b>				<b>103,090</b>
<b>ΑΓΩΓΟΣ ΠΑΡΟΧΗΣ</b>				
ΚΕΡΔΟΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ	0,5 % + ΑΠΩΛΕΙΑ	0,5 % + Ισποδύναμη Ανεμιστήρα	5 %	6,190
ΕΣΩΤΕΡΙΚΟΣ ΑΕΡΑΣ ΠΑΡΑΚΑΜΨΗΣ	28 cmm	18 °C	20.4 X 0.15	1,540
<b>ΕΝΕΡΓΗ ΑΙΣΘΗΤΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΔΩΜΑΤΙΟΥ</b>				<b>110,800</b>

ΑΝΤΙΚΕΙΜΕΝΟ	ΕΜΒΑΔΟΝ ΠΟΣΟΤΗΤΑΣ	ΗΛΙΑΚΟ ΚΕΡΔΟΣ Η ΔΙΑΦΟΡ. ΘΕΡΜΟΚΡ. Η ΔΔΙΦΟΡ. ΥΓΡΑΣΙΑΣ	ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ	W
<b>ΛΑΝΘΑΝΟΥΣΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ</b>				
ΕΙΣΧΩΡΗΣΗ	19,8 cmm	0.006	50,000	5,940
ΑΤΟΜΑ	100	-	55	5,500
ΑΤΜΟΣ	-	-	-	-
ΣΥΣΚΕΥΕΣ	-	-	-	-
ΠΡΟΣΘΕΤΑ	-	-	-	-
ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΑΤΜΟΥ	-	-	-	-
<b>ΥΠΟΣΥΝΟΛΟ</b>				<b>11,440</b>
<b>ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΑΣΦΑΛΕΙΑΣ</b>			<b>5 %</b>	<b>570</b>
<b>ΛΑΝΘΑΝΟΥΣΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΔΩΜΑΤΙΟΥ</b>				<b>12,010</b>
<b>ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΑΓΩΓΟΥ ΠΑΡΟΧΗΣ</b>			<b>0,5 %</b>	<b>60</b>
ΕΞΩΤΕΡΙΚΟΣ ΑΕΡΑΣ ΠΟΥ ΠΑΡΑΚΑΜΠΤΕΙ	28 cmm	0.006	50,000 X 0.15	1,260
<b>ΕΝΕΡΓΗ ΛΑΝΘΑΝΟΥΣΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΔΩΜΑΤΙΟΥ</b>				<b>13,330</b>
<b>ΕΝΕΡΓΗ ΟΛΙΚΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΔΩΜΑΤΙΟΥ</b>				<b>124,130</b>
<b>ΟΛΙΚΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΕΞΩΤΕΡΙΚΟΥ ΑΕΡΑ</b>				
ΑΙΣΘΗΤΗ	28 cmm	18	20.4 X (1 - 0.15)	8,740
ΛΑΝΘΑΝΟΥΣΑ	28 cmm	0.006	50,0 X (1 - 0.15)	7,140
ΕΠΙΣΤΡΟΦΗ ΑΠΟ ΚΕΡΔΟΣ ΑΓΩΓΟΥ	% + ΕΠΙΣΤΡΟΦΗ ΑΓΩΓΟΥ ΑΠΟ ΚΕΡΔΗ ΑΠΩΛΕΙΑΣ	% + ΑΝΤΑΙΑ	% + ΚΕΡΔΟΣ ΑΠΟ ΣΩΛΗΝΑ	-
<b>ΣΥΝΟΛΙΚΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ</b>				<b>140,000</b>

## 7.7 ΨΥΧΡΟΜΕΤΡΙΚΟΙ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΓΙΑ ΨΥΞΗ

Το Σχήμα 7.2 δείχνει την κατάσταση του μείγματος του επανακυκλοφορούμενου και του εξ εξαερισμού αέρα που εισέρχεται μιας συσκευής στο 1 , και εξέρχεται αυτής στο 2-ή το s , με τη ενεργή επιφάνεια της συσκευής να βρίσκεται στο S. Η γραμμή κατάστασης 1-2 αντιπροσωπεύει την ψυχομετρική διεργασία στην κλιματιστική συσκευή , άρα τη γραμμή του συντελεστή συνολικής αισθητής θερμότητας (GSHF). Περαιτέρω η κατάσταση εξόδου του αέρα 2 , ρυθμίζεται από το BPF της συσκευής , παρ' όλο που την ίδια στιγμή , πρέπει να βρίσκεται επί της γραμμής RSHF i - 2\*.



Σχήμα 7.2 Επίδραση του συντελεστή παράκαμψης

Σύμφωνα με τα ανωτέρω, η ποσότητα του αφυγρανθέντα αέρα μπορεί να υπολογιστεί είτε από το ισοζύγιο αισθητής θερμότητας δωματίου, ήτοι η διεργασία s-i στο δωμάτιο

$$(cmm)_d = \frac{RSH}{0,0204(t_i - t_s)} \quad (7.8)$$

ή από το ολικό αισθητό θερμικό ισοζύγιο, ήτοι η διεργασία 1-2 στη συσκευή

$$(cmm)_d = \frac{TSH}{0,0204(t_1 - t_2)} \quad (7.9)$$

Παρατηρούμε ότι και οι δυο εκφράσεις δίνουν την ίδια τιμή ccm.

### 7.7.1 Επίδραση του Συντελεστή Παράκαμψης

Η επίδραση του συντελεστή παράκαμψης μπορεί πλέον να αναλυθεί λεπτομερώς. Σημειώνεται ότι στον κλιματισμό οιοδήποτε κτιρίου τα ακόλουθα δύο στοιχεία καθορίζονται ανεξαρτήτως του συντελεστή παράκαμψης της συσκευής:

1. Αισθητά και λανθάνοντα θερμικά κέρδη
2. Ποσότητα αέρα εξαερισμού

Εξαιτίας αυτών των δυο, τα ολικά αισθητά και λανθάνοντα θερμικά κέρδη, και ως εκ τούτου ο GSHF, ορίζονται επίσης.

Έτσι η κλίση της γραμμής GSHF δε μπορεί να αλλάξει. Επομένως για να ικανοποιηθούν οι δοθείσες απαιτήσεις, η γραμμή GSHF θα περιφέρεται παράλληλα του εαυτού της, εξαρτώμενη του συντελεστή παράκαμψης της συσκευής, κατά τέτοιο τρόπο ώστε οι καταστάσεις εξερχόμενου αέρα 2,2',2'' κτλ να βρίσκονται επί της γραμμής RSHF όπως φαίνεται στο Σχήμα 7.2. Μια άλλη απόρροια αυτού είναι ότι η κατάσταση ανάμειξης 1 πρέπει επίσης να περιφέρεται στη θέση της κατά μήκος της γραμμής i-o

Ούτως , καθώς ο BPF αυξάνει , μπορούμε να κάνουμε τις παρακάτω παρατηρήσεις :

1. Η κατάσταση αέρα παροχής 2 μετακινείται προς την κατάσταση δωματίου 1.
2. Η άνοδος αφύγρανσης ( $t_1-t_2$ ) μειώνεται.
3. Εξαιτίας αυτού η ποσότητα αφυγρανθέντα αέρα  $(cmm)_d$  αυξάνεται
4. Διατηρούμενης της ποσότητας φρέσκου αέρα σταθερής , η ποσότητα επανακυκλοφορούμενου αέρα δωματίου πρέπει να αυξηθεί.
5. Το σημείο δρόσου της συσκευής ταπεινώνεται και επομένως το κόστος λειτουργίας της καταψυκτικής μηχανής αυξάνεται.
6. Το κόστος της ψυκτικής συσκευής μειώνεται.

Βλέπουμε ότι όταν ο BPF είναι μηδέν , το ADP είναι στο  $2^*$  και η γραμμή της διεργασίας περιορίζεται στο  $1^*-2^*$ .

