

# CHƯƠNG I

## NHỮNG KIẾN THỨC CƠ BẢN VỀ KHÔNG KHÍ ẨM

Điều hòa không khí là kỹ thuật tạo ra và duy trì điều kiện vi khí hậu thích hợp với con người và công nghệ của các quá trình sản xuất.

Để có thể đi sâu nghiên cứu kỹ thuật điều hoà không khí trước hết chúng tôi sơ lược các tính chất nhiệt động cơ bản của không khí ẩm.

### 1.1 KHÔNG KHÍ ẨM

Không khí xung quanh chúng ta là hỗn hợp của nhiều chất khí, chủ yếu là  $N_2$  và  $O_2$  ngoài ra còn một lượng nhỏ các khí trơ,  $CO_2$ , hơi nước . . .

- **Không khí khô** : Không khí không chứa hơi nước gọi là không khí khô. Trong các tính toán thường không khí khô được coi là khí lý tưởng.

Thành phần của các chất trong không khí khô được phân theo tỷ lệ sau :

**Bảng 1-1 : Tỷ lệ các chất khí trong không khí khô**

Thành phần	Theo khối lượng (%)	Theo thể tích (%)
- Nitơ : $N_2$	75,5	78,084
- Ôxi : $O_2$	23,1	20,948
- Argon - A	1,3	0,934
- Carbon-Dioxide : $CO_2$	0.1	0,0314

- **Không khí ẩm** : Không khí có chứa hơi nước gọi là không khí ẩm. Trong tự nhiên không có không khí khô tuyệt đối mà toàn là không khí ẩm. Không khí ẩm được chia ra :

+ Không khí ẩm chưa bão hòa : Là trạng thái mà hơi nước còn có thể bay hơi thêm vào được trong không khí.

+ Không khí ẩm bão hòa : Là trạng thái mà hơi nước trong không khí đã đạt tối đa và không thể bay hơi thêm vào đó được. Nếu bay hơi thêm vào bao nhiêu thì có bấy nhiêu hơi ẩm ngưng tụ lại.

+ Không khí ẩm quá bão hòa : Là không khí ẩm bão hòa và còn chứa thêm một lượng hơi nước nhất định. Tuy nhiên trạng thái quá bão hoà là trạng thái không ổn định mà có xu hướng biến đổi đến trạng thái bão hoà do lượng hơi nước dư bị tách dần ra khỏi không khí . Ví dụ như sương mù là không khí quá bão hòa.

Tính chất vật lý và ảnh hưởng của không khí đến cảm giác con người phụ thuộc nhiều vào lượng hơi nước tồn tại trong không khí.

# 1.2 CÁC THÔNG SỐ CỦA KHÔNG KHÍ ẨM

## 1.2.1 Áp suất.

Áp suất không khí thường được gọi là khí áp. Ký hiệu là B. Nói chung giá trị B thay đổi theo không gian và thời gian. Tuy nhiên trong kỹ thuật điều hòa không khí giá trị chênh lệch không lớn có thể bỏ qua và người ta coi B không đổi. Trong tính toán người ta lấy ở trạng thái tiêu chuẩn  $B_0 = 760 \text{ mmHg}$ .

Đồ thị I-d của không khí ẩm thường được xây dựng ở áp suất  $B = 745 \text{ mmHg}$  và  $B_0 = 760 \text{ mmHg}$ .

## 1.2.2 Khối lượng riêng và thể tích riêng.

Khối lượng riêng của không khí là khối lượng của một đơn vị thể tích không khí. Ký hiệu là  $\rho$ , đơn vị  $\text{kg/m}^3$ .

Đại lượng nghịch đảo của khối lượng riêng là thể tích riêng. Ký hiệu là  $v$

$$v = \frac{1}{\rho}, \text{m}^3 / \text{kg} \quad (1-1)$$

Khối lượng riêng và thể tích riêng là hai thông số phụ thuộc.

Khối lượng riêng thay đổi theo nhiệt độ và khí áp. Tuy nhiên cũng như áp suất sự thay đổi của khối lượng riêng của không khí trong thực tế kỹ thuật không lớn nên người ta lấy không đổi ở điều kiện tiêu chuẩn:  $t_0 = 20^\circ\text{C}$  và  $B = B_0 = 760 \text{ mmHg}$ :  $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$

## 1.2.3 Độ ẩm

### 1.2.3.1. Độ ẩm tuyệt đối.

Là khối lượng hơi ẩm trong  $1 \text{ m}^3$  không khí ẩm. Giả sử trong  $V (\text{m}^3)$  không khí ẩm có chứa  $G_h (\text{kg})$  hơi nước thì độ ẩm tuyệt đối ký hiệu là  $\rho_h$  được tính như sau:

$$\rho_h = \frac{G_h}{V}, \text{kg} / \text{m}^3 \quad (1-2)$$

Vì hơi nước trong không khí có thể coi là khí lý tưởng nên:

$$\rho_h = \frac{1}{v_h} = \frac{p_h}{R_h \cdot T}, \text{kg} / \text{m}^3 \quad (1-3)$$

trong đó:

$p_h$  - Phân áp suất của hơi nước trong không khí chưa bão hòa,  $\text{N/m}^2$

$R_h$  - Hằng số của hơi nước  $R_h = 462 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{K}$

$T$  - Nhiệt độ tuyệt đối của không khí ẩm, tức cũng là nhiệt độ của hơi nước,  $^\circ\text{K}$

### 1.2.3.2. Độ ẩm tương đối.

Độ ẩm tương đối của không khí ẩm, ký hiệu là  $\varphi (\%)$  là tỉ số giữa độ ẩm tuyệt đối  $\rho_h$  của không khí với độ ẩm bão hòa  $\rho_{\max}$  ở cùng nhiệt độ với trạng thái đã cho.

$$\varphi = \frac{\rho_h}{\rho_{\max}}, \% \quad (1-4)$$

hay :

Độ ẩm tương đối biểu thị mức độ chứa hơi nước trong không khí ẩm so với không khí ẩm bão hòa ở cùng nhiệt độ.

(1-5)

Khi  $\varphi = 0$  đó là trạng thái không khí khô.

$$\varphi = \frac{P_h}{P_{\max}}, \%$$

$0 < \varphi < 100$  đó là trạng thái không khí ẩm chưa bão hòa.

$\varphi = 100$  đó là trạng thái không khí ẩm bão hòa.

- Độ ẩm  $\varphi$  là đại lượng rất quan trọng của không khí ẩm có ảnh hưởng nhiều đến cảm giác của con người và khả năng sử dụng không khí để sấy các vật phẩm.

- Độ ẩm tương đối  $\varphi$  có thể xác định bằng công thức, hoặc đo bằng ẩm kế. Ẩm kế là thiết bị đo gồm 2 nhiệt kế : một nhiệt kế khô và một nhiệt kế ướt. Nhiệt kế ướt có bầu bọc vải thấm nước ở đó hơi nước thấm ở vải bọc xung quanh bầu nhiệt kế khi bốc hơi vào không khí sẽ lấy nhiệt của bầu nhiệt kế nên nhiệt độ bầu giảm xuống bằng nhiệt độ nhiệt kế ướt  $t_w$  ứng với trạng thái không khí bên ngoài. Khi độ ẩm tương đối bé, cường độ bốc hơi càng mạnh, độ chênh nhiệt độ giữa 2 nhiệt kế càng cao. Do đó độ chênh nhiệt độ giữa 2 nhiệt kế phụ thuộc vào độ ẩm tương đối và nó được sử dụng để làm cơ sở xác định độ ẩm tương đối  $\varphi$ . Khi  $\varphi = 100\%$ , quá trình bốc hơi ngừng và nhiệt độ của 2 nhiệt kế bằng nhau.

## 1.2.4 Dung ẩm (độ chứa hơi).

Dung ẩm hay còn gọi là độ chứa hơi, được ký hiệu là  $d$  là lượng hơi ẩm chứa trong 1 kg không khí khô.

$$d = \frac{G_h}{G_k}, \text{kg / kgkkk} \quad (1-6)$$

-  $G_h$  : Khối lượng hơi nước chứa trong không khí, kg

-  $G_k$  : Khối lượng không khí khô, kg

Ta có quan hệ:

$$d = \frac{G_h}{G_k} = \frac{\rho_h}{\rho_k} = \frac{p_h}{p_k} \cdot \frac{R_k}{R_h} \quad (1-7)$$

$$d = 0,622 \cdot \frac{p_h}{p_k} = \frac{p_h}{p - p_h} \cdot \frac{R_h}{R_k}, \text{kg / kgkkk} \quad (1-8)$$

Sau khi thay  $R = 8314/\mu$  ta có

## 1.2.5 Nhiệt độ.

Nhiệt độ là đại lượng biểu thị mức độ nóng lạnh. Đây là yếu tố ảnh hưởng lớn nhất đến cảm giác của con người. Trong kỹ thuật điều hòa không khí người ta thường sử dụng 2 thang nhiệt độ là độ C và độ F. Đối với một trạng thái không khí nhất định nào đó ngoài nhiệt độ thực của nó trong kỹ thuật còn có 2 giá trị nhiệt độ có ảnh hưởng nhiều đến các hệ thống và thiết bị là nhiệt độ điểm sương và nhiệt độ nhiệt kế ướt.

- **Nhiệt độ điểm sương:** Khi làm lạnh không khí nhưng giữ nguyên dung ẩm  $d$  (hoặc phân áp suất  $p_h$ ) tới nhiệt độ  $t_s$  nào đó hơi nước trong không khí bắt đầu ngưng tụ thành nước bão hòa. Nhiệt độ  $t_s$  đó gọi là nhiệt độ điểm sương.

Như vậy nhiệt độ điểm sương của một trạng thái bất kỳ nào đó là nhiệt độ ứng với trạng thái bão hòa và có dung ẩm bằng dung ẩm của trạng thái đã cho. Hay nói cách khác nhiệt độ

điểm sương là nhiệt độ bão hòa của hơi nước ứng với phân áp suất  $p_h$  đã cho. Từ đây ta thấy giữa  $t_s$  và  $d$  có mối quan hệ phụ thuộc.

- **Nhiệt độ nhiệt kế ướt** : Khi cho hơi nước bay hơi đoạn nhiệt vào không khí chưa bão hòa ( $I = \text{const}$ ) . Nhiệt độ của không khí sẽ giảm dần trong khi độ ẩm tương đối tăng lên. Tới trạng thái  $\varphi = 100\%$  quá trình bay hơi chấm dứt. Nhiệt độ ứng với trạng thái bão hòa cuối cùng này gọi là nhiệt độ nhiệt kế ướt và ký hiệu là  $t_{tr}$  . Người ta gọi nhiệt độ nhiệt kế ướt là vì nó được xác định bằng nhiệt kế có bầu thấm ướt nước.

Như vậy nhiệt độ nhiệt kế ướt của một trạng thái là nhiệt độ ứng với trạng thái bão hòa và có entanpi  $I$  bằng entanpi của trạng thái đã cho. Giữa entanpi  $I$  và nhiệt độ nhiệt kế ướt  $t_{tr}$  có mối quan hệ phụ thuộc. Trên thực tế ta có thể đo được nhiệt độ nhiệt kế ướt của trạng thái không khí hiện thời là nhiệt độ trên bề mặt thoáng của nước.

## 1.2.6 Entanpi

Entanpi của không khí ẩm bằng entanpi của không khí khô và của hơi nước chứa trong nó.

Entanpi của không khí ẩm được tính cho 1 kg không khí khô. Ta có công thức:

$$I = C_{pk} \cdot t + d (r_o + C_{ph} \cdot t) \text{ kJ/kg kkk} \quad (1-9)$$

Trong đó :

$C_{pk}$  - Nhiệt dung riêng đẳng áp của không khí khô  $C_{pk} = 1,005 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$

$C_{ph}$  - Nhiệt dung riêng đẳng áp của hơi nước ở  $0^\circ\text{C}$  :  $C_{ph} = 1,84 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$

$r_o$  - Nhiệt ẩn hóa hơi của nước ở  $0^\circ\text{C}$  :  $r_o = 2500 \text{ kJ/kg}$

Như vậy:

$$I = 1,005 \cdot t + d (2500 + 1,84 \cdot t) \text{ kJ/kg kkk} \quad (1-10)$$

## 1.3 ĐỒ THỊ I-d VÀ t-d CỦA KHÔNG KHÍ ẨM

### 1.3.1 Đồ thị I-d.

Đồ thị I-d biểu thị mối quan hệ của các đại lượng  $t$ ,  $\varphi$ ,  $I$ ,  $d$  và  $p_{bh}$  của không khí ẩm . Đồ thị được giáo sư L.K.Ramzin (Nga) xây dựng năm 1918 và sau đó được giáo sư Mollier (Đức) lập năm 1923. Nhờ đồ thị này ta có thể xác định được tất cả các thông số còn lại của không khí ẩm khi biết 2 thông số bất kỳ . Đồ thị I-d thường được các nước Đông Âu và Liên xô (cũ) sử dụng.

Đồ thị I-d được xây dựng ở áp suất khí quyển 745mmHg và 760mmHg.

Đồ thị gồm 2 trục  $I$  và  $d$  nghiêng với nhau một góc  $135^\circ$ . Mục đích xây dựng các trục nghiêng một góc  $135^\circ$  là nhằm làm giãn khoảng cách giữa các đường cong tham số để thuận lợi cho việc tra cứu.

Trên đồ thị này các đường  $I = \text{const}$  nghiêng với trục hoành một góc  $135^\circ$ , đường  $d = \text{const}$  là những đường thẳng đứng. Đối với đồ thị I-d được xây dựng theo cách trên cho thấy các đường tham số hầu như chỉ nằm trên góc  $1/4$  thứ nhất . Vì vậy, để hình vẽ được gọn người ta xoay trục  $d$  lại vuông góc với trục  $I$  mà vẫn giữ nguyên các đường cong như đã biểu diễn, tuy nhiên khi tra cứu entanpi  $I$  của không khí ta vẫn tra theo đường nghiêng với trục hoành một góc  $135^\circ$ .

Trên đồ thị I-d các đường đẳng nhiệt  $t = \text{const}$  là những đường thẳng chéo lên trên , các đường  $\varphi = \text{const}$  là những đường cong lồi, càng lên trên khoảng cách giữa chúng càng xa.

Các đường  $\varphi = \text{const}$  không cắt nhau và không đi qua gốc tọa độ. Đi từ trên xuống dưới độ ẩm  $\varphi$  càng tăng. Đường cong  $\varphi = 100\%$  hay còn gọi là đường bão hoà ngăn cách giữa 2 vùng : Vùng chưa bão hoà và vùng ngưng kết hay còn gọi là vùng sương mù. Các điểm nằm trong vùng sương mù thường không ổn định mà có xung hướng ngưng kết bớt hơi nước và chuyển về trạng thái bão hoà .

Khi áp suất khí quyển thay đổi thì đồ thị I-d cũng thay đổi theo. Áp suất khí quyển thay đổi trong khoảng 20mmHg thì sự thay đổi đó là không đáng kể.

Trên hình 1.1 là đồ thị I-d của không khí ẩm , xây dựng ở áp suất khí quyển  $B_0 = 760\text{mmHg}$ . Trên đồ thị này ở xung quanh còn có vẽ thêm các đường  $\varepsilon = \text{const}$  giúp cho tra cứu các sơ đồ tuần hoàn không khí trong chương 4.

**Hình 1.1 : Đồ thị I-d của không khí ẩm**

### 1.3.2 Đồ thị d-t.

Đồ thị d-t được các nước Anh, Mỹ, Nhật, Úc ...vv sử dụng rất nhiều

Đồ thị d-t có 2 trục d và t vuông góc với nhau, còn các đường đẳng entanpi  $I=\text{const}$  tạo thành góc  $135^\circ$  so với trục t. Các đường  $\varphi = \text{const}$  là những đường cong tương tự như trên đồ thị I-d. Có thể coi đồ thị d-t là hình ảnh của đồ thị I-d qua một gương phản chiếu.