### 7.7.2 Υπολογισμός Διαδικασίας Επανάληψης

Ένα σημαντικό σημείο προς σημείωση εδώ , είναι ότι το σημείο 2 ή s στο Σχήμα 7.2 ορίζεται απλώς από την τομή των γραμμών GS HF και RS HF έτσι ώστε η κατάσταση παροχής στο s να ικανοποιεί αμφοτέρως τις αισθητές και ολικές αισθητές θερμότητες του δωματίου. Στην καθημερινή πρακτική μολαταύτα η κατάσταση αέρα παροχής μπορεί να λαμβάνεται στα σημεία 2 , 2a , 2b , εξαρτώμενη από το BPF της συσκευής για σταθερή κατάσταση αέρα εισαγωγής στο 1.

Έτσι για τη σύμπτωση της κατάστασης αέρα εισαγωγής 2 με την κατάσταση αέρα παροχής s , είναι δυνατό να έχουμε δυο εναλλακτικές συνθήκες ως ακολούθως :

1. Εάν το σημείο 1 είναι σταθερό , είναι απαραίτητο να έχουμε μια συσκευή με δοσμένο συντελεστή παράκαμψης X , όπως στο Σχήμα 7.1 , έτσι ώστε το 2 να συμπίπτει με το s και να μην πέφτει στο 2a ή το 2b
2. Εάν ο BPF είναι σταθερός , η γραμμή GS HF θα κινείται παράλληλα με την ενιαία γραμμή του Σχήματος 7.2. Η γραμμή GS HF θα λάβει θέση , εξαρτώμενη από την τιμή του BPF , με ακραία θέση το  $1^*-2^*$  όταν ο BPF είναι μηδέν. Η γραμμή RS HF  $i-2-2^*$  είναι αμετάβλητη.

Κανονικά , ο BPF της συσκευής λαμβάνεται αρχικά ανάλογα με τη φύση της εφαρμογής. Σε αυτή την περίπτωση η εναλλακτική λύση 2 , είναι εφαρμόσιμη. Ούτως η γραμμή GS HF θα μετακινηθεί έως ότου φτάσει το σημείο 2 , το οποίο διαιρεί το 1-s σε λόγο των BPF και  $(1-BPF)$  καθώς φαίνεται στο Σχήμα 7.3. Με άλλα λόγια , η ποσότητα αφυγρανθέντα αέρα δε μπορεί να υπολογιστεί προ του σημείου 2 , και , συνέπώς , το σημείο 1 ορίζεται από όπου πρόκειται να σχεδιαστεί η γραμμή GS HF. Την ίδια στιγμή , το σημείο 1 δεν μπορούμε να το γνωρίζουμε εκτός και αν υπολογίσουμε την ποσότητα του αφυγρανθέντα αέρα απ' όπου καθορίζεται η ποσότητα επανακυκλοφορούμενου αέρα δωματίου παίρνοντας τη διαφορά :

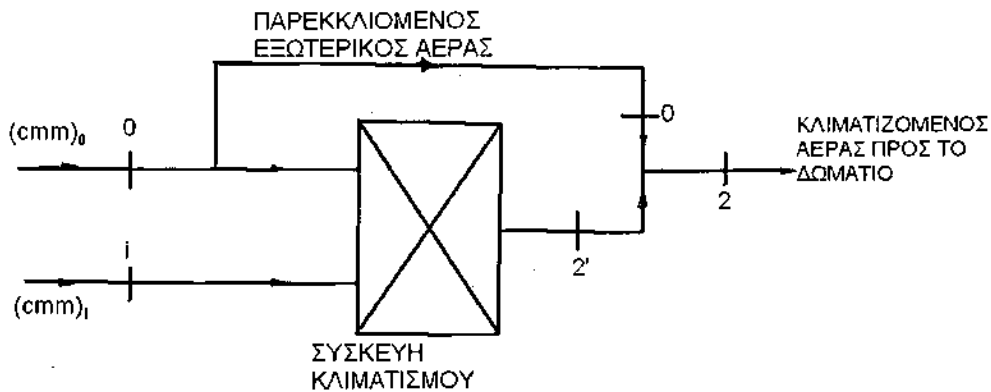
$$(cmm)_i = (cmm)_d - (cmm)_o$$

και εφαρμόζοντας τον κανόνα ανάμειξης για να εντοπίσουμε το σημείο 1.

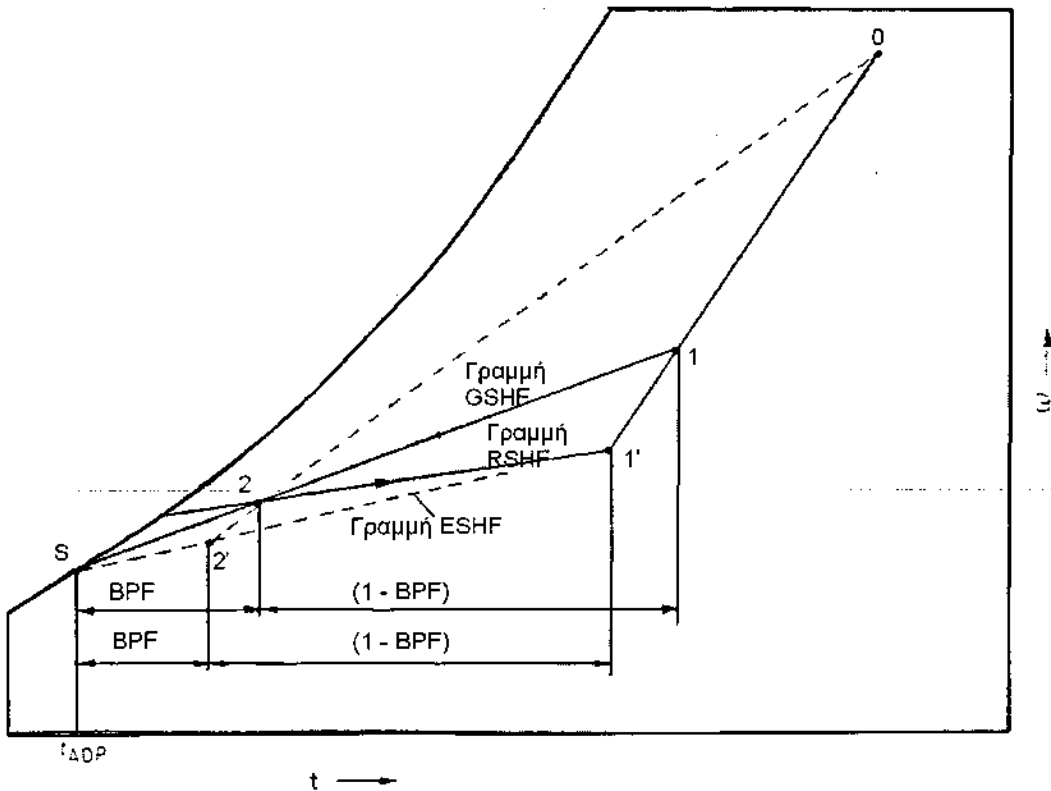
Βλέπουμε ότι η διαδικασία υπολογισμού περιλαμβάνει επανάληψη , πράγμα που την κάνει δύσχρηστη και χρονοβόρα. Για να απλοποιηθεί η διαδικασία χρησιμοποιούμε την έννοια της ενεργής αισθητής θερμότητας , όπως επισημαίνεται στο εδάφιο 7.5.

### 7.7.3 Χρήση του Συντελεστή Ενεργής Θερμότητας για τον Προσδιορισμό του Σημείου Δρόσου Συσκευής και της Ποσότητας Αφυγρανθέντα Αέρα

Το Σχήμα 7.3 δείχνει ένα ισοδύναμο σύστημα στο οποίο ο παρακαμφθέντας εξωτερικός αέρας δείχνεται ξεχωριστά. Έτσι Σχήμα 7.3 Ισοδύναμο κύκλωμα για παρακαμφθέντα εξωτερικό αέρα αν ο αέρας που εξέρχεται της συσκευής δεν περιελάμβανε τον παρακαμφθέντα εξωτερικό αέρα η κατάσταση του θα ήταν στο 2' , όπως φαίνεται στο Σχήμα 7.4. Στη μείξη με τον παρακαμφθέντα εξωτερικό αέρα στο 0 , παίρνουμε τον κλιματιζόμενο αέρα στο 2. Ούτως το σημείο 2' βρίσκεται στη γραμμή 0-2-2'.



Σχήμα 7.3. Ισοδύναμο κύκλωμα για παρακαμφθέντα εξωτερικό αέρα.



Σχήμα 7.4 Ψυχομετρική διεργασία με παρακαμφθέντα εξωτερικό αέρα και συντελεστή ενεργής αισθητής θερμότητας

Μπορούμε πλέον να συγκρίνουμε τη φυσική σημασία των σημείων 2 και 2'. Ο κλιματισμένος αέρας στο 2 είναι ικανός να ισορροπήσει τις RSH και RLH, και η κατάσταση 2 βρίσκεται επί της γραμμής RSHF. Ο κλιματισμένος αέρας στο 2' είναι ικανός να ισορροπήσει τις παρακμφθείσες OASH και OALH σε προσθήκη στα φορτία δωματίου εξ ου και η κατάσταση 2 βρίσκεται επί της γραμμής ESHF.

Για να εντοπιστεί το σημείο 2', πρέπει πρώτα να σχεδιαστεί η γραμμή ESHF από το i. Η τομή της με την καμπύλη κορεσμού καθορίζει το S, το ADP. Τώρα μια προσέγγιση μπορεί να γίνει λαμβάνοντας τα όμοια τρίγωνα S-2-2' και S-1-i, ούτως ώστε

$$BPF = \frac{2-S}{1-S} = \frac{2'-S}{i-S}$$

Η υπόθεση δεν είναι ακριβής αφού η 2-2' δεν είναι παράλληλη της 0-i. Παρόλα αυτά, στην πράξη, τα σημεία 2 και 2' είναι τόσο κοντά μεταξύ τους και το σημείο 0 και στις δύο γραμμές τόσο μακριά, που για όλους τους πρακτικούς σκοπούς η προσέγγιση είναι έγκυρη. Επομένως, η αφυγρανθείσα ποσότητα αέρα μπορεί να υπολογιστεί χρησιμοποιώντας την κατάσταση 2' και τη ERSH ως ακολούθως

$$(cmm)_d = \frac{ERSH}{0,0204(t_i - t'^2)}$$

$$(cmm)_d = \frac{ERSH}{0,0204(t_i - t'_{ADP})(1 - BPF)} \quad 7.10$$

Η (7.10) χρησιμοποιείται κανονικά αντί των (7.8) (7.9).

## 7.8 ΕΠΙΛΟΓΗ ΚΛΙΜΑΤΙΣΤΙΚΗΣ ΣΥΣΚΕΥΗΣ ΓΙΑ ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟ ΚΑΙ ΑΦΥΓΡΑΝΣΗ

Αφού υπολογιστεί η αφυγρανθείσα ποσότητα αέρα, μπορεί να επιλεγθεί η ψυκτική σπείρα ή η κλιματιστική συσκευή από τους πίνακες απόδοσης των κατασκευαστών. Τα απαραίτητα στοιχεία για αυτή την επιλογή είναι :

1. Συνολική ολική θερμότητα
2. Αφυγρανθείσα ποσότητα αέρα
3. Σημείο δρόσου συσκευής

Τα στοιχεία απόδοσης μας δίνουν επίσης τον συντελεστή παράκαμψης της συσκευής. Αν ο BPF της επιλεγμένης συσκευής δεν είναι ίδιος με τον αρχικώς επιλεγμένο, το τμήμα της φόρμας εκτίμησης φορτίου που περιλαμβάνει τον BPF πρέπει να προσαρμοστεί ανάλογα.

Άρα η συσκευή επιλεγθεί από τα ESHF, ADP, BPF και RTH οι καταστάσεις εισερχόμενου και εξερχόμενου αέρα καθορίζονται εύκολα.

Υπάρχουν δυο τύποι ψυκτικού και αφυγραντικού εξοπλισμού:

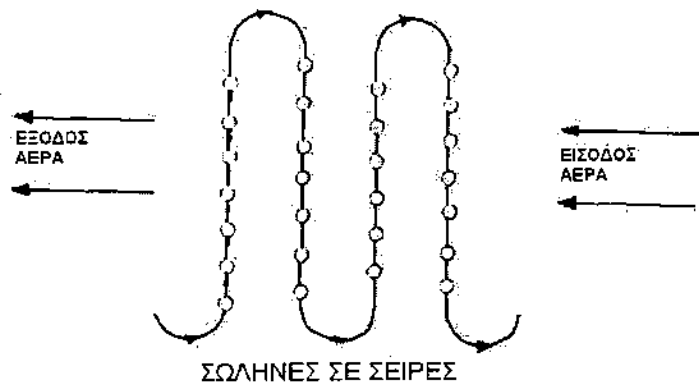
1. Εξοπλισμός σπειρώματος



## 2. Εξοπλισμός καταιονισμού ή δακτυλίων αέρος

Κανονικά μια σπείρα αποτελείται από μια σειρά σωλήνων μέσω των οποίων ρέει άλμη, κρύο νερό ή διασταλμένο ψυκτικό. Ο αέρας έλκεται πάνω από τους σωλήνες με τη βοήθεια ανεμιστήρα. Η σπείρα μπορεί να είναι επίσης και σε μορφή σειρών σωλήνων.

Το Σχήμα 7.5 δείχνει μια σπείρα 4 σειρών με 7 σειρές σωλήνων σε σειρά.



Σχήμα 7.5 Διάταξη σπείρας

Καθώς ο αέρας περνά πάνω από τη σπείρα ψύχεται και αφυγραίνεται ή θερμαίνεται, ανάλογα με τη θερμοκρασία του ρέοντος ρευστού. Το μέσον εντός του σπειρώματος ψύχεται ή θερμαίνεται, αντιστοίχως, εξωτερικά της συσκευής.

Το μέγεθος της επιφάνειας της σπείρας όχι μόνο επηρεάζει τη μεταφορά θερμότητας, αλλά και το BPF. Ο BPF εξαρτάται επίσης από τον αριθμό των σειρών. Όσο μεγαλύτερος είναι ο αριθμός σειρών, τόσο πιο κοντά είναι η θερμοκρασία εξερχόμενου αέρα σε αυτή του ψυκτικού μέσου.

Ο Πίνακας 7.6 δίνει τυπικές τιμές BPF για πτερυγωτές σπείρες. Αυτές οι τιμές αφορούν σπείρες με σωλήνες 1,6cm OD σε απόσταση περίπου 3cm από τα κέντρα. Για άλλες σπείρες, θα έπρεπε να ληφθούν δεδομένα από τον κατασκευαστή.

Αριθμός σειρών ή Βάθος σπείρας	3 πτερύγια/cm		6 πτερύγια/cm	
	Ταχύτητα Αέρα (m/min)			
	90	210	90	210
2	0.42	0.55	0.22	0.38
3	0.27	0.40	0.10	0.23
4	0.19	0.30	0.05	0.14
5	0.12	0.23	0.02	0.09
6	0.08	0.18	0.01	0.06
8	0.03	0.08		

Πίνακας 7.6 Τυπικοί Συντελεστές Παράκαμψης για Πτερυγωτές Σπείρες

Οι υγραντήρες αέρα με καταιονητήρες κρύου νερού μπορούν να χρησιμοποιηθούν αντί των σπειρών για ψύξη και αφύγρανση. Οι υγραντήρες αέρα

είναι πιο ευπροσάρμοστοι από τις σπείρες με την έννοια ότι μπορούν χρησιμοποιηθούν για θέρμανση και ύγρανση, αλλά και για εξατμιστική ψύξη.