Hình 1.2 : Đồ thị t-d của không khí ẩm

Đồ thị d-t chính là đồ thị t-d khi xoay  $90^\circ$ , được Carrier xây dựng năm 1919 nên thường được gọi là đồ thị Carrier.

Trục tung là độ chứa hơi d (g/kg), bên cạnh là hệ số nhiệt hiện SHF (Sensible)

Trục hoành là nhiệt độ nhiệt kế khô t ( $^\circ\text{C}$ )

Trên đồ thị có các đường tham số

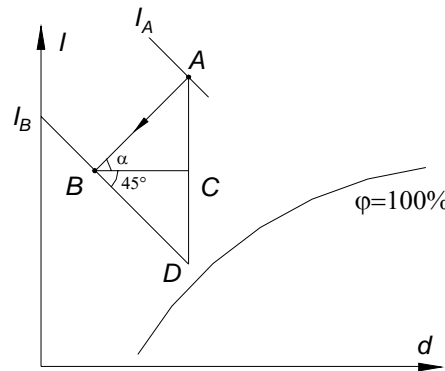
- Đường  $I=\text{const}$  tạo với trục hoành một góc  $135^\circ$ . Các giá trị entanpi của không khí cho bên cạnh đường  $\varphi=100\%$ , đơn vị kJ/kg không khí khô

- Đường  $\varphi = \text{const}$  là những đường cong lõm, càng đi lên phía trên ( $d$  tăng)  $\varphi$  càng lớn. Trên đường  $\varphi = 100\%$  là vùng sương mù.
- Đường thể tích riêng  $v = \text{const}$  là những đường thẳng nghiêng song song với nhau, đơn vị  $\text{m}^3/\text{kg}$  không khí khô.
- Ngoài ra trên đồ thị còn có đường  $I_{hc}$  là đường hiệu chỉnh entanpi (sự sai lệch giữa entanpi không khí bão hoà và chưa bão hoà)

## 1.4 MỘT SỐ QUÁ TRÌNH CƠ BẢN TRÊN ĐỒ THỊ I-d

### 1.4.1 Quá trình thay đổi trạng thái của không khí .

Quá trình thay đổi trạng thái của không khí âm từ trạng thái A ( $t_A, \varphi_A$ ) đến B ( $t_B, \varphi_B$ ) được biểu thị bằng đoạn thẳng AB, mũi tên chỉ chiều quá trình gọi là tia quá trình.



Hình  
Ý nghĩa

1.3 :  
hình học của  $\varepsilon$

Đặt  $(I_A - I_B)/(d_A - d_B) = \Delta I / \Delta d = \varepsilon_{AB}$  gọi là hệ số góc tia của quá trình AB

Ta hãy xét ý nghĩa hình học của hệ số  $\varepsilon_{AB}$

Ký hiệu góc giữa tia AB với đường nằm ngang là  $\alpha$ . Ta có

$$\Delta I = I_B - I_A = m \cdot AD$$

$$\Delta d = d_B - d_A = n \cdot BC$$

Trong đó  $m, n$  là tỉ lệ xích của các trục tọa độ.

Từ đây ta có

$$\varepsilon_{AB} = \Delta I / \Delta d = m \cdot AD / n \cdot BC$$

$$\varepsilon_{AB} = (\text{tg}\alpha + \text{tg}45^\circ) \cdot m/n = (\text{tg}\alpha + 1) \cdot m/n$$

Như vậy trên trục tọa độ I-d có thể xác định tia AB thông qua giá trị  $\varepsilon_{AB}$ . Để tiện cho việc sử dụng trên đồ thị ở ngoài biên người ta vẽ thêm các đường  $\varepsilon = \text{const}$ . Các đường  $\varepsilon = \text{const}$  có các tính chất sau :

- Hệ số góc tia  $\varepsilon$  phản ánh hướng của quá trình AB, mỗi quá trình  $\varepsilon$  có một giá trị nhất định.

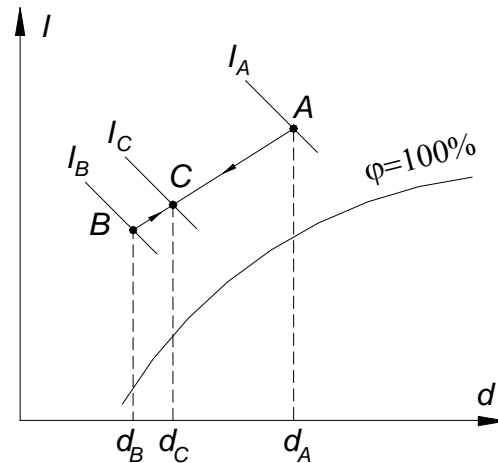
- Các đường  $\varepsilon$  có trị số như nhau thì song song với nhau.

- Tất cả các đường  $\varepsilon$  đều đi qua góc tọa độ ( $I=0$  và  $d=0$ ).

## 1.4.2 Quá trình hòa trộn hai dòng không khí.

Trong kỹ thuật điều hòa không khí người ta thường gặp các quá trình hòa trộn 2 dòng không khí ở các trạng thái khác nhau để đạt được một trạng thái cần thiết. Quá trình này gọi là quá trình hoà trộn.

Giả sử hòa trộn một lượng không khí ở trạng thái A ( $I_A, d_A$ ) có khối lượng phần khô là  $L_A$  với một lượng không khí ở trạng thái B ( $I_B, d_B$ ) có khối lượng phần khô là  $L_B$  và thu được một lượng không khí ở trạng thái C ( $I_C, d_C$ ) có khối lượng phần khô là  $L_C$ . Ta xác định các thông số của trạng thái hoà trộn C.



Hình 1.4 : Quá trình hoà trộn trên đồ thị I-d

Ta có các phương trình:

- Cân bằng khối lượng

$$L_C = L_A + L_B \quad (1-11)$$

- Cân bằng ẩm

$$d_C \cdot L_C = d_A \cdot L_A + d_B \cdot L_B \quad (1-12)$$

- Cân bằng nhiệt

$$I_C \cdot L_C = I_A \cdot L_A + I_B \cdot L_B \quad (1-13)$$

Thế (a) vào (b), (c) và trừ theo vế ta có :

$$(I_A - I_C) \cdot L_A = (I_C - I_B) \cdot L_B$$

$$(d_A - d_C) \cdot L_A = (d_C - d_B) \cdot L_B$$

hay :

Từ biểu thức này ta rút ra:

$$\frac{I_A - I_C}{d_A - d_C} = \frac{I_C - I_B}{d_C - d_B} \quad (1-14)$$

$$\frac{I_A - I_C}{I_C - I_B} = \frac{d_A - d_C}{d_C - d_B} = \frac{L_B}{L_A} \quad (1-15)$$

- Phương trình (1-14) là các phương trình đường thẳng AC và BC, các đường thẳng này có cùng hệ số góc tia và chung điểm C nên ba điểm A, B, C thẳng hàng. Điểm C nằm trên đoạn AB.

- Theo phương trình (1-15) suy ra điểm C nằm trên AB và chia đoạn AB theo tỷ lệ  $L_B/L_A$



Trạng thái C được xác định như sau :

$$I_C = I_A \cdot \frac{L_A}{L_C} + I_B \cdot \frac{L_B}{L_C} \quad (1-16)$$

$$d_C = d_A \cdot \frac{L_A}{L_C} + d_B \cdot \frac{L_B}{L_C} \quad (1-17)$$

\* \* \*

# CHƯƠNG 2

## MÔI TRƯỜNG KHÔNG KHÍ VÀ CHỌN THÔNG SỐ

### TÍNH TOÁN CHO CÁC HỆ THỐNG ĐIỀU HOÀ

Để thiết kế hệ thống điều hoà không khí cần phải tiến hành chọn các thông số tính toán của không khí ngoài trời và thông số tiện nghi trong nhà. Các thông số đó bao gồm:

- Nhiệt độ  $t$  ( $^{\circ}\text{C}$ ).
- Độ ẩm tương đối  $\varphi$  (%).
- Tốc độ chuyển động không khí trong phòng  $\omega$  (m/s).
- Độ ồn cho phép trong phòng  $L_p$  (dB).
- Lượng khí tươi cung cấp  $L_N$  ( $\text{m}^3/\text{s}$ ).
- Nồng độ cho phép của các chất độc hại trong phòng.

## 2.1 ẢNH HƯỞNG CỦA MÔI TRƯỜNG TỚI CON NGƯỜI VÀ SẢN XUẤT

### 2.1.1 Ảnh hưởng của môi trường đến con người

#### 2.1.1.1 Nhiệt độ.

Nhiệt độ là yếu tố gây cảm giác nóng lạnh đối với con người. Cơ thể con người có nhiệt độ là  $t_{ct} = 37^{\circ}\text{C}$ . Trong quá trình vận động cơ thể con người luôn luôn toả ra nhiệt lượng  $q_{t\text{toa}}$ . Lượng nhiệt do cơ thể toả ra phụ thuộc vào cường độ vận động. Để duy trì thân nhiệt cơ thể thường xuyên trao đổi nhiệt với môi trường. Sự trao đổi nhiệt đó sẽ biến đổi tương ứng với cường độ vận động. Có 2 hình thức trao đổi nhiệt với môi trường xung quanh.

- **Truyền nhiệt** : Truyền nhiệt từ cơ thể con người vào môi trường xung quanh dưới 3 cách: dẫn nhiệt, đối lưu và bức xạ. Nói chung nhiệt lượng trao đổi theo hình thức truyền nhiệt phụ thuộc chủ yếu vào độ chênh nhiệt độ giữa cơ thể và môi trường xung quanh. Lượng nhiệt trao đổi này gọi là nhiệt hiện. Ký hiệu  $q_h$

Khi nhiệt độ môi trường  $t_{mt}$  nhỏ hơn thân nhiệt, cơ thể truyền nhiệt cho môi trường, khi nhiệt độ môi trường lớn hơn thân nhiệt thì cơ thể nhận nhiệt từ môi trường. Khi nhiệt độ môi trường bé,  $\Delta t = t_{ct} - t_{mt}$  lớn,  $q_h$  lớn, cơ thể mất nhiều nhiệt nên có cảm giác lạnh và ngược lại khi nhiệt độ môi trường lớn khả năng thải nhiệt ra môi trường giảm nên có cảm giác nóng. Nhiệt hiện  $q_h$  phụ thuộc vào  $\Delta t = t_{ct} - t_{mt}$  và tốc độ chuyển động của không khí. Khi nhiệt độ môi trường không đổi, tốc độ không khí ổn định thì  $q_h$  không đổi. Nếu cường độ vận động của con người thay đổi thì lượng nhiệt hiện  $q_h$  không thể cân bằng với lượng nhiệt do cơ thể sinh ra. Để thải hết nhiệt lượng do cơ thể sinh ra, cần có hình thức trao đổi thứ 2, đó là toả ẩm.

- **Toả ẩm** : Ngoài hình thức truyền nhiệt cơ thể còn trao đổi nhiệt với môi trường xung quanh thông qua toả ẩm. Toả ẩm có thể xảy ra trong mọi phạm vi nhiệt độ và khi nhiệt độ môi trường càng cao thì cường độ càng lớn. Nhiệt năng của cơ thể được thải ra ngoài cùng với hơi nước dưới dạng nhiệt ẩn, nên lượng nhiệt này được gọi là nhiệt ẩn. Ký hiệu  $q_w$ .

Ngay cả khi nhiệt độ môi trường lớn hơn 37°C, cơ thể con người vẫn thải được nhiệt ra môi trường thông qua hình thức tỏa ẩm, đó là thoát mồ hôi. Người ta đã tính được rằng cứ thoát 1 g mồ hôi thì cơ thể thải được một lượng nhiệt xấp xỉ 2500J. Nhiệt độ càng cao, độ ẩm môi trường càng bé thì mức độ thoát mồ hôi càng nhiều.

Nhiệt ẩn có giá trị càng cao khi hình thức thải nhiệt bằng truyền nhiệt không thuận lợi.

Tổng nhiệt lượng truyền nhiệt và tỏa ẩm phải đảm bảo luôn luôn bằng lượng nhiệt do cơ thể sản sinh ra.

Mối quan hệ giữa 2 hình thức phải luôn luôn đảm bảo :

$$q_{\text{tỏa}} = q_h + q_w$$

Đây là một phương trình cân bằng động, giá trị của mỗi một đại lượng trong phương trình có thể thay đổi tùy thuộc vào cường độ vận động, nhiệt độ, độ ẩm, tốc độ chuyển động của không khí môi trường xung quanh...vv

Nếu vì một lý do gì đó mất cân bằng thì sẽ gây rối loạn và sinh đau ốm

Nhiệt độ thích hợp nhất đối với con người nằm trong khoảng 22-27 °C .

### 2.1.1.2 Độ ẩm tương đối

Độ ẩm tương đối có ảnh hưởng quyết định tới khả năng thoát mồ hôi vào trong môi trường không khí xung quanh. Quá trình này chỉ có thể tiến hành khi  $\varphi < 100\%$ . Độ ẩm càng thấp thì khả năng thoát mồ hôi càng cao, cơ thể cảm thấy dễ chịu.

Độ ẩm quá cao, hay quá thấp đều không tốt đối với con người.

- **Độ ẩm cao** : Khi độ ẩm tăng lên khả năng thoát mồ hôi kém, cơ thể cảm thấy rất nặng nề, mệt mỏi và dễ gây cảm cúm. Người ta nhận thấy ở một nhiệt độ và tốc độ gió không đổi khi độ ẩm lớn khả năng bốc mồ hôi chậm hoặc không thể bay hơi được, điều đó làm cho bề mặt da có lớp mồ hôi nhớp nháp.

- **Độ ẩm thấp** : Khi độ ẩm thấp mồ hôi sẽ bay hơi nhanh làm da khô, gây nứt nẻ chân tay, môi ...vv. Như vậy độ ẩm quá thấp cũng không tốt cho cơ thể.

Độ ẩm thích hợp đối với cơ thể con người nằm trong khoảng tương đối rộng  $\varphi = 50\div 70\%$ .

### 2.1.1.3 Tốc độ không khí

Tốc độ không khí xung quanh có ảnh hưởng đến cường độ trao đổi nhiệt và trao đổi chất (thoát mồ hôi) giữa cơ thể con người với môi trường xung quanh. Khi tốc độ lớn cường độ trao đổi nhiệt ẩm tăng lên. Vì vậy khi đứng trước gió ta cảm thấy mát và thường da khô hơn nơi yên tĩnh trong cùng điều kiện về độ ẩm và nhiệt độ.

Khi nhiệt độ không khí thấp, tốc độ quá lớn thì cơ thể mất nhiệt gây cảm giác lạnh. Tốc độ gió thích hợp tùy thuộc vào nhiều yếu tố : nhiệt độ gió, cường độ lao động, độ ẩm, trạng thái sức khỏe của mỗi người. . .vv.

Trong kỹ thuật điều hòa không khí người ta chỉ quan tâm tốc độ gió trong vùng làm việc, tức là vùng dưới 2m kể từ sàn nhà. Đây là vùng mà một người bất kỳ khi đứng trong phòng đều lọt thỏm vào trong khu vực đó.

### 2.1.1.4 Nồng độ các chất độc hại.

Khi trong không khí có các chất độc hại chiếm một tỷ lệ lớn thì nó sẽ có ảnh hưởng đến sức khỏe con người. Mức độ tác hại của mỗi một chất tùy thuộc vào bản chất chất khí, nồng độ của nó trong không khí, thời gian tiếp xúc của con người, tình trạng sức khỏe ...vv.