Οι λεπτομέρειες του εξοπλισμού καταιονισμού συζητούνται στο Κεφάλαιο 20.

Οι υγραντήρες αέρα με καταιονητήρες κρύου νερού συμπεριφέρονται σχεδόν σαν τις ψυκτικές σπείρες, έχοντας μια ενεργή θερμοκρασία επιφάνειας ίση με το απαιτούμενο σημείο δρόσου της συσκευής.

Η επίδραση του BPF στο σημείο δρόσου της συσκευής επιδείχθηκε στο Σχήμα 7.2. Τα συνεπαγόμενα συμπεράσματα συνοψίζονται πιο κάτω:

#### *Μικρός συντελεστής παράκαμψης*

1. Υψηλό ADP και υψηλότερη θερμοκρασία ψυκτικού ή άλμης ή νερού και συνεπώς μικρότερη ψυκτική μηχανή με μεγαλύτερο συντελεστή απόδοσης.
2. Μεγαλύτερη επιφάνεια θερμομεταφοράς αφού απαιτούνται περισσότερες σειρές για μικρότερο BPF και αφού το ADP είναι υψηλότερο.

#### *Μεγάλος συντελεστής παράκαμψης*

1. Χαμηλό ADP και χαμηλότερη θερμοκρασία ψυκτικού ή άλμης ή νερού και συνεπώς μεγαλύτερη ψυκτική μηχανή με μικρότερο συντελεστή απόδοσης.
2. Λιγότερη επιφάνεια θερμομεταφοράς αφού απαιτούνται λιγότερες σειρές για μεγαλύτερο BPF και αφού το ADP είναι χαμηλότερο.

Τα σημεία 1 και 2 αντιπροσωπεύουν το κόστος λειτουργίας και το αρχικό κόστος αντίστοιχα και είναι αλληλοσυγκρουόμενα. Για το ελάχιστο συνολικό κόστος είναι απαραίτητη η βελτιστοποίηση. Οι τιμές BPF σπειρών του Πίνακα 7.7 μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως οδηγός για τυπικές εφαρμογές.

BPF Σπείρας	Τύπος εφαρμογής	Παραδείγματα
0,3 ως 0,5	Μικρό ολικό φορτίο	Οίκημα
0,2 ως 0,3	Χαμηλός SHF και μεγάλο ολικό φορτίο	Οίκημα, μικρό κατάστημα, εργοστάσιο
0,1 ως 0,2	Τυπική εφαρμογή άνεσης	Πολυκατάστημα, τράπεζα, εργοστάσιο
0,05 ως 0,1	Υψηλότερα λανθάνοντα φορτία ή υψηλό φορτίο εξωτερικού αέρα	Πολυκατάστημα, εστιατόριο
0 ως 0,1	Εφαρμογές μόνο με εξωτερικό αέρα	Νοσοκομείο, δωμάτια επεμβάσεων

**Πίνακας 7.7 Τυπικοί Συντελεστές παράκαμψης Πτερυγωτών Σπειρών για Διάφορες Εφαρμογές**

#### **Παράδειγμα 7.2**

Ένα μαγαζί λιανικής πώλησης βρίσκεται σε μια πόλη με γεωγραφικό πλάτος  $30^\circ$  Β και έχει τα παρακάτω φορτία.

Αισθητή θερμότητα δωματίου 58015 kW

Λανθάνουσα θερμότητα δωματίου 14,54 kW

Οι θερινές εξωτερικές και εσωτερικές συνθήκες σχεδιασμού είναι:

Εξωτερικές 40 °C DB, 27 °C WB

Εσωτερικές 25 °C DB, 50 % RH

Χρησιμοποιούνται 70 cmh εξαεριζόμενου αέρα. Να καθοριστούν τα παρακάτω:

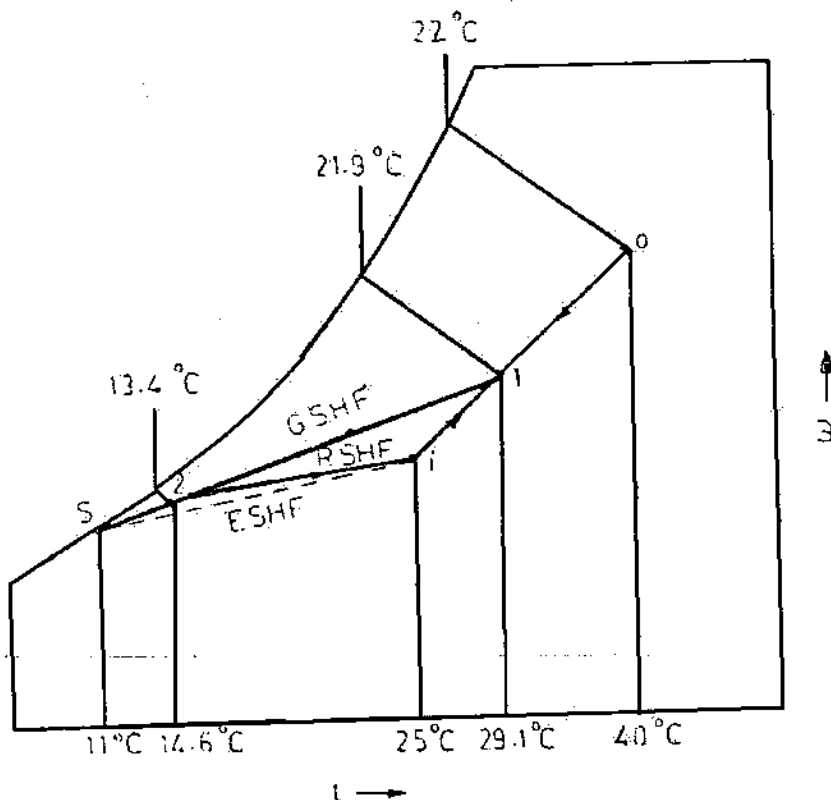
- (i) το φορτίο εξαερισμού
- (ii) τη μέγιστη συνολική θερμότητα
- (iii) τον συντελεστή ενεργούς αισθητής θερμότητας
- (iv) το σημείο δρόσου της συσκευής
- (v) την ποσότητα του αέρα που έχει αφυγρανθεί
- (vi) την κατάσταση του αέρα που εισέρχεται και εξέρχεται της συσκευής

Θεωρείται ένας σωστός συντελεστής παράκαμψης για τη ψυκτική σπείρα.

Λύση

Πίνακας 9.8. Οι συνθήκες σχεδιασμού για το παράδειγμα 7.2

Συνθήκες	DBT	WBT	RH	Ω	H	U
	°C	°C	%	kg/kg	kJ/kg d.a.	m <sup>3</sup> /kg d.a.
Εξωτερικές	40	27		0,0175	85,0	0,192
Εσωτερικές	25		50	0,01	50,8	0,858



Σχήμα 7.6. Ψυχομετρική διεργασία για το παράδειγμα 7.2

Από το σχήμα 9.6

(i) η αισθητή θερμότητα του εξωτερικού αέρα

$$OASH = 0.0204(70)(40 - 25) = 21.42 \text{ Kw}$$

η λανθάνουσα θερμότητα του εξωτερικού αέρα

$$OALS = 50(70)(0.0175 - 0.01) = 26.25 \text{ Kw}$$

η ολική θερμότητα του εξωτερικού αέρα ή το φορτίο εξαερισμού

$$\begin{aligned} OATH &= OASH + OALH \\ &= 21.42 + 26.25 = 47.67 \text{ Kw} \end{aligned}$$

( ii ) ολική αισθητή θερμότητα

$$\begin{aligned} TSH &= RSH + OASH \\ &= 58.15 + 21.42 = 79.57 \text{ Kw} \end{aligned}$$

ολική λανθάνουσα θερμότητα

$$\begin{aligned} TLH &= RLH + OALH \\ &= 14.54 + 26.25 = 40.79 \text{ Kw} \end{aligned}$$

μέγιστη ολική θερμότητα

$$\begin{aligned} GTH &= TSH + TLH \\ &= 79.57 + 40.79 = 120.36 \text{ Kw} \end{aligned}$$

( iii ) θεωρείται ο συντελεστής παράκαμψης 0,15 (πίνακας 7.7)

Ενεργή αισθητή θερμότητα του δωματίου

$$ERSH = 58.15 + 0.15(21.42) = 61.36 \text{ Kw}$$

Ενεργή λανθάνουσα θερμότητα του δωματίου

$$ERLH = 14.54 + 0.15(26.25) = 18.48 \text{ Kw}$$

Ενεργός συντελεστής αισθητής θερμότητας

$$ESHF = 61.36 / (61.36 + 18.48) = 0.77$$

( iv ) σχεδιάζεται η γραμμή 0,77 SHF από τις εσωτερικές συνθήκες όπως φαίνεται στο σχήμα 7.6. Η καμπύλη κορεσμού δίνει το ADP ως 11 °C.