Các chất độc hại bao gồm các chất chủ yếu sau :

- **Bụi** : Bụi ảnh hưởng đến hệ hô hấp. Tác hại của bụi phụ thuộc vào bản chất bụi, nồng độ và kích thước của nó. Kích thước càng nhỏ thì càng có hại vì nó tồn tại trong không

khí lâu và khả năng thâm nhập vào cơ thể sâu hơn và rất khó khử bụi. Hạt bụi lớn thì khả năng khử dễ dàng hơn nên ít ảnh hưởng đến con người. Bụi có 2 nguồn gốc hữu cơ và vô cơ.

- **Khí CO<sub>2</sub>, SO<sub>2</sub>** . . Các khí này không độc, nhưng khi nồng độ của chúng lớn thì sẽ làm giảm nồng độ O<sub>2</sub> trong không khí, gây nên cảm giác mệt mỏi. Khi nồng độ quá lớn có thể dẫn đến ngạt thở .

- **Các chất độc hại khác** : Trong quá trình sản xuất và sinh hoạt trong không khí có thể có lẫn các chất độc hại như NH<sub>3</sub>, Clo . . vv là những chất rất có hại đến sức khỏe con người.

Cho tới nay không có tiêu chuẩn chung để đánh giá mức độ ảnh hưởng tổng hợp của các chất độc hại trong không khí.

Tuy các chất độc hại có nhiều nhưng trên thực tế trong các công trình dân dụng chất độc hại phổ biến nhất đó là khí CO<sub>2</sub> do con người thải ra trong quá trình hô hấp. Vì thế trong kỹ thuật điều hoà người ta chủ yếu quan tâm đến nồng độ CO<sub>2</sub>.

Để đánh giá mức độ ô nhiễm người ta dựa vào nồng độ CO<sub>2</sub> có trong không khí.

Bảng 2.1 trình bày mức độ ảnh hưởng của nồng độ CO<sub>2</sub> trong không khí . Theo bảng này khi nồng độ CO<sub>2</sub> trong không khí chiếm 0,5% theo thể tích là gây nguy hiểm cho con người. Nồng độ cho phép trong không khí là 0,15% theo thể tích.

Bảng 2.1 : Ảnh hưởng của nồng độ CO<sub>2</sub> trong không khí

Nồng độ CO <sub>2</sub> % thể tích	Mức độ ảnh hưởng
0,07	- Chấp nhận được ngay cả khi có nhiều người trong phòng
0,10	- Nồng độ cho phép trong trường hợp thông thường
0,15	- Nồng độ cho phép khi dùng tính toán thông gió
0,20-0,50	- Tương đối nguy hiểm
≥ 0,50	- Nguy hiểm
4 ÷ 5	- Hệ thần kinh bị kích thích gây ra thở sâu và nhịp thở gia tăng. Nếu hít thở trong môi trường này kéo dài thì có thể gây ra nguy hiểm.
8	- Nếu thở trong môi trường này kéo dài 10 phút thì mặt đỏ bừng và đau đầu
18 hoặc lớn hơn	- Hết sức nguy hiểm có thể dẫn tới tử vong.

### 2.1.1.5 Độ ồn

Người ta phát hiện ra rằng khi con người làm việc lâu dài trong khu vực có độ ồn cao thì lâu ngày cơ thể sẽ suy sụp, có thể gây một số bệnh như : Stress, bồn chồn và gây các rối loạn gián tiếp khác. Độ ồn tác động nhiều đến hệ thần kinh. Mặt khác khi độ ồn lớn có thể làm ảnh hưởng đến mức độ tập trung vào công việc hoặc đơn giản hơn là gây sự khó chịu cho con người. Ví dụ các âm thanh của quạt trong phòng thư viện nếu quá lớn sẽ làm mất tập trung của người đọc và rất khó chịu.

Vì vậy độ ồn là một tiêu chuẩn quan trọng không thể bỏ qua khi thiết kế một hệ thống điều hoà không khí. Đặc biệt các hệ thống điều hoà cho các đài phát thanh, truyền hình, các phòng studio, thu âm thu lời thì yêu cầu về độ ồn là quan trọng nhất.

## 2.1.2 Ảnh hưởng của môi trường đến sản xuất.

Con người là một yếu tố vô cùng quan trọng trong sản xuất. Các thông số khí hậu có ảnh hưởng nhiều tới con người có nghĩa cũng ảnh hưởng tới năng suất và chất lượng sản phẩm một cách gián tiếp.

Ngoài ra các yếu tố khí hậu cũng ảnh hưởng trực tiếp tới chất lượng sản phẩm. Trong phần này chúng ta chỉ nghiên cứu ở khía cạnh này.

### 2.1.2.1. Nhiệt độ

Nhiệt độ có ảnh hưởng đến nhiều loại sản phẩm. Một số quá trình sản xuất đòi hỏi nhiệt độ phải nằm trong một giới hạn nhất định. Ví dụ :

- Kẹo Sôcôla : 7 - 8 °C
- Kẹo cao su : 20°C
- Bảo quản rau quả : 10°C
- Đo lường chính xác : 20 - 24 °C
- Dệt : 20 - 32°C
- Chế biến thịt, thực phẩm : Nhiệt độ cao làm sản phẩm chóng bị thiu .

Bảng 2.2 dưới đây là tiêu chuẩn về nhiệt độ và độ ẩm của một số quá trình sản xuất thường gặp

Bảng 2.2 : Điều kiện công nghệ của một số quá trình

Quá trình	Công nghệ sản xuất	Nhiệt độ, °C	Độ ẩm, %
Xưởng in	- Đóng và gói sách	21 ÷ 24	45
	- Phòng in ấn	24 ÷ 27	45 ÷ 50
	- Nơi lưu trữ giấy	20 ÷ 33	50 ÷ 60
	- Phòng làm bản kẽm	21 ÷ 33	40 ÷ 50
Sản xuất bia	- Nơi lên men	3 ÷ 4	50 ÷ 70
	- Xử lý malt	10 ÷ 15	80 ÷ 85
	- Ủ chín	18 ÷ 22	50 ÷ 60
	- Các nơi khác	16 ÷ 24	45 ÷ 65
Xưởng bánh	- Nhào bột	24 ÷ 27	45 ÷ 55
	- Đóng gói	18 ÷ 24	50 ÷ 65
	- Lên men	27	70 ÷ 80
Chế biến thực phẩm	- Chế biến bơ	16	60
	- Mayonaise	24	40 ÷ 50
	- Macaloni	21 ÷ 27	38
Công nghệ chính xác	- Lắp ráp chính xác	20 ÷ 24	40 ÷ 50
	- Gia công khác	24	45 ÷ 55
Xưởng len	- Chuẩn bị	27 ÷ 29	60
	- Kéo sợi	27 ÷ 29	50 ÷ 60
	- Dệt	27 ÷ 29	60 ÷ 70
Xưởng sợi bông	- Chải sợi	22 ÷ 25	55 ÷ 65
	- Xe sợi	22 ÷ 25	60 ÷ 70
	- Dệt và điều tiết cho sợi	22 ÷ 25	70 ÷ 90

### 2.1.2.2 Độ ẩm tương đối

Độ ẩm cũng có ảnh hưởng đến một số sản phẩm

- Khi độ ẩm cao có thể gây nấm mốc cho một số sản phẩm nông nghiệp và công nghiệp nhẹ.

- Khi độ ẩm thấp sản phẩm sẽ khô, giòn không tốt hoặc bay hơi làm giảm chất lượng sản phẩm hoặc hao hụt trọng lượng.

Ví dụ

- Sản xuất bánh kẹo : Khi độ ẩm cao thì kẹo chảy nước. Độ ẩm thích hợp cho sản xuất bánh kẹo là  $\varphi = 50-65\%$

- Ngành vi điện tử , bán dẫn : Khi độ ẩm cao làm mất tính cách điện của các mạch điện

### 2.1.2.3 Vận tốc không khí .

Tốc độ không khí cũng có ảnh hưởng đến sản xuất nhưng ở một khía cạnh khác

- Khi tốc độ lớn : Trong nhà máy dệt, sản xuất giấy . . sản phẩm nhẹ sẽ bay khắp phòng hoặc làm rối sợi. Trong một số trường hợp thì sản phẩm bay hơi nước nhanh làm giảm chất lượng.

Vì vậy trong một số xí nghiệp sản xuất người ta cũng qui định tốc độ không khí không được vượt quá mức cho phép.

### 2.1.2.4. Độ trong sạch của không khí.

Có nhiều ngành sản xuất bắt buộc phải thực hiện trong phòng không khí cực kỳ trong sạch như sản xuất hàng điện tử bán dẫn, tráng phim, quang học. Một số ngành thực phẩm cũng đòi hỏi cao về độ trong sạch của không khí tránh làm bẩn các thực phẩm.

## 2.2 PHÂN LOẠI CÁC HỆ THỐNG ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ

### 2.2.1 Định nghĩa

*Điều hòa không khí còn gọi là điều tiết không khí là quá trình tạo ra và giữ ổn định các thông số trạng thái của không khí theo một chương trình định sẵn không phụ thuộc vào điều kiện bên ngoài.*

Khác với thông gió, trong hệ thống điều hòa , không khí trước khi thổi vào phòng đã được xử lý về mặt nhiệt ẩm. Vì thế điều tiết không khí đạt hiệu quả cao hơn thông gió.

### 2.2.2. Phân loại các hệ thống điều hoà không khí

Có rất nhiều cách phân loại các hệ thống điều hoà không khí. Dưới đây trình bày 2 cách phổ biến nhất :

- Theo mức độ quan trọng :

+ **Hệ thống điều hoà không khí cấp I** : Hệ thống điều hoà có khả năng duy trì các thông số tính toán trong nhà với mọi phạm vi thông số ngoài trời.

+ **Hệ thống điều hoà không khí cấp II** : Hệ thống điều hoà có khả năng duy trì các thông số tính toán trong nhà với sai số không quá 200 giờ trong 1 năm.

+ **Hệ thống điều hoà không khí cấp III** : Hệ thống điều hoà có khả năng duy trì các thông số tính toán trong nhà với sai số không quá 400 giờ trong 1 năm.

Khái niệm về mức độ quan trọng mang tính tương đối và không rõ ràng. Chọn mức độ quan trọng là theo yêu cầu của khách hàng và thực tế cụ thể của công trình. Tuy nhiên hầu hết các hệ thống điều hoà trên thực tế được chọn là hệ thống điều hoà cấp III.

- Theo chức năng :

+ **Hệ thống điều hoà cục bộ** : Là hệ thống nhỏ chỉ điều hoà không khí trong một không gian hẹp, thường là một phòng. Kiểu điều hoà cục bộ trên thực tế chủ yếu sử dụng các máy điều hoà dạng cửa sổ , máy điều hoà kiểu rời (2 mảnh) và máy điều hoà ghép.

+ **Hệ thống điều hoà phân tán** : Hệ thống điều hoà không khí mà khâu xử lý nhiệt ẩm phân tán nhiều nơi. Có thể ví dụ hệ thống điều hoà không khí kiểu khuếch tán trên thực tế như hệ thống điều hoà kiểu VRV (Variable Refrigerant Volume) , kiểu làm lạnh bằng nước (Water chiller) hoặc kết hợp nhiều kiểu máy khác nhau trong 1 công trình.

+ **Hệ thống điều hoà trung tâm** : Hệ thống điều hoà trung tâm là hệ thống mà khâu xử lý không khí thực hiện tại một trung tâm sau đó được dẫn theo hệ thống kênh dẫn gió đến các hộ tiêu thụ. Hệ thống điều hoà trung tâm trên thực tế là máy điều hoà dạng tủ, ở đó không khí được xử lý nhiệt ẩm tại tủ máy điều hoà rồi được dẫn theo hệ thống kênh dẫn đến các phòng.

## 2.3 CHỌN THÔNG SỐ TÍNH TOÁN CÁC HỆ THỐNG ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ

Việc chọn các thông số tính toán bao gồm thông số tính toán trong nhà và ngoài trời. Đối với thông số tính toán trong nhà tùy thuộc vào mục đích của hệ thống điều hoà.

- Đối với hệ thống điều hoà dân dụng, tức là hệ thống điều hoà chỉ nhằm mục đích tạo điều kiện tiện nghi cho con người. Các thông số tính toán trong nhà được lựa chọn theo các tiêu chuẩn sẽ nêu ở bảng 2-3 dưới đây.

- Đối với hệ thống điều hoà công nghiệp , tức hệ thống điều hoà phục vụ công nghệ của một quá trình sản xuất cụ thể. Trong trường hợp này , người thiết kế phải lấy số liệu thực tế từ nhà sản xuất là chính xác và phù hợp nhất . Các thông số tính toán này có thể tham khảo ở bảng dữ liệu 1.2.

### 2.3.1 Chọn nhiệt độ và độ ẩm tính toán

#### 2.3.1.1. Nhiệt độ và độ ẩm trong nhà

Nhiệt độ và độ ẩm trong nhà được chọn tùy thuộc vào chức năng của phòng. Có thể chọn nhiệt độ và độ ẩm trong nhà theo bảng 2.3:

Bảng 2.3 Nhiệt độ và độ ẩm tính toán trong phòng

KHU VỰC	MÙA HÈ				MÙA ĐÔNG	
	Hạng sang		Bình thường		$t_T, ^\circ\text{C}$	$\phi, \%$
	$t_T, ^\circ\text{C}$	$\phi, \%$	$t_T, ^\circ\text{C}$	$\phi, \%$		
<b>Khu công cộng</b> : Chung cư, Nhà ở, Khách sạn, Văn phòng, Bệnh viện, trường học	23 ÷ 24	45 ÷ 50	25 ÷ 26	45 ÷ 50	23 ÷ 25	30 ÷ 35
<b>Cửa hàng, cửa hiệu</b> : Ngân hàng, cửa hàng bán kẹo, mỹ phẩm, siêu thị	24 ÷ 26	45 ÷ 50	25 ÷ 27	45 ÷ 50	22 ÷ 24	30 ÷ 35
Phòng thu âm thu lời, Nhà thờ, Quán bar, nhà hàng, nhà bếp. . .	24 ÷ 26	50 ÷ 55	26 ÷ 27	50 ÷ 60	22 ÷ 24	35 ÷ 40
Nhà máy, phân xưởng, xí nghiệp	25 ÷ 27	45 ÷ 55	27 ÷ 29	50 ÷ 60	20 ÷ 23	30 ÷ 35

### 2.3.1. 2 Nhiệt độ và độ ẩm ngoài trời

Thông số ngoài trời được sử dụng để tính toán tải nhiệt được căn cứ vào tầm quan trọng của công trình, tức là tùy thuộc vào cấp của hệ thống điều hòa không khí và lấy theo bảng 2-4 dưới đây:

Bảng 2.4 Nhiệt độ và độ ẩm tính toán ngoài trời

Hệ thống	Nhiệt độ $t_N$ , °C	Độ ẩm $\varphi_N$ , %
<b>Hệ thống cấp I</b> + Mùa hè + Mùa đông	$t_{\max}$ $t_{\min}$	$\varphi(t_{\max})$ $\varphi(t_{\min})$
<b>Hệ thống cấp II</b> + Mùa hè + Mùa đông	$0,5(t_{\max} + t_{\max}^{tb})$ $0,5(t_{\min} + t_{\min}^{tb})$	$0,5[\varphi(t_{\max}) + \varphi(t_{\max}^{tb})]$ $0,5[\varphi(t_{\min}) + \varphi(t_{\min}^{tb})]$
<b>Hệ thống cấp III</b> + Mùa hè + Mùa đông	$t_{\max}^{tb}$ $t_{\min}^{tb}$	$\varphi(t_{\max}^{tb})$ $\varphi(t_{\min}^{tb})$

Trong đó :

$t_{\max}$ ,  $t_{\min}$  Nhiệt độ lớn nhất và nhỏ nhất tuyệt đối trong năm đo lúc 13÷15 giờ, tham khảo phụ lục PL-1

$t_{\max}^{tb}$ ,  $t_{\min}^{tb}$  Nhiệt độ của tháng nóng nhất trong năm, tham khảo phụ lục PL-2, và PL-3.

$\varphi(t_{\max})$ ,  $\varphi(t_{\min})$  Độ ẩm ứng với nhiệt độ lớn nhất và nhỏ nhất tuyệt đối trong năm. Tuy nhiên do hiện nay các số liệu này ở Việt Nam chưa có nên có thể lấy bằng  $\varphi(t_{\max}^{tb})$  và  $\varphi(t_{\min}^{tb})$

$\varphi(t_{\max}^{tb})$ ,  $\varphi(t_{\min}^{tb})$  Độ ẩm trung bình ứng với tháng có nhiệt độ lớn nhất và nhỏ nhất trong năm, tham khảo phụ lục PL-4

### 2.3.2 Chọn tốc độ không khí tính toán trong phòng

Tốc độ không khí lưu động được lựa chọn theo nhiệt độ không khí trong phòng nêu ở bảng 2.5. Khi nhiệt độ phòng thấp cần chọn tốc độ gió nhỏ, nếu tốc độ quá lớn cơ thể mất nhiều nhiệt, sẽ ảnh hưởng sức khỏe con người.

Để có được tốc độ hợp lý cần chọn loại miệng thổi phù hợp và bố trí hợp lý.

Bảng 2.5 Tốc độ tính toán của không khí trong phòng

Nhiệt độ không khí, °C	Tốc độ $\omega_k$ , m/s
16 ÷ 20	< 0,25
21 ÷ 23	0,25 ÷ 0,3
24 ÷ 25	0,4 ÷ 0,6
26 ÷ 27	0,7 ÷ 1,0
28 ÷ 30	1,1 ÷ 1,3
> 30	1,3 ÷ 1,5



### 2.3.3 Độ ồn cho phép trong phòng

Độ ồn có ảnh hưởng đến trạng thái và mức độ tập trung vào công việc của con người. Mức độ ảnh hưởng đó tùy thuộc vào công việc đang tham gia, hay nói cách khác là tùy thuộc vào tính năng của phòng.

Người ta đã qui định độ ồn cho phép cho từng khu vực điều hòa nhất định nêu ở bảng 2.6.

Đối với các máy công suất lớn, khi chọn cần xem xét độ ồn của máy có đảm bảo yêu cầu để lắp đặt vào vị trí hay không. Trong trường hợp độ ồn quá lớn cần có các biện pháp khử ồn cần thiết hoặc lắp đặt ở phòng máy riêng biệt.

Bảng 2.6 Độ ồn cho phép trong phòng

Khu vực	Giờ trong ngày	Độ ồn cực đại cho phép, dB	
		Cho phép	Nên chọn
- Bệnh viện, Khu điều dưỡng	6 - 22	35	30
	22 - 6	30	30
- Giảng đường, lớp học		40	35
- Phòng máy vi tính		40	35
- Phòng làm việc		50	45
- Phân xưởng sản xuất		85	80
- Nhà hát, phòng hòa nhạc		30	30
- Phòng hội thảo, hội họp		55	50
- Rạp chiếu bóng		40	35
- Phòng ở	6 - 22	40	30
	22 - 6	30	30
- Khách sạn	6 - 22	45	35
	22 - 6	40	30
- Phòng ăn lớn, quán ăn lớn		50	45

### 2.3.4 Nồng độ các chất độc hại.

Để đánh giá mức độ ô nhiễm người ta dựa vào nồng độ CO<sub>2</sub> có trong không khí, vì CO<sub>2</sub> là chất độc hại phổ biến nhất do con người thải ra trong quá trình sinh hoạt và sản xuất.

Lưu lượng không khí tươi cần thiết cung cấp cho 1 người trong 1 giờ được xác định như sau :

$$V_K = V_{CO_2} / (\beta - a) \quad (2-1)$$

Ở đây :

- V<sub>CO<sub>2</sub></sub> là lượng CO<sub>2</sub> do con người thải ra : m<sup>3</sup>/h.người
- β Nồng độ CO<sub>2</sub> cho phép, % thể tích. Thường chọn β = 0,15
- a Nồng độ CO<sub>2</sub> trong không khí môi trường xung quanh, % thể tích. Thường chọn a=0,03%.

- V<sub>K</sub> Lưu lượng không khí cần cấp, m<sup>3</sup>/h.người

Lượng CO<sub>2</sub> do 01 người thải ra phụ thuộc vào cường độ lao động, nên V<sub>K</sub> cũng phụ thuộc vào cường độ lao động.

Bảng 2.7 : Lượng không khí tươi cần cấp

Cường độ vận động	V <sub>CO<sub>2</sub></sub> , m <sup>3</sup> /h.người	V <sub>K</sub> , m <sup>3</sup> /h.người	
		β=0,1	β=0,15

- Nghi ngại	0,013	18,6	10,8
- Rất nhẹ	0,022	31,4	18,3
- Nhẹ	0,030	43,0	25,0
- Trung bình	0,046	65,7	38,3
- Nặng	0,074	106,0	61,7

Bảng 2.8 đưa ra nồng độ cho phép của một số chất độc hại khác. Căn cứ vào nồng độ cho phép này và phương trình (2-1) có thể xác định được lượng không khí tươi cần cung cấp để giảm nồng độ đến mức yêu cầu.

Bảng 2.8 : Nồng độ cho phép của một số chất

TT	Tên chất	Nồng độ cho phép mg/m <sup>3</sup>	TT	Tên chất	Nồng độ cho phép mg/m <sup>3</sup>
1	Acrolein	2	19	Đicloetan	10
2	Amoniac	2	20	Đivinon	100
3	Ancolmetylic	50	21	Ete etylic	300
4	Anilin	5	22	Etylen oxit	1
5	Axeton	200	23	Hidrosunfua	100
6	Axit acetic	5	24	Iot	1
7	Axit nitric	5	25	Kẽm oxit	5
8	Axit sunfuric	2	26	Magie oxit	15
9	Bezen	50	27	Metylenclorua	50
10	Cacbon monooxit	30	28	Naphtalen	20
11	Cacbon dioxit	1‰	29	Nicotin	0,5
12	Clo	0,1	30	Nitơ oxit	5
13	Clodioxit	1	31	Ôzôn	0,1
14	Clobenzen	50	32	Phênon	5
15	Dầu hoả	300	33	Bụi thuốc lá, chè	3
16	Dầu thông	300	34	Bụi có SiO <sub>2</sub>	1
17	Đioxit sunfua	20	35	Bụi xi măng, đất	6
18	Điclobenzen	20			

Trong trường hợp trong không gian điều hoà có hút thuốc lá, lượng không khí tươi cần cung cấp đòi hỏi nhiều hơn, để loại trừ ảnh hưởng của khói thuốc.

Bảng 2.9 : Lượng khí tươi cần cung cấp khi có hút thuốc

Mức độ hút thuốc, điều/h.người	Lượng không khí tươi cần cung cấp, m <sup>3</sup> /h.người
0,8 ÷ 1,0	13 ÷ 17
1,2 ÷ 1,6	20 ÷ 26
2,5 ÷ 3	42 ÷ 51
3 ÷ 5,1	51 ÷ 85



# CHƯƠNG 3

## CÂN BẰNG NHIỆT VÀ CÂN BẰNG ẨM

### 3.1 PHƯƠNG TRÌNH CÂN BẰNG NHIỆT

Xét một hệ nhiệt động bất kỳ, hệ luôn luôn chịu tác động của các nguồn nhiệt bên ngoài và bên trong. Các tác động đó người ta gọi là các nhiễu loạn về nhiệt. Thực tế các hệ nhiệt động chịu tác động của các nhiễu loạn sau :

- Nhiệt tỏa ra từ các nguồn nhiệt bên trong hệ gọi là các nguồn nhiệt tỏa :  $\Sigma Q_{t\text{oa}}$

- Nhiệt truyền qua kết cấu bao che gọi là nguồn nhiệt thấm thấu :  $\Sigma Q_{tt}$

Tổng hai thành phần trên gọi là nhiệt thừa

$$Q_T = \Sigma Q_{t\text{oa}} + \Sigma Q_{tt} \quad (3-1)$$

Để duy trì chế độ nhiệt ẩm trong không gian điều hoà, trong kỹ thuật điều hoà không khí người ta phải cấp tuần hoàn cho hệ một lượng không khí có lưu lượng  $L$  (kg/s) ở trạng thái  $V(t_v, \varphi_v)$  nào đó và lấy ra cũng lượng như vậy nhưng ở trạng thái  $T(t_T, \varphi_T)$ . Như vậy lượng không khí này đã lấy đi từ phòng một lượng nhiệt bằng  $Q_T$ . Ta có phương trình cân bằng nhiệt như sau :

$$Q_T = L_q \cdot (I_T - I_v) \quad (3-2)$$

\* *Phương trình cân bằng ẩm*

Tương tự như trong hệ luôn luôn có các nhiễu loạn về ẩm sau

- Ẩm tỏa ra từ các nguồn bên trong hệ :  $\Sigma W_{t\text{oa}}$

- Ẩm thấm thấu qua kết cấu bao che :  $\Sigma W_{tt}$

Tổng hai thành phần trên gọi là ẩm thừa

$$W_T = \Sigma W_{t\text{oa}} + \Sigma W_{tt} \quad (3-3)$$

Để hệ cân bằng ẩm và có trạng thái không khí trong phòng không đổi  $T(t_T, \varphi_T)$  người ta phải luôn luôn cung cấp cho hệ một lượng không khí có lưu lượng  $L$  (kg/s) ở trạng thái  $V(t_v, \varphi_v)$ . Như vậy lượng không khí này đã lấy đi từ phòng một lượng ẩm bằng  $W_T$ . Ta có phương trình cân bằng ẩm như sau :

$$W_T = L_w \cdot (d_T - d_v) \quad (3-4)$$

\* *Phương trình cân bằng nồng độ chất độc hại (nếu có)*

Để khử các chất độc hại phát sinh ra trong phòng người ta thổi vào phòng lưu lượng gió  $L_z$  (kg/s) sao cho :

$$G_d = L_z \cdot (z_T - z_v) \text{ , kg/s} \quad (3-5)$$

$G_d$  : Lưu lượng chất độc hại tỏa ra và thấm thấu qua kết cấu bao che, kg/s

$z_T$  và  $z_v$  : Nồng độ theo khối lượng của chất độc hại của không khí cho phép trong phòng và thổi vào

Nhiệt thừa, ẩm thừa và lượng chất độc tỏa ra là cơ sở để xác định năng suất của các thiết bị xử lý không khí. Trong phần dưới đây chúng ta xác định hai thông số quan trọng nhất là tổng nhiệt thừa  $Q_T$  và ẩm thừa  $W_T$ .

## 3.2 XÁC ĐỊNH LƯỢNG NHIỆT THỪA $Q_T$

### 3.2.1 Nhiệt do máy móc thiết bị điện tỏa ra $Q_1$

#### 3.2.1.1 Nhiệt tỏa ra từ thiết bị dẫn động bằng động cơ điện

Máy móc sử dụng điện gồm 2 cụm chi tiết là động cơ điện và cơ cấu dẫn động. Tổn thất của các máy bao gồm tổn thất ở động cơ và tổn thất ở cơ cấu dẫn động. Theo vị trí tương đối của 2 cụm chi tiết này ta có 3 trường hợp có thể xảy ra :

- Trường hợp 1 : Động cơ và chi tiết dẫn động nằm hoàn toàn trong không gian điều hoà

- Trường hợp 2 : Động cơ nằm bên ngoài, chi tiết dẫn động nằm bên trong

- Trường hợp 3 : Động cơ nằm bên trong, chi tiết dẫn động nằm bên ngoài.

Nhiệt do máy móc tỏa ra chỉ dưới dạng nhiệt hiện.

Gọi  $N$  và  $\eta$  là công suất và hiệu suất của động cơ điện. Công suất của động cơ điện  $N$  thường là công suất tính ở đầu ra của động cơ. Vì vậy :

- Trường hợp 1 : Toàn bộ năng lượng cung cấp cho động cơ đều được biến thành nhiệt năng và trao đổi cho không khí trong phòng. Nhưng do công suất  $N$  được tính là công suất đầu ra nên năng lượng mà động cơ tiêu thụ là

$$q_1 = \frac{N}{\eta} \quad (3-6)$$

$\eta$  - Hiệu suất của động cơ

- Trường hợp 2 : Vì động cơ nằm bên ngoài, cụm chi tiết chuyển động nằm bên trong nên nhiệt thừa phát ra từ sự hoạt động của động cơ chính là công suất  $N$ .

$$q_1 = N \quad (3-7)$$

- Trường hợp 3 : Trong trường này phần nhiệt năng do động cơ tỏa ra bằng năng lượng đầu vào trừ cho phần tỏa ra từ cơ cấu cơ chuyển động:

$$q_1 = \frac{N \cdot (1 - \eta)}{\eta} \quad (3-8)$$

Để tiện lợi cho việc tra cứu tính toán, tổn thất nhiệt cho các động cơ có thể tra cứu cụ thể cho từng trường hợp trong bảng 3-1 dưới đây:

Bảng 3.1 : Tổn thất nhiệt của các động cơ điện

Công suất mô tơ đầu ra, kW	Hiệu suất $\eta$ (%)	Tổn thất nhiệt $q_1$ , kW		
		Mô tơ và cơ cấu truyền động đặt trong phòng	Mô tơ ngoài cơ cấu truyền động trong phòng	Mô tơ trong, cơ cấu truyền động ngoài
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)
0,04	41	0,10	0,04	0,06
0,06	49	0,12	0,06	0,06
0,09	55	0,16	0,09	0,07
0,12	60	0,20	0,12	0,08
0,18	64	0,30	0,18	0,11
0,25	67	0,37	0,25	0,12
0,37	70	0,53	0,37	0,16
0,55	72	0,76	0,55	0,21
0,75	73	1,03	0,75	0,28
1,1	79	1,39	1,1	0,29
1,5	80	1,88	1,5	0,38
2,2	82	3,66	2,2	0,66

4,0	83	4,82	4,0	0,82
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)
5,5	84	6,55	5,5	1,05
7,5	85	8,82	7,5	1,32
11	86	12,8	11	1,8
15	87	17,2	15	2,2
18,5	88	21,0	18,5	2,5
22	88	25,0	22	3,0
30	89	33,7	30	3,7
37	89	41,6	37	4,6
45	90	50,0	45	5,0
55	90	61,1	55	6,1
75	90	83,3	75	8,3
90	90	100	90	10,0
110	91	121	110	11
132	91	145	132	13
150	91	165	150	15
185	91	203	185	18
220	92	239	220	19
250	92	272	250	22

Cần lưu ý là năng lượng do động cơ tiêu thụ đang đề cập là ở chế độ định mức. Tuy nhiên trên thực tế động cơ có thể hoạt động non tải hoặc quá tải. Vì thế để chính xác hơn cần tiến hành đo cường độ dòng điện thực tế để xác định công suất thực.

### 3.2.1.2. Nhiệt tỏa ra từ thiết bị điện

Ngoài các thiết bị được dẫn động bằng các động cơ điện, trong phòng có thể trang bị các dụng cụ sử dụng điện khác như : Ti vi, máy tính, máy in, máy sấy tóc ...vv. Đại đa số các thiết bị điện chỉ phát nhiệt hiện.