( v ) η ποσότητα του αέρα που έχει αφυγραωθεί

$$\begin{aligned} (cmm)_d &= ERSH / [(0.0204)(t_1 - t_{ADP})(1 - BPF)] \\ &= 61.36 / [(0.0204)(25 - 11)(1 - 0.15)] = 253 \text{ cmm} \end{aligned}$$

( vi ) ο αέρας που ανακυκλώνεται στο δωμάτιο

$$\begin{aligned} (cmm)_i &= (cmm)_d - (cmm)_o \\ &= 253 - 70 = 183 \text{ cmm} \end{aligned}$$

Βασίζομενοι στους υπολογισμούς για το cmm αντί των τιμών της μάζας, όπως οι υπόλοιποι υπολογισμοί βασίζονται σε σταθερή πυκνότητα του αέρα, παίρνουμε τα παρακάτω αποτελέσματα.

Η θερμοκρασία ξηρού βολβού του εισερχόμενου αέρα

$$t_1 = [193(25) + 70(40)] / 253 = 29.1 \text{ }^\circ\text{C}$$

Η θερμοκρασία υγρού βολβού του εισερχόμενου αέρα, στην ένωση του i με το 0 και στην παραπάνω θερμοκρασία

$$t_1' = 21.9 \text{ }^\circ\text{C}$$

Η θερμοκρασία ξηρού βολβού του εξερχόμενου αέρα

$$\begin{aligned} t_2 &= t_{ADP} + (t_1 - t_{ADP})BPF \\ &= 11 + (29.1 - 11)(0.15) = 13.7 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Η θερμοκρασία υγρού βολβού υπολογίζεται εντοπίζοντας το σημείο 2 στην παραπάνω θερμοκρασία, στην ένωση του 1 και του S. Έτσι

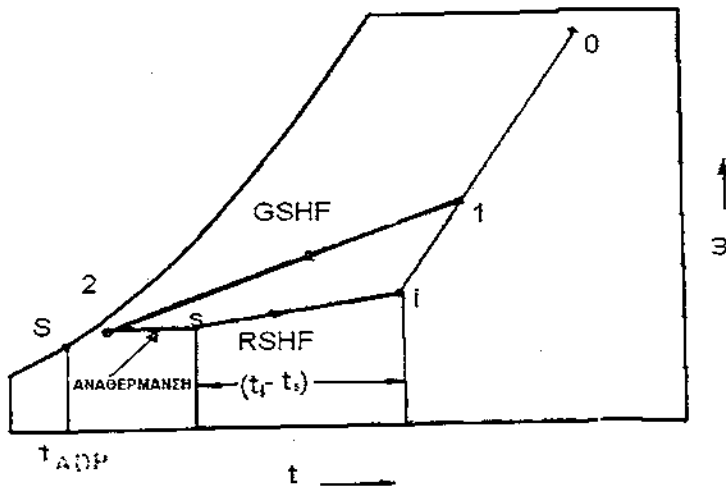
$$t_2' = 13.2 \text{ }^\circ\text{C}$$

### 7.8.1 Εφαρμογή Υψηλού Λανθάνοντος Θερμικού Φορτίου

Καμιά φορά, μπορεί να ανακύψει μια κατάσταση όπου ο GSHF δεν τέμνει την καμπύλη κορεσμού, ή ακόμα και όταν την τέμνει προκύπτει μια απαράδεκτα χαμηλή του σημείου δρόσου συσκευής. Στην προηγούμενη δεν είναι δυνατόν να σχεδιαστεί ψυκτική σπείρα που να ικανοποιεί το SHF του δωματίου και μακροπρόθεσμα θα έχουμε μια ακραίως δαπανηρή ψυκτική μηχανή με πολύ μικρή πίεση αναρρόφησης και υψηλή κατανάλωση ισχύος.

Τέτοιον είδους περιπτώσεις ανακύπτουν όταν το λανθάνον θερμικό φορτίο είναι πολύ υψηλό σε σύγκριση με το συνολικό θερμικό φορτίο, εξαιτίας των πολύ υγρών εξωτερικών συνθηκών σχεδιασμού, των πολύ υψηλών εσωτερικών λανθανόντων φορτίων.

Σε όλες αυτές τις περιπτώσεις, επιλέγεται ένα κατάλληλο σημείο δρόσου της συσκευής  $t_s$  και ο αέρας επαναθερμαίνεται ως τη γραμμή RSHF αφού φύγει από την ψυκτική σπείρα, καθώς φαίνεται στο Σχήμα 7.7.



Σχήμα 7.7 Ψυχομετρικές διεργασίες με αναθέρμανση

1. Επιλέγουμε τη μέγιστη επιτρεπόμενη διαφορά  $(t_1 - t_s)$  μεταξύ των καταστάσεων αέρα δωματίου και παροχής.
2. Σχεδιάζουμε τη γραμμή RSHF.
3. Εντοπίζουμε το σημείο αέρα παροχής  $s$ .
4. Η κατάσταση εξερχόμενου αέρα 2 βρίσκεται στην οριζόντιο από το  $s$ .
5. Επιλέγουμε κατάλληλη σπείρα ώστε το 2 να βρίσκεται σε αυτή την οριζόντιο.
6. Υπολογίζουμε την αναθέρμανση από το  $t_2$  στο  $t_s$ .
7. Υπολογίζουμε την ποσότητα αέρα που λαμβάνει τη θερμότητα από το  $t_2$  στο  $t_s$ .

Υπάρχουν δύο εναλλακτικές της αναθέρμανσης. Αυτές είναι :

1. Μετά την κατάσταση σχεδιασμού του δωματίου σε μια κατάσταση μεγαλύτερης υγρασίας. Έτσι η γραμμή GSHF θα τμήσει την καμπύλη κορεσμού.
2. Χρήση σπείρας με μικρότερο BPF ώστε να αυξηθεί ο ESHF και να ληφθεί μεγαλύτερο ADP

Παρόλο που αυτές οι μέθοδοι μπορεί να μην εξαλείψουν την ανάγκη αναθέρμανσης εντελώς, τουλάχιστον περιορίζουν την απαίτηση αναθέρμανσης. Άρα οι ανωτέρω μέθοδοι μπορεί να χρησιμοποιηθούν συγχρόνως με την αναθέρμανση.

### Παράδειγμα 7.3

Ένα εργαστήριο που έχει μια συνηθισμένη μεγάλη λανθάνουσα θερμότητα χρειάζεται κλιματισμό. Οι συνθήκες σχεδιασμού και τα φορτία είναι τα εξής.