Đối với các thiết bị điện phát ra nhiệt hiện thì nhiệt lượng tỏa ra bằng chính công suất ghi trên thiết bị.

Khi tính toán tổn thất nhiệt do máy móc và thiết bị điện phát ra cần lưu ý không phải tất cả các máy móc và thiết bị điện cũng đều hoạt động đồng thời. Để cho công suất máy lạnh không quá lớn, cần phải tính đến mức độ hoạt động đồng thời của các động cơ. Trong trường hợp tổng quát:

$$Q_1 = \sum Q_i \cdot K_{tt} \cdot k_{dt} \quad (3-9)$$

$K_{tt}$  - hệ số tính toán bằng tỷ số giữa công suất làm việc thực với công suất định mức.

$k_{dt}$  - Hệ số đồng thời, tính đến mức độ hoạt động đồng thời. Hệ số đồng thời của mỗi động cơ có thể coi bằng hệ số thời gian làm việc, tức là bằng tỷ số thời gian làm việc của động cơ thứ i, chia cho tổng thời gian làm việc của toàn bộ hệ thống.

### 3.2.2 Nhiệt tỏa ra từ các nguồn sáng nhân tạo $Q_2$

Nguồn sáng nhân tạo ở đây đề cập là nguồn sáng từ các đèn điện. Có thể chia đèn điện ra làm 2 loại : Đèn dây tóc và đèn huỳnh quang.

Nhiệt do các nguồn sáng nhân tạo tỏa ra chỉ ở dạng nhiệt hiện.

- Đối với loại đèn dây tóc : Các loại đèn này có khả năng biến đổi chỉ 10% năng lượng đầu vào thành quang năng, 80% được phát ra bằng bức xạ nhiệt, 10% trao đổi với môi trường bên ngoài qua đối lưu và dẫn nhiệt. Như vậy toàn bộ năng lượng đầu vào dù biến đổi và phát ra dưới dạng quang năng hay nhiệt năng nhưng cuối cùng đều biến thành nhiệt và được không khí trong phòng hấp thụ hết.

$$Q_{21} = N_S, \text{ kW} \quad (3-10)$$

$N_S$  - Tổng công suất các đèn dây tóc, kW

- Đối với đèn huỳnh quang : Khoảng 25% năng lượng đầu vào biến thành quang năng, 25% được phát ra dưới dạng bức xạ nhiệt, 50% dưới dạng đối lưu và dẫn nhiệt. Tuy nhiên đối với đèn huỳnh quang phải trang bị thêm bộ chỉnh lưu , công suất bộ chấn lưu cỡ 25% công suất đèn. Vì vậy tổn thất nhiệt trong trường hợp này :

$$Q_{22} = 1,25.N_{hq}, \text{ kW} \quad (3-11)$$

$N_{hq}$  : Tổng công suất đèn huỳnh quang, kW

$$Q_2 = Q_{21} + Q_{22}, \text{ kW} \quad (3-12)$$

Một vấn đề thường gặp trên thực tế là khi thiết kế không biết bố trí đèn cụ thể trong phòng sẽ như thế nào hoặc người thiết kế không có điều kiện khảo sát chi tiết toàn bộ công trình, hoặc không có kinh nghiệm về cách bố trí đèn của các đối tượng. Trong trường hợp này có thể chọn theo điều kiện đủ chiếu sáng cho ở bảng 3-2.

Bảng 3.2 : Thông số kinh nghiệm cho phòng

Khu vực	Lưu lượng không khí L/s.m <sup>2</sup>	Phân bố người m <sup>2</sup> /người	Công suất chiếu sáng, W/m <sup>2</sup>
- Nhà ở	5,9	10	12
- Motel	7,5	10	12
- Hotel			
+ Phòng ngủ	5,9	20	12
+ Hành lang	10,6	3	24
- Triển lãm nghệ thuật			
- Bảo tàng	10	5	12
- Ngân hàng			
- Thư viện	11	3	12
- Nhà hát			
+ Phòng Audio	12,1	0,8	10
+ Quán bar	12,9	0,8	10
+ Khu vực trợ giúp	6,4	4	18
- Nhà hàng	17,3	1,5	12
- Rạp chiếu bóng	12,1	0,8	10
- Siêu thị	8,3	4	36
- Cửa hàng nhỏ			
+ Hiệu uốn tóc	12,0	4	24
+ Bán dày, mũ	9,8	3	24
- Phòng thể thao nhẹ	13,4	1	12
- Phòng hội nghị	12,2	3	24

Như vậy tổn thất do nguồn sáng nhân tạo , trong trường hợp này được tính theo công thức

$$Q_2 = q_s.F, \text{ W} \quad (3-13)$$

trong đó F - diện tích sàn nhà, m<sup>2</sup>

$q_s$  - Công suất chiếu sáng yêu cầu cho 1m<sup>2</sup> diện tích sàn, W/m<sup>2</sup>

### 3.2.3 Nhiệt do người tỏa ra $Q_3$

Nhiệt do người tỏa ra gồm 2 thành phần :

- *Nhiệt hiện* : Do truyền nhiệt từ người ra môi trường thông qua đối lưu, bức xạ và dẫn nhiệt :  $q_h$

- *Nhiệt ẩn* : Do tỏa ẩm (mồ hôi và hơi nước mang theo) :  $q_w$

- *Nhiệt toàn phần* : Nhiệt toàn phần bằng tổng nhiệt hiện và nhiệt ẩn :

$$q = q_h + q_w \quad (3-14)$$

Đối với một người lớn trưởng thành và khoẻ mạnh, nhiệt hiện, nhiệt ẩn và nhiệt toàn phần phụ thuộc vào cường độ vận động và nhiệt độ môi trường không khí xung quanh.

Tổng thất do người tỏa được xác định theo công thức :

$$\begin{aligned}
 & \text{- Nhiệt hiện} \quad : \\
 Q_{3h} &= n \cdot q_h \cdot 10^{-3}, \text{ kW} \\
 & \text{- Nhiệt ẩn:} \\
 Q_{3w} &= n \cdot q_w \cdot 10^{-3}, \text{ kW} \\
 & \text{- Nhiệt toàn phần:} \\
 Q_3 &= n \cdot q \cdot 10^{-3}, \text{ kW} \qquad (3-15) \\
 n & \text{ - Tổng số người trong phòng} \\
 q_h, q_w, q & \text{ - Nhiệt ẩn, nhiệt hiện và nhiệt toàn phần do một người tỏa ra trong một đơn} \\
 & \text{ vị thời gian và được xác định theo bảng 3.4.}
 \end{aligned}$$

Khi tính nhiệt thừa do người tỏa ra người thiết kế thường gặp khó khăn khi xác định số lượng người trong một phòng. Thực tế, số lượng người luôn luôn thay đổi và hầu như không theo một quy luật nhất định nào cả. Trong trường hợp đó có thể lấy theo số liệu phân bố người nêu trong bảng 3-2.

Bảng 3.4 dưới đây là nhiệt toàn phần và nhiệt ẩn do người tỏa ra. Theo bảng này nhiệt ẩn và nhiệt hiện do người tỏa ra phụ thuộc cường độ vận động của con người và nhiệt độ trong phòng. Khi nhiệt độ phòng tăng thì nhiệt ẩn tăng, nhiệt hiện giảm. Nhiệt toàn phần chỉ phụ thuộc vào cường độ vận động mà không phụ thuộc vào nhiệt độ của phòng.

Cột 4 trong bảng là lượng nhiệt thừa phát ra từ cơ thể một người đàn ông trung niên có khối lượng cơ thể chừng 68kg. Tuy nhiên trên thực tế trong không gian điều hoà thường có mặt nhiều người với giới tính và tuổi tác khác nhau. Cột 4 là giá trị nhiệt thừa trung bình trên cơ sở lưu ý tới tỉ lệ đàn ông và đàn bà thường có ở những không gian khảo sát nêu trong bảng. Nếu muốn tính cụ thể theo thực tế thì tính nhiệt do người đàn ông tỏa ra chiếm 85% , trẻ em chiếm 75% lượng nhiệt thừa của người đàn ông.

Trong trường hợp không gian khảo sát là nhà hàng thì nên cộng thêm lượng nhiệt thừa do thức ăn tỏa ra cho mỗi người là 20W , trong đó 10W là nhiệt hiện và 10W là nhiệt ẩn

#### \* Hệ số tác dụng không đồng thời

Khi tính toán tổng thất nhiệt cho công trình lớn luôn luôn xảy ra hiện tượng không phải lúc nào trong tất cả các phòng cũng có mặt đầy đủ số lượng người theo thiết kế và tất cả các đèn đều được bật sáng. Để tránh việc chọn máy có công suất quá dư , cần nhân các tổng thất  $Q_2$  và  $Q_3$  với hệ số gọi là hệ số tác dụng không đồng thời  $\eta_{dt}$ . Về giá trị hệ số tác dụng không đồng thời đánh giá tỷ lệ người có mặt thường xuyên trong phòng trên tổng số người có thể có hoặc tỷ lệ công suất thực tế của các đèn đang sử dụng trên tổng công suất đèn được trang bị. Trên bảng trình bày giá trị của hệ số tác dụng không đồng thời cho một số trường hợp.

Bảng 3.3 : Hệ số tác dụng không đồng thời

Khu vực	Hệ số $\eta_{dt}$	
	Người	Đèn
- Công sở	0,75 ÷ 0,9	0,7 ÷ 0,85
- Nhà cao tầng, khách sạn	0,4 ÷ 0,6	0,3 ÷ 0,5
- Cửa hàng bách hoá	0,8 ÷ 0,9	0,9 ÷ 1,0

Bảng 3.4 : Nhiệt ẩn và nhiệt hiện do người toả ra, W/người

Mức độ hoạt động	Loại không gian	Nhiệt thừa từ đàn ông trung niên	Nhiệt thừa trung bình	Nhiệt độ phòng, °C											
				28		27		26		24		22		20	
				q <sub>h</sub>	q <sub>w</sub>	q <sub>h</sub>	q <sub>w</sub>	q <sub>h</sub>	q <sub>w</sub>	q <sub>h</sub>	q <sub>w</sub>	q <sub>h</sub>	q <sub>w</sub>	q <sub>h</sub>	q <sub>w</sub>
Ngồi yên tĩnh	Nhà hát	115	100	50	50	55	45	60	40	67	33	72	28	79	21
Ngồi, hoạt động nhẹ	Trường học	130	120	50	70	55	65	60	60	70	50	78	42	84	36
Hoạt động văn phòng	K.sạn, V.Phòng	140	130	50	80	56	74	60	70	70	60	78	52	86	44
Đi, đứng chậm rãi	Cửa hàng	160	130	50	80	56	74	60	70	70	60	78	52	86	44
Ngồi, đi chậm	Sân bay, hiệu thuốc	160	150	53	97	58	92	64	86	76	74	84	66	90	60
Đi, đứng chậm rãi		160	150	53	97	58	92	64	86	76	74	84	66	90	60
Các hoạt động nhẹ	Ngân hàng	150	160	55	105	60	100	68	92	80	80	90	70	98	62
Các lao động nhẹ	Nhà hàng	230	220	55	165	62	158	70	150	85	135	100	120	115	105
Khiêu vũ	Xưởng sản xuất	260	250	62	188	70	180	78	172	94	156	110	140	125	125
Đi bộ 1,5 m/s	Vũ trường	300	300	80	220	88	212	96	204	110	190	130	170	145	155
Lao động nặng	Xưởng sản xuất	440	430	132	298	138	292	144	286	154	276	170	260	188	242



### 3.2.4 Nhiệt do sản phẩm mang vào $Q_4$

Tổn thất nhiệt dạng này chỉ có trong các xí nghiệp, nhà máy, ở đó, trong không gian điều hoà thường xuyên và liên tục có đưa vào và đưa ra các sản phẩm có nhiệt độ cao hơn nhiệt độ trong phòng.

Nhiệt toàn phần do sản phẩm mang vào phòng được xác định theo công thức

$$Q_4 = G_4 \cdot C_p (t_1 - t_2) + W_4 \cdot r_0, \text{ kW} \quad (3-16)$$

trong đó :

- Nhiệt hiện :  $Q_{4h} = G_4 \cdot C_p (t_1 - t_2), \text{ kW}$

- Nhiệt ẩn :  $Q_{4w} = W_4 \cdot r_0, \text{ kW}$

$G_4$  - Lưu lượng sản phẩm vào ra, kg/s

$C_p$  - Nhiệt dung riêng khối lượng của sản phẩm, kJ/kg.°C

$W_4$  - Lượng ẩm tỏa ra (nếu có) trong một đơn vị thời gian, kg/s

$r_0$  - Nhiệt ẩn hóa hơi của nước  $r_0 = 2500 \text{ kJ/kg}$

### 3.2.5 Nhiệt tỏa ra từ bề mặt thiết bị nhiệt $Q_5$

Nếu trong không gian điều hòa có thiết bị trao đổi nhiệt, chẳng hạn như lò sưởi, thiết bị sấy, ống dẫn hơi . . vv thì có thêm tổn thất do tỏa nhiệt từ bề mặt nóng vào phòng. Tuy nhiên trên thực tế ít xảy ra vì khi điều hòa thì các thiết bị này thường phải ngừng hoạt động.

Nhiệt tỏa ra từ bề mặt trao đổi nhiệt thường được tính theo công thức truyền nhiệt và đó chỉ là nhiệt hiện. Tùy thuộc vào giá trị đo đạc được mà người ta tính theo công thức truyền nhiệt hay tỏa nhiệt.

- Khi biết nhiệt độ bề mặt thiết bị nhiệt  $t_w$ :

$$Q_5 = \alpha_w \cdot F_w \cdot (t_w - t_T) \quad (3-17)$$

Trong đó  $\alpha_w$  là hệ số tỏa nhiệt từ bề mặt nóng vào không khí trong phòng và được tính theo công thức sau :

$$\alpha_w = 2,5 \cdot \Delta t^{1/4} + 58 \cdot \varepsilon \cdot [(T_w/100)^4 - (T_T/100)^4] / \Delta t \quad (3-18)$$

Khi tính gần đúng có thể coi  $\alpha_w = 10 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

$$\Delta t = t_w - t_T$$

$t_w, t_T$  - là nhiệt độ vách và nhiệt độ không khí trong phòng.

- Khi biết nhiệt độ chất lỏng chuyển động bên trong ống dẫn  $t_F$ :

$$Q_5 = k \cdot F \cdot (t_F - t_T) \quad (3-19)$$

trong đó hệ số truyền nhiệt  $k = 2,5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

### 3.2.6 Nhiệt do bức xạ mặt trời vào phòng $Q_6$

#### 3.2.6.1 Nhiệt bức xạ mặt trời

Có thể coi mặt trời là một quả cầu lửa khổng lồ với đường kính trung bình  $1,39 \cdot 10^6 \text{ km}$  và cách xa quả đất  $150 \cdot 10^6 \text{ km}$ . Nhiệt độ bề mặt của mặt trời khoảng  $6000^\circ\text{K}$  trong khi ở tâm đạt đến  $8 \div 40 \cdot 10^6 \text{ K}$

Tùy thuộc vào thời điểm trong năm mà khoảng cách từ mặt trời đến trái đất thay đổi, mức thay đổi xê dịch trong khoảng  $\pm 1,7\%$  so với khoảng cách trung bình nói trên.

Do ảnh hưởng của bầu khí quyển lượng bức xạ mặt trời giảm đi khá nhiều. Có nhiều yếu tố ảnh hưởng tới bức xạ mặt trời như mức độ nhiễm bụi, mây mù, thời điểm trong ngày và trong năm, địa điểm nơi lắp đặt công trình, độ cao của công trình so với mặt nước biển, nhiệt độ đọng sương của không khí xung quanh và hướng của bề mặt nhận bức xạ.