Θερινές συνθήκες σχεδιασμού	40 °C DBT, 27 °C WBT
Εσωτερικές συνθήκες σχεδιασμού	25 °C, 50 % RH
Αισθητή θερμότητα δωματίου	34,9 kW
Λανθάνουσα θερμότητα δωματίου	18,6 kW

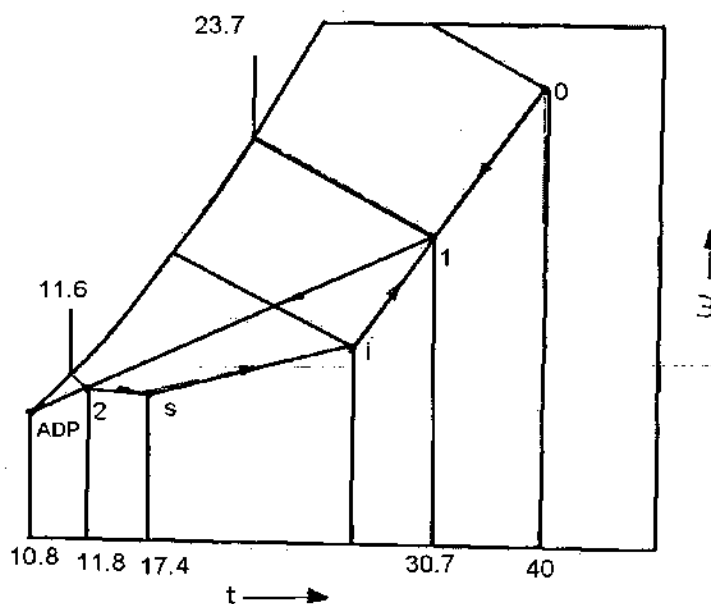
Η αναγκαία ποσότητα αέρα εξαέρωσης είναι 85 cm<sup>3</sup>. Να υπολογιστούν τα εξής:

- (i) το φορτίο εξαερισμού.
- (ii) τους συντελεστές της ενεργούς αισθητής θερμότητας και της αισθητής θερμότητας του δωματίου.
- (iii) το σημείο δρόσου της συσκευής και την ποσότητα αναθέρμανσης για οικονομικό σχεδιασμό.
- (iv) την ποσότητα του παρεχόμενου αέρα.
- (v) τις συνθήκες του εισερχόμενου και εξερχόμενου στην σπείρα αέρα και τη θερμοκρασία του παρεχόμενου αέρα.
- (vi) τη μέγιστη ολική θερμότητα.

Θεωρούμε έναν σωστό συντελεστή παράκαμψης.

### Λύση

Οι συνθήκες σχεδιασμού είναι ίδιες με αυτές που υπάρχουν στον πίνακα 7.8. Σύμφωνα με το σχήμα 7.8



Σχήμα 7.8. Ψυχομετρικές διεργασίες για το παράδειγμα 7.3

- (i) εξωτερική θερμότητα εξωτερικού αέρα  

$$Q_{ASH} = 0.0204(85)(40 - 25) = 26.0 \text{ Kw}$$
 Λανθάνουσα θερμότητα εξωτερικού αέρα

$$OALH = 50(85) (0.0175 - 0.01) = 30.6 \text{ Kw}$$

Φορτίο εξαερισμού για την ολική θερμότητα του εξωτερικού αέρα

$$OATH = 26.0 + 30.6 = 56.6 \text{ Kw}$$

( ii ) συντελεστής αισθητής θερμότητας δωματίου

$$RSHF = 34.9/(34.9 + 18.6) = 0.65$$

Επειδή είναι εφαρμογή για χαμηλό συντελεστή αισθητής θερμότητας, διαλέγουμε σπείρα με χαμηλό συντελεστή παράκαμψης της τιμής των 0,05 για οικονομικό σχεδιασμό. Η ενεργή αισθητή θερμότητα του δωματίου

$$ERSH = 34.9 + (0.05) (26.0) = 36.2 \text{ Kw}$$

Ενεργή λανθάνουσα θερμότητα δωματίου

$$ERLH = 18.6 + (0.05) (30.6) = 20.63 \text{ Kw}$$

Συντελεστής ενεργής αισθητής θερμότητας

$$ESHF = 36.2/(36.2 + 20.1) = 0.64$$

*Σημείωση:* ο συντελεστής αισθητής θερμότητας του δωματίου είναι πολύ χαμηλός.

Το αποτέλεσμα επιλογής χαμηλής BPF σπείρας είναι να κρατήσουμε το ESHF κοντά στο RSHF.

( iii ) η γραμμή ESHF τέμνει την καμπύλη κορεσμού. Αλλά το ADP είναι τόσο χαμηλό όσο στους 3 °C. Αν είχαμε διαλέξει μια χαμηλή BPF σπείρα, η γραμμή ESHF δεν θα είχε τέμνει καθόλου. Για οικονομικό σχεδιασμό, επιλέγουμε ESHF = 0.75. Σχεδιάζοντας αυτή την γραμμή από το i, παίρνουμε

$$ADP = 10.8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Για τον υπολογισμό της απαιτούμενης αναθέρμανσης, γράφουμε την έκφραση για τον τροποποιημένο ESHF

$$\text{Τροποποιημένο ESHF} = (ERSH + \text{αναθέρμανση}) / (ERSH + ERLH + \text{αναθέρ.})$$
$$0,75 = (36,2 + \text{αναθερμ.}) / (36,2 + 20,1 + \text{αναθερμ.})$$

όπου

$$\text{αναθέρμανση} = 24,1 \text{ kW}$$

( iv ) η ποσότητα του αέρα που έχει αφυγρανθεί

$$(\text{cmm})_d = (ERSH + \text{αναθερμ.}) / [0,0204 (t_i - t_{ADP})(1 - \text{BPF})]$$
$$= (36.2 + 24.1) / [0.0204 (25 - 10.8) (1 - 0.05)] = 220$$

*Σημείωση:* η ποσότητα του αέρα παροχής είναι ίση με την ποσότητα του αέρα που έχει αφυγρανθεί

( v ) ανακυκλώσιμος αέρας δωματίου

$$(\text{cmm})_1 = (\text{cmm})_s - (\text{cmm})_0$$
$$= 220 - 85 = 135$$

η θερμοκρασία ξηρού βολβού του εισερχόμενου αέρα

$$t_1 = [139(25) + 85(40)] / 220 = 30.7 \text{ }^\circ\text{C}$$

η θερμοκρασία υγρού βολβού του εισερχόμενου αέρα, από τον ψυχομετρικό χάρτη

$$t_1' = 23.7 \text{ }^\circ\text{C}$$

η θερμοκρασία ξηρού βολβού του εξερχόμενου αέρα

$$t_2 = t_{ADP} + (t_1 - t_{ADP}) \text{ BPF}$$

$$= 10.8 + (30.7 - 10.8) (0.05) = 11.8 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

η θερμοκρασία υγρού βολβού του εξερχόμενου αέρα, από τον ψυχομετρικό χάρτη

$$t_2' = 11.6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

η θερμοκρασία του αέρα παροχής

$$t_s = t_i - [\text{RSH}/0.0204(\text{cmmm})_s] \\ = 25 - [34.9/0.0204(220)] = 17.4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

(vi) η μέγιστη ολική θερμότητα

$$\text{GTH} = \text{φορτίο δωματίου} + \text{φορτίο εξαερισμού} + \text{αναθέρμανση} \\ = (34,9 + 18,6) + 56,6 + 24,1 = 134,2 \text{ kW}$$

### 7.8.2 Εφαρμογή Εξ Ολοκλήρου Εξωτερικού Αέρα

Μια τυπική εφαρμογή αυτού του είδους είναι η αίθουσα επεμβάσεων σε νοσοκομεία. Μετά του απαραίτητους υπολογισμούς φορτίων, τον καθορισμό του σημείου δρόσου της συσκευής και τον προσδιορισμό της αφυγρανθείσας ποσότητας αέρα, μπορεί να συναντήσουμε μια εκ των ακόλουθων περιπτώσεων, για τις οποίες δίνονται οι διαδικασίες.

*Περίπτωση I. Η αφυγρανθείσα ποσότητα αέρα ισούται με την απαίτηση αέρα εξαερισμού*

Η λύση σ' αυτή την περίπτωση είναι απλή όπως φαίνεται στο Σχήμα 7.9. Ο φρέσκος αέρας λαμβάνεται απευθείας από την κλιματιστική συσκευή και κατόπιν παρέχεται στο δωμάτιο.

*Περίπτωση II. Η αφυγρανθείσα ποσότητα αέρα υπολείπεται της απαίτησης αέρα εξαερισμού*

Διακρίνονται δύο εναλλακτικές:

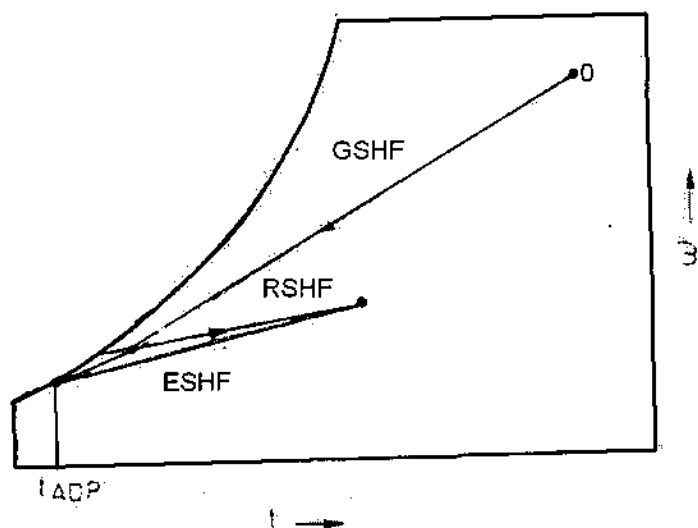
α) Αν η διαφορά μεταξύ των ποσοτήτων αέρα είναι πολύ μικρή, τότε μπορεί να χρησιμοποιηθεί μια σπείρα με μεγαλύτερο BPF. Αποτέλεσμα αυτού θα είναι να αυξηθεί η θερμοκρασία του αέρα που φεύγει από τη σπείρα και έτσι να αυξηθεί η απαιτούμενη ποσότητα αέρα παροχής.

β) Αν η διαφορά μεταξύ των ποσοτήτων αέρα είναι μεγάλη, τότε είναι αναγκαίο να κλιματίσουμε πρώτα τον απαραίτητο εξωτερικό αέρα και μετά με αναθέρμανση να μεγαλώσουμε τεχνητά το φορτίο αισθητής θερμότητας δωματίου, ούτως ώστε να απαιτείται μεγαλύτερη ποσότητα αέρα παροχής. Οι διεργασίες φαίνονται στο Σχήμα 7.10. Πρέπει να πούμε ότι πρέπει να επιλεγούν αρμόζοντα BPF και ADP. Επίσης η μέθοδος σπαταλά ενέργεια.

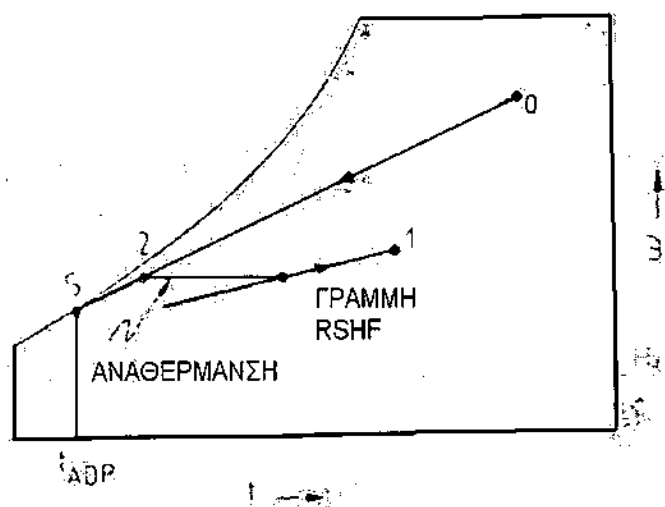
*Περίπτωση III. Η αφυγρανθείσα ποσότητα αέρα πλεονάζει της απαίτησης αέρα εξαερισμού*

Σε αυτή την περίπτωση, οι υπολογισμοί πρέπει να επαναληφθούν, παίρνοντας τον εξωτερικό αέρα ίσο με την υπολογισμένη αφυγρανθείσα ποσότητα αέρα.





Σχήμα 7.9 Ψυχομετρικές διεργασίες για όλες τις εφαρμογές εξωτερικού αέρα - η ποσότητα αποξηραμένου αέρα ισούται με την απαίτηση αέρα εξαερισμού



Σχήμα 7.10 Ψυχομετρικές διεργασίες για όλες τις εφαρμογές εξωτερικού αέρα - η ποσότητα αποξηραμένου αέρα υπολείπεται της απαίτησης αέρα εξαερισμού

#### Παράδειγμα 7.4

Ένα εργαστήριο πρόκειται να κλιματιστεί με εξωτερικές και εσωτερικές συνθήκες σχεδιασμού, όπως το παράδειγμα 7.2. Όλος ο εξωτερικός αέρας πρέπει να χρησιμοποιηθεί. Τα φορτία της αισθητής και της λανθάνουσας θερμότητας είναι 14,5 και 3,2 kW αντίστοιχα. Η ελάχιστη απαιτούμενη ποσότητα φρέσκου αέρα είναι 50 cmm. Να προσδιοριστούν:

- (i) το φορτίο εξαερισμού
- (ii) ο συντελεστής ενεργούς αισθητής θερμότητας και το σημείο δρόσου της συσκευής
- (iii) την ποσότητα του αέρα που έχει αφυγρανθεί

θεωρούμε έναν σωστό συντελεστή παράκαμψης.

**Λύση**

Καθώς το φορτίο εξαερισμού είναι μεγάλο, ο συντελεστής ενεργούς αισθητής θερμότητας είναι πολύ χαμηλός, εκτός αν διαλέξουμε έναν πολύ χαμηλό συντελεστή παράκαμψης. Για αυτό διαλέγουμε σπείρα με  $BPF = 0.05$ . Τότε

$$\begin{aligned}OASH &= 0.0204 (50) (40 - 25) = 15.3 \text{ kW} \\OALH &= 50 (50) (0.0175 - 0.01) = 18.75 \text{ Kw} \\OATH &= 15.3 + 18.75 = 34.05 \text{ Kw} \\ERSH &= 14.5 + (0.05) (15.3) = 15.31 \text{ Kw} \\ERLH &= 3.2 + (0.05) (18.75) = 4.14 \text{ kW} \\ESHF &= 15.31 / (15.31 + 4.14) = 0.784 \\ADP &= 11.3 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (από τον ψυχομετρικό χάρτη)} \\(cmm)_d &= 15.31 / [(0.0204) (25 - 11.3) (1 - 0.05)] = 57.5\end{aligned}$$

*Σημείωση:* η ποσότητα του αέρα που έχει αφυγρανθεί είναι περισσότερο ο ελάχιστος φρέσκος αέρας που χρειάζεται. Οι υπολογισμοί πρέπει να επαναληφθούν με την ποσότητα εξαερισμένου αέρα να είναι 57,5 cmm. Τα αποτελέσματα θα είναι:

(i) φορτίο εξαερισμού

$$OATH = 39.16 \text{ Kw}$$

(ii) συντελεστής ενεργούς αισθητής θερμότητας

$$ESHF = 0.782$$

Σημείο δρόσου της συσκευής

$$ADP = 11.3 \text{ }^\circ\text{C}$$

(iii) ποσότητα αέρα που έχει αφυγρανθεί

$$(cmm)_d = 57.9$$

Οι υπολογισμοί πρέπει να επαναληφθούν, με τιμή του εξαερισμένου αέρα 57,9 cmm μέχρι να υπάρξει συμφωνία μεταξύ των υποτιθέμενων και των υπολογισμένων τιμών.