Nhiệt bức xạ được chia ra làm 3 thành phần

- Thành phần trực xạ - nhận nhiệt trực tiếp từ mặt trời

- Thành phần tán xạ - Nhiệt bức xạ chiếu lên các đối tượng xung quanh làm nóng chúng và các vật đó bức xạ gián tiếp lên kết cấu
- Thành phần phản chiếu từ mặt đất.

### 3.2.6.2 Xác định nhiệt bức xạ mặt trời .

Nhiệt bức xạ xâm nhập vào phòng phụ thuộc kết cấu bao che và được chia ra làm 2 dạng :

- Nhiệt bức xạ qua cửa kính  $Q_{61}$
- Nhiệt bức xạ qua kết cấu bao che tường và mái :  $Q_{62}$

$$Q_6 = Q_{61} + Q_{62} \quad (3-20)$$

#### a. Nhiệt bức xạ qua kính

\* Trường hợp sử dụng kính cơ bản :

Kính cơ bản là loại kính trong suốt, dày 3mm, có hệ số hấp thụ  $\alpha_m=6\%$ , hệ số phản xạ  $\rho_m = 8\%$  (ứng với góc tới của tia bức xạ là  $30^\circ$ )

Nhiệt bức xạ mặt trời qua kính được tính theo công thức :

$$Q_{61} = F_k \cdot R \cdot \varepsilon_c \cdot \varepsilon_{ds} \cdot \varepsilon_{mm} \varepsilon_{kh} \cdot \varepsilon_K \cdot \varepsilon_m, \text{ W} \quad (3-21)$$

trong đó :

- +  $F_k$  - Diện tích bề mặt kính,  $m^2$ . Nếu khung gỗ  $F_k = 0,85 F'$  ( $F'$  Diện tích phần kính và khung), khung sắt  $F_k = F'$
- +  $R$ - Nhiệt bức xạ mặt trời qua cửa kính cơ bản vào phòng . Giá trị  $R$  cho ở bảng 3-7
- +  $\varepsilon_c$  - Hệ số tính đến độ cao  $H$  (m) nơi đặt cửa kính so với mực nước biển:

$$\varepsilon_c = 1 + 0,023 \frac{H}{1000} \quad (3-22)$$

- +  $\varepsilon_{ds}$  - Hệ số xét tới ảnh hưởng của độ chênh lệch nhiệt độ động sương so với  $20^\circ\text{C}$
- +  $\varepsilon_{mm}$  - Hệ số xét tới ảnh hưởng của mây mù . Trời không mây lấy  $\varepsilon_{mm} = 1$ , trời có mây

$$\varepsilon_{ds} = 1 - 0,13 \cdot \frac{t_s - 20}{10} \quad (3-23)$$

$\varepsilon_{mm}=0,85$

- +  $\varepsilon_{kh}$  - Hệ số xét tới ảnh hưởng của khung kính. Kết cấu khung khác nhau thì mức độ che khuất một phần kính dưới các tia bức xạ khác nhau. Với khung gỗ  $\varepsilon_{kh} = 1$ , khung kim loại  $\varepsilon_{kh} = 1,17$
- +  $\varepsilon_K$  - Hệ số kính, phụ thuộc màu sắc và loại kính khác kính cơ bản và lấy theo bảng 3-5

Bảng 3-5 : Đặc tính bức xạ của các loại kính

Loại kính	Hệ số hấp thụ $\alpha_k$	Hệ số phản xạ $\rho_k$	Hệ số xuyên qua $\tau_k$	Hệ số kính $\varepsilon_K$
Kính cơ bản	0,06	0,08	0,86	1,00
Kính trong dày 6mm, phẳng	0,15	0,08	0,77	0,94
Kính spectrafloot, màu đồng nâu, dày 6mm	0,34	0,10	0,56	0,80
Kính chống nắng, màu xám, 6mm	0,51	0,05	0,44	0,73
Kính chống nắng, màu đồng nâu, 12mm	0,74	0,05	0,21	0,58
Kính Calorex, màu xanh , 6mm	0,75	0,05	0,20	0,57
Kính Stopray, màu vàng, 6mm	0,36	0,39	0,25	0,44
Kính trong tráng màng phản xạ RS20, 6mm	0,44	0,44	0,12	0,34
Kính trong tráng màng phản xạ A18, 4mm	0,30	0,53	0,17	0,33

- +  $\varepsilon_m$  - Hệ số mặt trời . Hệ số này xét tới ảnh hưởng của màn che tới bức xạ mặt trời. Khi không có màn che  $\varepsilon_m = 1$ . Khi có màn  $\varepsilon_m$  được chọn theo bảng 3-6

Bảng 3-6 : Đặc tính bức xạ của màn che

Loại màn che, rèm che	Hệ số hấp thụ $\alpha_m$	Hệ số phản xạ $\rho_m$	Hệ số xuyên qua $\tau_m$	Hệ số mặt trời $\varepsilon_m$
- Cửa chớp màu nhạt	0,37	0,51	0,12	0,56
màu trung bình	0,58	0,39	0,03	0,65
màu đậm	0,72	0,27	0,01	0,75
- Màn che loại metalon	0,29	0,48	0,23	0,58
- Màn che Brella kiểu Hà Lan	0,09	0,77	0,14	0,33

Bảng 3-7: Dòng nhiệt bức xạ mặt trời xâm nhập vào phòng R,  $W/m^2$

Vĩ độ 10 <sup>0</sup> Bắc		Giờ mặt trời											
Tháng	Hướng	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
6	Bắc	60	139	158	142	139	136	129	136	139	142	158	139
	Đông Bắc	173	413	483	442	334	205	88	44	44	41	35	25
	Đông	170	423	489	438	309	129	44	44	44	41	35	25
	Đông Nam	57	155	173	146	79	44	44	44	44	41	35	25
	Nam	6	25	35	41	44	44	44	44	44	41	35	25
	Tây Nam	6	25	25	41	44	44	44	44	79	136	173	155
	Tây	6	25	25	41	44	44	44	129	309	438	489	423
5 và 7	Tây Bắc	6	25	25	41	44	57	88	205	334	442	483	413
	Mặt nằm ngang	13	139	337	524	647	735	766	735	647	524	337	139
	Bắc	16	107	123	110	104	98	95	98	104	110	123	107
	Đông Bắc	132	401	467	419	344	177	69	44	44	41	35	22
	Đông	158	426	498	448	309	136	44	44	44	41	35	22
	Đông Nam	82	180	208	177	101	44	44	44	44	41	35	22
	Nam	3	22	35	41	44	44	44	44	44	41	35	22
4 và 8	Tây Nam	3	22	35	41	44	44	44	44	101	177	208	180
	Tây	3	22	35	41	44	44	44	136	309	448	498	426
	Tây Bắc	3	22	35	41	44	44	69	177	344	419	467	401
	Mặt nằm ngang	9	132	337	524	662	744	779	744	662	524	337	132
	Bắc	3	47	50	47	47	44	44	44	47	47	50	47
	Đông Bắc	54	356	410	350	252	107	44	44	44	41	35	22
	Đông	79	435	514	470	328	145	44	44	44	41	35	22
3 và 9	Đông Nam	57	249	296	268	189	85	44	44	44	41	35	22
	Nam	3	22	35	41	44	44	44	44	44	41	35	22
	Tây Nam	3	22	35	41	44	44	44	85	189	268	296	249
	Tây	3	22	35	41	44	44	44	145	252	470	514	435
	Tây Bắc	3	22	35	41	44	44	44	107	237	350	410	356
	Mặt nằm ngang	6	120	331	527	672	763	789	763	672	527	331	120
	Bắc	3	19	35	41	44	44	44	44	44	41	35	19
3 và 9	Đông Bắc	3	281	325	252	142	54	44	44	44	41	35	19
	Đông	3	410	517	476	334	148	44	44	44	41	35	19
	Đông Nam	3	306	401	385	296	177	66	44	44	41	35	19
	Nam	3	19	41	60	76	85	88	85	76	60	41	19
	Tây Nam	3	19	35	41	44	44	66	177	196	385	401	306
	Tây	3	19	35	41	44	44	44	148	334	476	517	410
	Tây Bắc	3	19	35	41	44	44	44	54	142	252	325	281
Mặt nằm ngang	3	98	306	505	653	741	779	741	653	505	306	98	

2 và 10	Bắc	0	16	32	41	44	44	44	44	44	41	32	16
	Đông Bắc	0	183	208	139	88	44	44	44	44	41	32	16
	Đông	0	372	489	457	315	126	44	44	44	41	32	16
	Đông Nam	0	325	464	470	388	255	145	57	44	41	32	16
	Nam	0	57	126	173	205	224	230	224	205	173	126	57
	Tây Nam	0	16	32	41	44	57	145	255	388	470	464	325
	Tây	0	16	32	41	44	44	44	126	315	457	489	372
	Tây Bắc	0	16	32	41	44	44	44	44	88	139	208	183
	Mặt nằm ngang	0	69	268	438	609	694	735	694	609	438	268	69
1 và 11	Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13
	Đông Bắc	0	85	117	54	41	44	44	44	41	38	28	13
	Đông	0	312	451	416	293	123	44	44	41	38	28	13
	Đông Nam	0	312	483	508	460	344	221	98	54	38	28	13
	Nam	0	110	205	287	303	328	334	328	303	287	205	110
	Tây Nam	0	13	28	38	54	98	221	344	460	508	483	312
	Tây	0	13	28	38	41	44	44	123	293	416	451	312
	Tây Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	54	117	85
	Mặt nằm ngang	0	54	196	413	552	637	662	637	552	413	196	54
12	Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13
	Đông Bắc	0	47	88	54	41	44	44	44	41	38	28	13
	Đông	0	271	432	410	287	132	44	44	41	38	28	13
	Đông Nam	0	312	486	514	470	382	249	114	73	38	28	13
	Nam	0	158	233	296	344	366	378	366	344	296	233	158
	Tây Nam	0	13	28	38	73	144	249	382	470	514	486	312
	Tây	0	13	28	38	41	44	44	132	287	410	432	271
	Tây Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	54	88	47
	Mặt nằm ngang	0	44	208	378	527	609	637	609	527	378	208	44

Vĩ độ 20° Bắc		Giờ mặt trời											
Tháng	Hướng	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
6	Bắc	88	129	104	79	60	54	47	54	60	79	104	129
	Đông Bắc	255	454	385	262	120	47	44	44	44	38	28	9
	Đông	255	467	505	451	303	129	44	44	44	44	38	28
	Đông Nam	88	196	230	208	139	66	44	44	44	44	38	28
	Nam	9	28	38	44	44	44	44	44	44	44	38	28
	Tây Nam	9	28	38	44	44	44	44	66	139	208	230	196
6	Tây	9	28	38	44	44	44	44	129	302	451	505	467
	Tây Bắc	9	28	38	44	44	44	47	120	262	385	454	486
	Mặt nằm ngang	35	189	382	555	681	732	789	732	681	555	382	189
5 và 7	Bắc	63	88	73	54	47	44	44	44	47	54	73	88
	Đông Bắc	224	416	435	350	230	98	44	44	44	41	38	25
	Đông	237	467	514	457	312	145	44	44	44	41	38	25
	Đông Nam	98	221	268	249	180	91	44	44	44	41	38	25
	Nam	9	25	38	44	44	44	44	44	44	41	38	25
	Tây Nam	9	25	38	44	44	44	44	91	180	249	268	221
	Tây	9	25	38	41	44	44	44	145	312	457	514	467
	Tây Bắc	9	25	38	41	44	44	44	98	230	350	435	416
	Mặt nằm ngang	25	173	372	552	681	757	792	757	681	552	372	173

4 và 8	Bắc	19	32	35	41	44	44	44	44	44	41	35	32
	Đông Bắc	142	350	372	281	158	57	44	44	44	41	35	22
	Đông	167	448	520	470	334	161	44	44	44	41	35	22
	Đông Nam	91	281	356	341	309	173	63	44	44	41	35	22
	Nam	6	22	35	44	63	76	82	76	63	44	35	22
	Tây Nam	6	22	35	41	44	44	63	173	309	341	356	281
3 và 9	Tây	6	22	35	41	44	44	44	161	334	470	520	148
	Tây Bắc	6	22	35	41	445	44	44	57	158	281	372	350
	Mặt nằm ngang	16	151	337	527	662	741	779	741	662	527	337	151
	Bắc	0	19	35	41	44	44	44	44	44	41	35	19
	Đông Bắc	0	262	274	186	69	44	44	44	44	41	35	19
	Đông	0	410	514	470	328	142	44	44	44	41	35	19
2 và 10	Đông Nam	0	312	429	442	378	265	129	47	44	44	35	19
	Nam	0	25	69	120	164	199	205	199	164	120	69	25
	Tây Nam	0	19	35	41	44	47	129	265	378	442	429	312
	Tây	0	19	35	41	44	44	44	142	328	470	514	410
	Tây Bắc	0	19	35	41	44	44	44	44	69	186	247	262
	Mặt nằm ngang	0	95	293	483	624	710	735	710	624	483	293	95
1 và 11	Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	38	28	13
	Đông Bắc	0	139	164	91	41	44	44	44	41	38	28	13
	Đông	0		464	445	315	155	44	44	41	38	28	13
	Đông Nam	0	287	460	505	470	375	233	85	41	38	28	13
	Nam	0	66	158	240	293	335	350	334	293	240	158	66
	Tây Nam	0	13	28	38	41	85	233	375	470	505	460	287
1 và 11	Tây	0	13	28	38	41	44	44	155	315	445	464	312
	Tây Bắc	0	13	28	38	41	44	44	44	41	91	164	139
	Mặt nằm ngang	0	57	214	401	539	618	656	618	539	401	214	57
	Bắc	0	9	25	35	41	41	41	41	41	35	25	9
	Đông Bắc	0	76	82	44	41	41	41	41	41	35	25	9
	Đông	0	224	404	401	287	136	41	41	41	35	25	9
1 và 11	Đông Nam	0	230	450	517	498	426	287	145	50	35	25	9
	Nam	0	88	218	315	388	429	445	429	388	315	218	88
	Tây Nam	0	9	25	35	50	145	287	426	498	517	454	230
1 và 11	Tây	0	9	25	35	38	41	41	136	287	401	404	224
	Tây Bắc	0	9	25	35	38	41	41	41	41	41	82	76
	Mặt nằm ngang	0	16	151	319	460	542	568	542	460	319	151	16
12	Bắc	0	6	22	35	38	41	41	41	38	35	22	6
	Đông Bắc	0	44	57	38	38	41	41	41	38	35	22	6
	Đông	0	177	372	382	268	107	41	41	38	35	22	6
	Đông Nam	0	186	438	527	501	423	306	189	63	35	22	6
	Nam	0	79	233	350	416	460	470	460	416	350	233	79
	Tây Nam	0	6	22	35	63	198	306	423	501	527	438	186
12	Tây	0	6	22	35	38	41	41	107	268	382	372	177
	Tây Bắc	0	6	22	35	38	41	41	41	38	38	57	44
	Mặt nằm ngang	0	13	114	290	246	508	536	508	426	290	114	13

Vĩ độ 30 <sup>0</sup> Bắc		Giờ mặt trời											
Tháng	Hướng	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17