## 7.9 ΕΞΑΤΜΙΣΤΙΚΗ ΨΥΞΗ

Όπως είδαμε στο Κεφάλαιο 5, η εξατμιστική ψύξη γίνεται κατά την διεργασία αδιαβατικού κορεσμού. Είναι η διεργασία της απομάκρυνσης της αισθητής θερμότητας από τον αέρα και της ισοδύναμης προσθήκης λανθάνουσας θερμότητας υπό τη μορφή προστιθέμενων υδρατμών.

Η εξατμιστική ψύξη είναι μια διεργασία στην οποία δεν έχουμε ούτε προσθήκη, ούτε απομάκρυνση θερμότητας από το νερό εξωτερικά του δακτυλίου αέρος. Το νερό απλώς ανακυκλοφορείται από μια αντλία.

Η εξατμιστική ψύξη χρησιμοποιείται ευρέως όταν οι εξωτερικές συνθήκες είναι πολύ ξηρές. Αυτό σημαίνει ότι η ταπείνωση υγρού βολβού του αέρα είναι πολύ μεγάλη. Σε ξηρό κλίμα, η εξατμιστική ψύξη προσφέρει κάποια ανακούφιση απομακρύνοντας την αισθητή θερμότητα από το δωμάτιο. Όμως η υγρασία δεν μπορεί να ελεγχθεί.

Ένα άλλο μειονέκτημα της εξατμιστικής ψύξης είναι η μεγάλη ποσότητα αέρα που πρέπει να παρασχεθεί για να φτάσουμε την απαίτηση φορτίου αισθητής θερμότητας του δωματίου, αφού η θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ του αέρα παροχής και δωματίου είναι γενικά μικρή. Ούτως, ενώ στον κλιματισμό η ποσότητα αέρα παροχής είναι της τάξης των 10 αλλαγών αέρα ανά ώρα, στην περίπτωση της

εξατμιστικής ψύξης είναι 20 αλλαγές αέρα. Αυτή η ποσότητα αυξάνεται ραγδαία καθώς η υγραντική αποδοτικότητα του δακτυλίου αέρα ελαττώνεται.

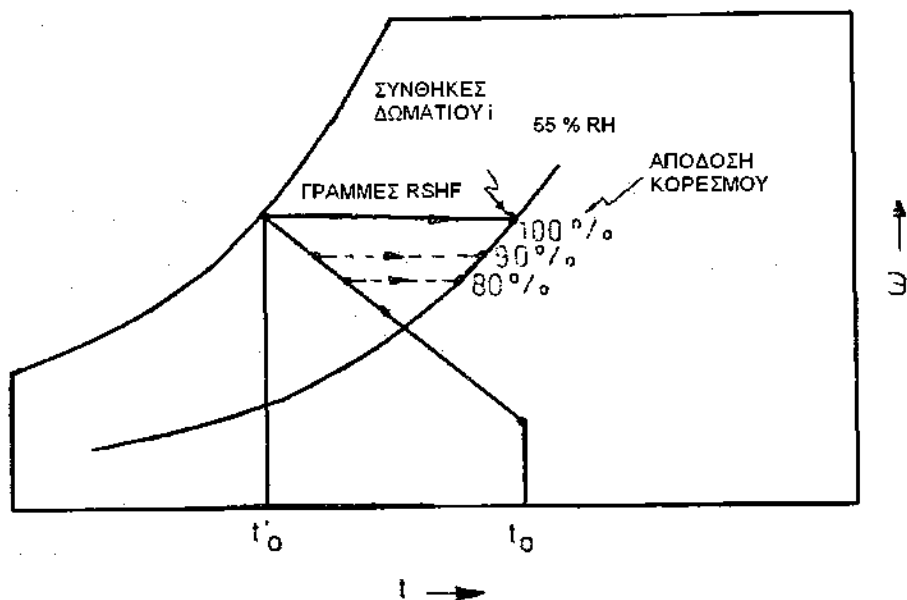
### Παράδειγμα 7.5

Σε μια βιομηχανική εξατμιστική εφαρμογή με εξωτερικές συνθήκες, όπως αυτές του παραδείγματος 7.2, και οι εσωτερικές να διατηρούνται σε μια μέγιστη σχετική υγρασία 55 %. Η αισθητή θερμότητα του δωματίου είναι 581,5 kW. Όλος ο εξωτερικός αέρας πρέπει να χρησιμοποιηθεί. Να βρεθεί η θερμοκρασία ξηρού βολβού του δωματίου και την ποσότητα του παρεχόμενου αέρα ως συνάρτηση των αποδόσεων ύγρανσης των 80, 85, 90, 95 και 100 %.

### Λύση

(i) η θερμοκρασία ξηρού βολβού

Για τη διατήρηση των 55 % RH στο δωμάτιο, φαίνεται στο σχήμα 7.11 ότι οι μεταβλητές της θερμοκρασίας ξηρού βολβού του δωματίου, κατά μήκος της γραμμής 55 % RH, εξαρτώνται από την απόδοση ύγρανσης  $\eta_H$ .



Σχήμα 7.11. Εξατμιστική ψυκτική διεργασία για το παράδειγμα 7.5.

Επίσης όσο η θερμοκρασία ξηρού βολβού μειώνεται με την αύξηση της απόδοσης κορεσμού, μειώνεται η ποσότητα του αέρα παροχής.

Έτσι για τη διατήρηση μια αποδεκτής θερμοκρασίας ξηρού βολβού του δωματίου και της ποσότητας παροχής του αέρα, μπορεί να χρησιμοποιηθεί η επόμενη εξίσωση.

$$\begin{aligned} t_s &= t_o - \eta_H(t_o - t_o') \\ &= 40 - \eta_H(40 - 27) \\ &= 40 - 13\eta_H \end{aligned}$$

Μετά την εύρεση του  $t_s$  η θερμοκρασία ξηρού βολβού του δωματίου  $t_i$  μπορεί να βρεθεί μετακινώντας οριζόντια από το  $t_s$  μέχρι τη γραμμή των 55 % RH. Οι τιμές δίνονται στον πίνακα 7.9.

**Πίνακας 7.9. Η θερμοκρασία ξηρού βολβού και η ποσότητα παροχής αέρα του δωματίου με τις αποδόσεις ύγρανσης.**

$\eta_H$	$t_s$	$t_i$	$t_i - t_s$	$(cmm)_s$
100	27	37.8	10.8	2640
95	27.7	37.5	9.8	2910
90	28.3	37.1	8.6	3240
85	29.0	36.9	7.9	3610
80	30.0	36.7	6.7	4250

Ο πίνακας 7.9 δίνει επίσης την ανύψωση της θερμοκρασίας του παρεχόμενου αέρα ( $t_i - t_s$ ). Σημειώνεται ότι η ανύψωση της θερμοκρασίας του παρεχόμενου αέρα μειώνεται πιο ραγδαία από τη θερμοκρασία ξηρού βολβού του δωματίου. Αντίστοιχα η ποσότητα του παρεχόμενου αέρα αυξάνεται πολύ γρήγορα.

(ii) η ποσότητα του παρεχόμενου αέρα.

Η ποσότητα του παρεχόμενου αέρα μπορεί να υπολογιστεί για διάφορες ανυψώσεις της θερμοκρασίας από την εξίσωση

$$(cmm)_s = 581.5 / [(0.0204)(t_i - t_s)]$$

Οι υπολογισμένες τιμές του  $(cmm)_s$  δίνονται επίσης από τον πίνακα 7.9. Η αύξηση της ποσότητας του παρεχόμενου και μια πολύ μικρή μείωση της θερμοκρασίας ξηρού βολβού του δωματίου μπορεί να δημιουργήσει ένα αίσθημα δυσφορίας για τον αέρα που εκρέει. Επίσης το μέγεθος και η δύναμη του ανεμιστήρα θα αυξηθούν, μέσω του μεγέθους του δωματίου ψεκάσμού θα μειωθεί.