6	Bắc	104	91	57	44	44	44	44	44	44	44	57	91
	Đông Bắc	331	410	306	173	60	44	44	44	44	44	38	32
	Đông	341	492	508	451	309	139	44	44	44	44	44	38
	Đông Nam	132	237	284	284	230	139	54	44	44	44	44	38
	Nam	16	32	38	44	47	60	66	60	47	44	44	38
	Tây Nam	16	32	28	44	44	44	54	139	230	284	284	237
5 và 7	Tây	16	32	38	44	44	44	44	139	309	451	508	492
	Tây Bắc	16	32	38	44	44	44	44	60	173	306	410	438
	Mặt nằm ngang	60	192	413	568	684	757	789	757	684	568	413	192
	Bắc	69	63	44	44	44	44	44	44	44	44	44	63
	Đông Bắc	293	413	388	281	145	50	44	44	44	41	38	28
	Đông	315	489	517	457	312	139	44	44	44	41	38	28
4 và 8	Đông Nam	132	259	315	315	262	167	69	44	44	41	38	28
	Nam	13	28	38	44	63	85	95	85	63	44	38	28
	Tây Nam	13	28	38	41	44	44	44	167	262	315	315	258
	Tây	13	28	38	41	44	44	44	139	312	457	517	489
	Tây Bắc	13	28	38	41	44	44	44	50	145	281	388	413
	Mặt nằm ngang	47	208	388	555	675	744	776	744	675	555	388	208
3 và 9	Bắc	19	25	35	41	41	44	44	44	41	41	35	25
	Đông Bắc	173	341	315	208	85	44	44	44	41	41	35	25
	Đông	208	464	520	467	322	145	44	44	41	413	35	25
	Đông Nam	117	309	401	407	353	259	123	47	41	41	35	25
	Nam	6	25	41	85	148	183	198	183	148	85	41	25
	Tây Nam	6	25	35	41	41	47	123	259	353	407	401	309
3 và 9	Tây	6	25	35	41	41	44	44	145	322	467	520	464
	Tây Bắc	6	25	35	41	41	44	44	44	85	208	315	341
	Mặt nằm ngang	19	148	337	508	631	710	741	710	631	508	337	148
	Bắc	0	16	32	38	41	44	44	44	41	38	32	16
	Đông Bắc	0	233	284	126	47	44	44	44	41	38	32	16
	Đông	0	391	498	454	325	151	44	44	41	38	32	16
2 và 10	Đông Nam	0	309	413	479	445	356	211	79	41	38	32	16
	Nam	0	28	57	189	259	309	331	309	259	189	57	28
	Tây Nam	0	16	32	38	41	79	211	356	445	479	413	309
	Tây	0	16	32	38	41	44	44	151	325	454	498	391
	Tây Bắc	0	16	32	38	41	44	44	44	47	126	284	233
	Mặt nằm ngang	0	79	255	426	565	637	669	637	565	426	255	79
1 và 11	Bắc	0	9	25	35	38	41	44	41	38	35	25	9
	Đông Bắc	0	140	123	57	38	41	44	41	38	35	25	9
	Đông	0	249	426	416	296	136	44	41	38	35	25	9
	Đông Nam	0	230	448	514	501	429	290	148	47	35	25	9
	Nam	0	57	180	290	382	438	457	438	382	290	180	57
	Tây Nam	0	9	25	35	47	148	290	429	501	514	448	230
1 và 11	Tây	0	9	25	35	38	41	44	136	296	416	426	294
	Tây Bắc	0	9	25	35	38	41	44	41	38	57	123	104
	Mặt nằm ngang	0	19	155	315	451	539	565	538	451	315	155	19
	Bắc	0	3	19	28	35	38	38	38	35	28	19	3
	Đông Bắc	0	25	50	28	35	38	38	38	35	28	19	3
	Đông	0	85	344	366	262	110	38	38	35	28	19	3
1 và 11	Đông Nam	0	88	401	508	511	451	328	202	73	28	19	3
	Nam	0	32	214	344	432	486	501	486	432	344	214	32
	Tây Nam	0	3	19	28	73	202	328	451	511	508	401	88

	Tây	0	3	19	28	35	38	38	110	262	366	344	85
	Tây Bắc	0	3	19	28	35	38	38	38	35	28	50	25
	Mặt nằm ngang	0	6	85	224	344	429	457	429	344	224	85	6
12	Bắc	0	0	13	28	35	38	38	38	35	28	13	0
	Đông Bắc	0	0	32	28	35	38	38	38	35	28	13	0
	Đông	0	0	290	331	252	101	38	38	35	28	13	0
	Đông Nam	0	0	360	495	511	451	341	227	88	28	13	0
	Nam	0	0	202	356	448	501	514	501	448	356	202	0
	Tây Nam	0	0	13	28	88	227	341	451	511	495	360	0
	Tây	0	0	13	28	35	38	38	101	252	331	290	0
	Tây Bắc	0	0	13	28	35	38	38	38	35	28	32	0
	Mặt nằm ngang	0	0	60	189	306	385	413	385	306	189	60	0

Công thức (3-21) trên đây chỉ tính cho các trường hợp sau :

- Kính là kính cơ bản ( $\varepsilon_K = 1$ ) có hoặc không có rèm che
- Không phải kính cơ bản ( $\varepsilon_K \neq 1$ ) và không có rèm che ( $\varepsilon_m = 1$ ).

Trường hợp kính không phải kính cơ bản ( $\varepsilon_K \neq 1$ ) và có rèm che ( $\varepsilon_m \neq 1$ ) người ta tính theo công thức dưới đây.

\* Trường hợp không phải kính cơ bản và có rèm che :

$$Q_{61} = F_k \cdot R_{xn} \cdot \varepsilon_c \cdot \varepsilon_{ds} \cdot \varepsilon_{mm} \varepsilon_{kh} \cdot \varepsilon_K, W \quad (3-24)$$

trong đó

$F_k$  - Diện tích cửa kính,  $m^2$

$R_{xn}$  - Lượng nhiệt bức xạ xâm nhập vào không gian điều hoà

$$R_{xn} = \frac{[0,4 \cdot \alpha_k + \tau_k \cdot (\alpha_m + \tau_m + \rho_k \cdot \rho_m + 0,4 \cdot \alpha_k \cdot \rho_m)]}{0,88} \cdot R \quad (3-25)$$

Trị số R lấy theo bảng 3-7, các giá trị  $\alpha_K$ ,  $\tau_K$ ,  $\rho_K$  lấy theo bảng (3-5),  $\alpha_m$ ,  $\tau_m$ ,  $\rho_m$  lấy theo bảng (3-6). Các hệ số khác vẫn tính giống như các hệ số ở công thức (3-21)

\* Bức xạ mặt trời qua kính thực tế

Nhiệt bức xạ mặt trời khi bức xạ qua kính chỉ có một phần tác động tức thời tới không khí trong phòng, phần còn lại tác động lên kết cấu bao che và bị hấp thụ một phần, chỉ sau một khoảng thời gian nhất định mới tác động tới không khí

Vì vậy thành phần nhiệt thừa do các tia bức xạ xâm nhập qua cửa kính gây tác động tức thời đến phụ tải hệ thống điều hoà không khí

$$R'_{xn} = R_{max} \cdot k \cdot n_t \quad (3-26)$$

trong đó

$R'_{xn}$  - Lượng bức xạ mặt trời xâm nhập qua cửa kính gây tác động tức thời đến phụ tải của hệ thống điều hoà không khí,  $W/m^2$

$R_{max}$  - Lượng bức xạ mặt trời lớn nhất xâm nhập qua cửa kính,  $W/m^2$  (Tham khảo bảng 3-8a)

$n_t$  - Hệ số tác dụng tức thời (Tham khảo bảng 3-8b, và 3-8c)

$k$  - Tích số các hệ số xét tới ảnh hưởng của các yếu tố như sương mù, độ cao, nhiệt độ động sương, loại khung cửa và màn che.

Hệ số tác dụng tức thời cho trong các bảng 3-8b và 3-8c. Cần lưu ý rằng để xác định hệ số tác dụng tức thời phải căn cứ vào khối lượng tính cho  $1m^2$  diện tích. Thật vậy khi khối lượng riêng của vật càng lớn, khả năng hấp thụ các tia bức xạ càng lớn, do đó mức độ chậm trễ giữa điểm cực đại của nhiệt bức xạ và phụ tải lạnh càng lớn.

Bảng 3-8a : Lượng nhiệt lớn nhất xâm nhập qua cửa kính loại cơ bản  $R_{max}$ ,  $W/m^2$

Vĩ độ (Bắc)	Tháng	Hướng								
		Bắc	Đông Bắc	Đông	Đông Nam	Nam	Tây Nam	Tây	Tây Bắc	Mặt Ngan g
0	6		492	464	132	44	132	464	492	713
	7 và 5	141	483	479	164	44	164	479	483	735
	8 và 4	79	445	514	294	44	294	514	445	773
	9 và 3	32	372	527	372	44	372	527	372	789
	10 và 2	32	249	514	445	107	445	514	249	773
	11 và 1	32	164	479	483	211	483	479	164	735
	12	32	132	464	492	259	492	464	132	713
10	6	126	483	489	173	44	173	489	483	766
	7 và 5	95	467	498	208	44	208	498	467	779
	8 và 4	41	410	514	296	44	296	514	410	789
	9 và 3	32	325	517	401	88	401	517	325	779
	10 và 2	32	208	489	470	230	470	489	208	725
	11 và 1	28	117	451	508	334	508	451	117	662
	12	28	88	432	514	378	514	432	88	637
20	6	82	486	505	230	44	230	505	486	789
	7 và 5	60	435	514	268	44	268	514	435	792
	8 và 4	35	372	520	356	82	356	520	372	779
	9 và 3	32	274	514	442	205	442	514	274	735
	10 và 2	28	164	464	505	350	505	464	164	656
	11 và 1	25	82	404	517	445	517	404	82	568
	12	25	57	382	527	470	527	382	57	536
30	6	63	438	508	284	66	284	508	438	789
	7 và 5	50	413	517	315	95	315	517	413	776
	8 và 4	35	341	520	407	199	407	520	341	741
	9 và 3	28	284	498	479	331	479	498	284	669
	10 và 2	25	123	426	514	457	514	426	123	565
	11 và 1	22	50	366	511	501	511	366	50	457
	12	19	38	331	511	514	511	331	38	413



Bảng 3-8b : Hệ số tác dụng tức thời  $n_i$  của lượng bức xạ mặt trời xâm nhập qua cửa kính có màn che bên trong  
(Hoạt động 24giờ/24, nhiệt độ không khí không đổi)

Hướng	Khối lượng kg/m <sup>2</sup>	Sáng							Chiều, Tối												Sáng				
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5
Nam	≥ 700	0,0	0,06	0,23	0,38	0,5	0,60	0,66	0,67	0,64	0,59	0,42	0,24	0,22	0,1	0,17	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,07	
	500	6	0,04	0,22	0,38	1	0,63	0,70	0,71	0,69	0,59	0,45	0,26	0,22	9	0,16	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	
	150	0,0	0,21	0,43	0,63	0,5	0,86	0,88	0,82	0,56	0,50	0,24	0,16	0,11	0,1	0,05	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01	0	0	0	
Đông Nam	≥ 700	0,0	0,28	0,47	0,59	0,6	0,62	0,53	0,41	0,27	0,24	0,21	0,19	0,16	0,1	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05	
	500	4	0,28	0,47	0,61	4	0,65	0,57	0,44	0,29	0,24	0,21	0,18	0,15	4	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	
	150	0,0	0,30	0,57	0,75	0,6	0,81	0,69	0,50	0,30	0,20	0,17	0,13	0,09	0,1	0,04	0,03	0,02	0,01	0	0	0	0	0	
Đông	≥ 700	0,3	0,56	0,62	0,59	0,4	0,33	0,23	0,21	0,20	0,18	0,17	0,15	0,12	0,1	0,09	0,08	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,05	0,04	
	500	9	0,58	0,65	0,63	9	0,35	0,24	0,22	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03	
	150	0,4	0,70	0,80	0,79	0,5	0,42	0,25	0,19	0,16	0,14	0,11	0,09	0,07	0,0	0,02	0,02	0,01	0,01	0	0	0	0	0	
Đông Bắc	≥ 700	0,4	0,58	0,54	0,42	0,2	0,21	0,20	0,19	0,18	0,17	0,16	0,14	0,12	0,0	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04	
	500	7	0,60	0,57	0,46	7	0,24	0,20	0,19	0,17	0,16	0,15	0,13	0,11	9	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03	0,02	
	150	0,4	0,76	0,73	0,58	0,3	0,24	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,07	0,0	0,02	0,02	0,01	0,01	0	0	0	0	0	
Tây Bắc	≥ 700	0,0	0,09	0,10	0,10	0,1	0,10	0,10	0,10	0,16	0,33	0,49	0,61	0,60	0,1	0,17	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07	
	500	8	0,08	0,09	0,09	0	0,10	0,10	0,10	0,15	0,34	0,52	0,65	0,64	9	0,18	0,15	0,12	0,11	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	
	150	0,0	0,05	0,07	0,08	0,1	0,09	0,10	0,10	0,17	0,39	0,63	0,80	0,79	0,2	0,18	0,12	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,02	0,01	
Tây	≥ 700	0,0	0,09	0,09	0,10	0,1	0,10	0,10	0,18	0,36	0,52	0,63	0,65	0,55	0,2	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	
	500	8	0,08	0,08	0,09	0	0,09	0,09	0,18	0,36	0,54	0,66	0,68	0,60	2	0,20	0,17	0,15	0,13	0,11	0,10	0,08	0,07	0,06	
	150	0,0	0,04	0,06	0,07	0,0	0,08	0,08	0,19	0,42	0,65	0,81	0,85	0,74	0,2	0,19	0,13	0,09	0,06	0,05	0,03	0,02	0,02	0,01	

		0,0 3				0,0 8									0,3 0										
Tây Nam	≥ 700 500 150	0,0 8 0,0 7 0,0 3	0,08 0,08 0,04	0,9 0,08 0,06	0,10 0,08 0,07	0,1 1 0,1 0 0,0 9	0,24 0,24 0,23	0,39 0,40 0,47	0,53 0,55 0,67	0,63 0,66 0,81	0,66 0,70 0,86	0,61 0,64 0,79	0,47 0,50 0,60	0,23 0,26 0,26	0,1 9 0,2 0 0,1 7	0,18 0,17 0,12	0,16 0,15 0,08	0,14 0,13 0,05	0,13 0,11 0,04	0,11 0,10 0,03	0,10 0,09 0,02	0,09 0,08 0,01	0,08 0,07 0,01	0,08 0,06 0	0,07 0,05 0
Bắc	≥ 700 500 150	0,0 8 0,0 6 0	0,36 0,31 0,25	0,67 0,67 0,74	0,71 0,72 0,83	0,7 4 0,7 6 0,8 8	0,76 0,79 0,91	0,79 0,81 0,94	0,81 0,83 0,96	0,83 0,85 0,96	0,84 0,87 0,98	0,86 0,88 0,98	0,87 0,90 0,99	0,88 0,91 0,99	0,2 9 0,3 0 0,2 6	0,26 0,26 0,17	0,23 0,22 0,12	0,20 0,19 0,08	0,19 0,16 0,05	0,17 0,15 0,04	0,15 0,13 0,03	0,14 0,12 0,02	0,12 0,10 0,01	0,11 0,09 0,01	0,10 0,08 0,01

Bảng 3-8c : Hệ số tác dụng tức thời  $n_t$  của lượng bức xạ mặt trời xâm nhập qua cửa kính không có màn che hoặc trong râm (Hoạt động 24giờ/24, nhiệt độ không khí không đổi)

Hướng	Khối lượng kg/m <sup>2</sup>	Sáng							Chiều, Tối												Sáng				
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5
Nam	≥ 700	0,1 7	0,27 0,31	0,33 0,38	0,33 0,39	0,3 1	0,29 0,34	0,27 0,27	0,25 0,24	0,23 0,22	0,22 0,21	0,20 0,19	0,19 0,17	0,17 0,16	0,1 5	0,14 0,12	0,12 0,10	0,11 0,07	0,10 0,08	0,09 0,07	0,08 0,06	0,07 0,05	0,07 0,05	0,06 0,05	0,06 0,04
	500	0,1 9	0,56	0,65	0,61	0,3 6	0,33	0,26	0,21	0,18	0,16	0,14	0,12	0,09	0,1 4	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0	0	0	0
	150	0,3 1				0,4 6									0,0 6										
Đông Nam	≥ 700	0,1 6	0,26 0,29	0,34 0,40	0,39 0,46	0,4 0	0,38 0,42	0,34 0,36	0,30 0,31	0,28 0,28	0,26 0,25	0,23 0,23	0,22 0,20	0,20 0,18	0,1 8	0,16 0,14	0,14 0,12	0,13 0,11	0,12 0,09	0,10 0,08	0,09 0,08	0,08 0,06	0,08 0,06	0,07 0,05	0,06 0,04
	500	0,1 6	0,50	0,67	0,73	0,4 6	0,53	0,38	0,27	0,22	0,18	0,15	0,12	0,09	0,1 5	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01	0	0	0,01
	150	0,2 7				0,6 8									0,0 6										
Đông	≥ 700	0,0 8	0,14 0,12	0,22 0,23	0,71 0,35	0,3 8	0,43 0,49	0,44 0,51	0,43 0,47	0,39 0,41	0,35 0,36	0,32 0,31	0,29 0,27	0,26 0,24	0,2 3	0,21 0,18	0,19 0,16	0,16 0,14	0,15 0,12	0,13 0,10	0,12 0,09	0,11 0,08	0,10 0,08	0,09 0,06	0,08 0,06
	500	0,0 5	0,18	0,40	0,59	0,4 4	0,77	0,72	0,60	0,44	0,32	0,23	0,18	0,14	0,2 1	0,07	0,05	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01	0	0
	150																								

		0				0,7 2									0,0 9										
Đông Bắc	≥ 700	0,1	0,10	0,13	0,20	0,2	0,35	0,42	0,48	0,51	0,51	0,48	0,42	0,37	0,3	0,29	0,26	0,23	0,21	0,19	0,17	0,15	0,14	0,13	0,12
	500	0	0,06	0,12	0,20	8	0,39	0,48	0,54	0,58	0,57	0,53	0,45	0,37	3	0,24	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,11	0,10	0,08
	150	0,0 7 0	0	0,12	0,29	0,3 0 0,4 8	0,64	0,75	0,82	0,81	0,75	0,61	0,42	0,28	0,3 1 0,1 9	0,13	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0	0
Tây Bắc	≥ 700	0,1	0,10	0,10	0,10	0,1	0,14	0,21	0,29	0,36	0,43	0,47	0,46	0,40	0,3	0,30	0,27	0,24	0,22	0,20	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12
	500	1	0,09	0,08	0,09	0	0,14	0,22	0,31	0,42	0,50	0,53	0,51	0,44	4	0,29	0,26	0,22	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,09
	150	0,0 9 0,0 2	0,03	0,05	0,06	0,0 9 0,0 8	0,12	0,34	0,53	0,68	0,78	0,78	0,68	0,46	0,3 5 0,2 9	0,20	0,14	0,09	0,07	0,05	0,03	0,02	0,02	0,01	0,01
Tây	≥ 700	0,1	0,10	0,11	0,10	0,1	0,10	0,10	0,13	0,19	0,27	0,36	0,42	0,44	0,3	0,33	0,29	0,26	0,23	0,21	0,18	0,16	0,15	0,13	0,02
	500	2	0,09	0,09	0,09	0	0,09	0,10	0,12	0,19	0,30	0,40	0,48	0,51	8	0,35	0,30	0,25	0,22	0,19	0,16	0,14	0,13	0,11	0,09
	150	0,0 9 0,0 2	0,04	0,05	0,06	0,0 9 0,0 7	0,07	0,08	0,14	0,29	0,49	0,67	0,76	0,75	0,4 2 0,5 3	0,33	0,22	0,15	0,11	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
Tây Nam	≥ 700	0,1	0,10	0,10	0,10	0,1	0,10	0,10	0,10	0,12	0,17	0,25	0,34	0,39	0,3	0,29	0,26	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12	0,10
	500	0	0,09	0,09	0,09	0	0,09	0,09	0,09	0,11	0,19	0,29	0,40	0,46	4	0,32	0,26	0,22	0,19	0,16	0,14	0,13	0,11	0,10	0,08
	150	0,0 8 0,0 2	0,04	0,05	0,07	0,0 9 0,0 8	0,09	0,10	0,10	0,13	0,27	0,48	0,65	0,73	0,4 0 0,4 9	0,31	0,21	0,16	0,10	0,07	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
Bắc	≥ 700	0,1	0,23	0,33	0,41	0,4	0,52	0,57	0,61	0,66	0,69	0,72	0,74	0,59	0,5	0,46	0,42	0,37	0,34	0,31	0,27	0,25	0,23	0,21	0,17
	500	6	0,33	0,44	0,54	7	0,62	0,66	0,70	0,74	0,76	0,79	0,80	0,60	2	0,44	0,37	0,32	0,29	0,27	0,23	0,21	0,18	0,16	0,13
	150	0,1 1 0	0,48	0,66	0,76	0,5 7 0,8 2	0,87	0,91	0,43	0,95	0,97	0,98	0,98	0,52	0,5 1 0,3 4	0,24	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01

*Vi dụ 1:* Xác định lượng nhiệt bức xạ lớn nhất vào qua cửa sổ bằng kính cơ bản, rộng 5m<sup>2</sup>. Cho biết địa phương nơi lắp đặt công trình ở vĩ độ 20° Bắc, kính quay về hướng Đông, khung cửa bằng sắt, nhiệt độ động sương trung bình là 25°C, trời không sương mù, độ cao so với mặt nước biển là 100m.

- Ứng với 20° Bắc, hướng Đông, theo bảng 3-8, tra được  $R_{\max} = 520 \text{ W/m}^2$  vào 8 giờ tháng 4 và tháng 8

- Hệ số  $\epsilon_c = 1 + 0,023 \times 100/1000 = 1,0023$

- Hệ số  $\epsilon_{ds} = 1 - 0,13 (25-20)/10 = 1,065$

- Trời không mây nên  $\epsilon_{mm} = 1$

- Khung cửa kính là khung sắt nên  $\epsilon_{kh} = 1,17$

- Kính là kính cơ bản và không có rèm che nên  $\epsilon_k = \epsilon_m = 1$

Theo công thức (3-21) ta có :

$$Q = 5 \times 520 \times 1,0023 \times 1,065 \times 1,17 = 3247 \text{ W}$$

*Vi dụ 2 :* Xác định lượng nhiệt bức xạ xâm nhập không gian điều hoà qua 10m<sup>2</sup> kính chống nắng màu xám dày 6mm, đặt hướng Tây Nam, ở TP. Hồ Chí Minh, bên trong có màn che kiểu Hà Lan. Vị trí lắp đặt có độ cao so với mặt nước biển không đáng kể, nhiệt độ động sương trung bình 24°C, trời không mây, khung cửa bằng gỗ.

- Lượng nhiệt bức xạ qua kính được xác định theo công thức :

$$Q = F \cdot R_{xn} \cdot \epsilon_c \cdot \epsilon_{ds} \cdot \epsilon_{mm} \epsilon_{kh}$$

- Các hệ số  $\epsilon_c = \epsilon_{mm} = \epsilon_{kh} = 1$

- Hệ số  $\epsilon_{ds} = 1 + 0,13 \cdot (24 - 20)/10 = 1,052$

- Lượng nhiệt xâm nhập :

$$R_{xn} = [0,4\alpha_k + \tau_k \cdot (\alpha_m + \tau_m + \rho_k \cdot \rho_m + 0,4\alpha_k \cdot \alpha_m)] \cdot R / 0,88$$

$$= [0,4 \times 0,51 + 0,44 \cdot (0,09 + 0,14 + 0,05 \times 0,77 + 0,4 \times 0,51 \times 0,09)] R / 0,88 = 0,375 \cdot R$$

- Giá trị R tra theo bảng 3-7 với 10° vĩ Bắc, hướng Tây Nam :  $R_{\max} = 508 \text{ W/m}^2$  vào lúc 15 giờ tháng 1 và 11.

$$Q = 10 \times 0,375 \times 508 \times 1,052 = 2004 \text{ W}$$

## **b. Nhiệt lượng bức xạ mặt trời qua kết cấu bao che Q<sub>62</sub>.**

Khác với cửa kính cơ chế bức xạ mặt trời qua kết cấu bao che được thực hiện như sau

- Dưới tác dụng của các tia bức xạ mặt trời, bề mặt bên ngoài cùng của kết cấu bao che sẽ dần dần nóng lên do hấp thụ nhiệt. Lượng nhiệt này sẽ toả ra môi trường một phần, phần còn lại sẽ dẫn nhiệt vào bên trong và truyền cho không khí trong phòng bằng đối lưu và bức xạ. Quá trình truyền này sẽ có độ chậm trễ nhất định. Mức độ chậm trễ phụ thuộc bản chất kết cấu tường, mức độ dày mỏng.

Thông thường người ta bỏ qua lượng nhiệt bức xạ qua tường. Lượng nhiệt truyền qua mái do bức xạ và độ chênh nhiệt độ trong phòng và ngoài trời được xác định theo công thức:

$$Q_{62} = F \cdot k \cdot \varphi_m \cdot \Delta t, \text{ W} \tag{3-26}$$

F - Diện tích mái (hoặc tường), m<sup>2</sup>

k - Hệ số truyền nhiệt qua mái (hoặc tường), W/m<sup>2</sup>.°C

$\Delta t = t_{TD} - t_T$  độ chênh nhiệt độ tương đương

$$t_{TD} = \epsilon_s \cdot R_{xn} / \alpha_N \tag{3-27}$$

$\epsilon_s$  - Hệ số hấp thụ của mái và tường

$\alpha_N = 20 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$  - Hệ số toả nhiệt đối lưu của không khí bên ngoài

$R_{nx} = R / 0,88$  - Nhiệt bức xạ đập vào mái hoặc tường, W/m<sup>2</sup>

R - Nhiệt bức xạ qua kính vào phòng (tra theo bảng 3-7), W/m<sup>2</sup>

$\varphi_m$  - Hệ số màu của mái hay tường

+ Màu thẫm :  $\varphi_m = 1$

+ Màu trung bình :  $\varphi_m = 0,87$

+ Màu sáng :  $\varphi_m = 0,78$

$\epsilon_s$  - Hệ số hấp thụ của tường và mái phụ thuộc màu sắc, tính chất vật liệu, trạng thái bề mặt tra theo bảng dưới đây

Bảng 3.9 : Độ đen bề mặt kết cấu bao che

STT	Vật liệu và màu sắc	Hệ số $\epsilon$
A	<i>Mặt mái</i>	
1	Fibrô xi măng, mới, màu trắng	0,42
2	Fibrô xi măng, sau 6 tháng sử dụng	0,61
3	Fibrô xi măng, sau 12 năm sử dụng	0,71
4	Fibrô xi măng màu trắng, quét nước xi măng	0,59
5	Fibrô xi măng màu trắng sau 6 năm sử dụng	0,83
6	Tấm ép gọn sóng bằng bông khoáng	0,61
7	Giấy dầu lọc nhà để thô	0,91
8	Giấy dầu lọc nhà để thô, rắc hạt khoáng phủ mặt	0,84
9	Giấy dầu lọc nhà để thô, rắc cát màu xám	0,88
10	Giấy dầu lọc nhà để thô, rắc cát màu xám	0,90
11	Tôn màu sáng	0,8
12	Tôn màu đen	0,86
13	Ngói màu đỏ hay nâu	0,65
14	Ngói màu đỏ tươi	0,6
15	Ngói xi măng màu xám	0,65
16	Thép đánh bóng hay màu trắng	0,45
17	Thép đánh bóng hay mạ màu xanh	0,76
18	Tôn tráng kẽm mới	0,64
19	Tôn tráng kẽm bị bụi bẩn	0,90
20	Nhôm không đánh bóng	0,52
21	Nhôm đánh bóng	0,26
B	<i>Mặt quét sơn</i>	
22	Sơn màu đỏ sáng	0,52
23	Sơn màu xanh da trời	0,64
24	Sơn màu tím	0,83
25	Sơn màu vàng	0,44
26	Sơn màu đỏ	0,63
C	<i>Mặt tường</i>	
27	Đá granit mài nhẵn, màu đỏ, xám nhạt	0,55
28	Đá granit mài nhẵn đánh bóng, màu xám	0,60
29	Đá cẩm thạch mài nhẵn màu trắng	0,30
30	Gạch tráng men màu trắng	0,26
31	Gạch tráng men màu nâu sáng	0,55
32	Gạch nung màu đỏ mới	0,70 0,74
33	Gạch nung, có bụi bẩn	0,77
34	Gạch gốm ốp mặt màu sáng	0,45
35	Bê tông nhẵn phẳng	0,54 - 0,65
36	Trát vữa màu vàng, trắng	0,42
37	Trát vữa màu xi măng nhạt	0,47

### 3.2.7 Nhiệt do lọt không khí vào phòng Q<sub>7</sub>

Khi có độ chênh áp suất trong nhà và bên ngoài thì sẽ có hiện tượng rò rỉ không khí. Việc này luôn luôn kèm theo tổn thất nhiệt.

Nói chung việc tính tổn thất nhiệt do rò rỉ thường rất phức tạp do khó xác định chính xác lưu lượng không khí rò rỉ. Mặt khác các phòng có điều hòa thường đòi hỏi phải kín. Phần không khí rò rỉ có thể coi là một phần khí tươi cung cấp cho hệ thống.

$$Q_7 = L_7 \cdot (I_N - I_T) = L_7 \cdot C_p(t_N - t_T) + L_7 \cdot r_o(d_N - d_T) \quad (3-28)$$

L<sub>7</sub> - Lưu lượng không khí rò rỉ, kg/s

I<sub>N</sub>, I<sub>T</sub> - Entanpi của không khí bên ngoài và bên trong phòng, kJ/kg

t<sub>T</sub>, t<sub>N</sub> - Nhiệt độ của không khí tính toán trong nhà và ngoài trời, °C

d<sub>T</sub>, d<sub>N</sub> - Dung ẩm của không khí tính toán trong nhà và ngoài trời, g/kg.kk

Tuy nhiên, lưu lượng không khí rò rỉ L<sub>7r</sub> thường không theo quy luật và rất khó xác định. Nó phụ thuộc vào độ chênh lệch áp suất, vận tốc gió, kết cấu khe hở cụ thể, số lần đóng mở cửa ...vv. Vì vậy trong các trường hợp này có thể xác định theo kinh nghiệm

$$Q_{7h} = 0,335 \cdot (t_N - t_T) \cdot V \cdot \xi, \text{ W}$$

$$(3-29)$$

$$Q_{7w} = 0,84 \cdot (d_N - d_T) \cdot V \cdot \xi, \text{ W}$$

$$(3-30)$$

V - Thể tích phòng, m<sup>3</sup>

ξ - Hệ số kinh nghiệm cho theo bảng 3.10 dưới đây

Bảng 3.10 : Hệ số kinh nghiệm ξ

Thể tích V, m <sup>3</sup>	< 500	500	1000	1500	2000	2500	> 3000
ξ	0,7	0,6	0,55	0,5	0,42	0,4	0,35

Tổng lượng nhiệt do rò rỉ không khí:

$$Q_7 = Q_{7h} + Q_{7w} \quad (3-31)$$

Trong trường hợp ở các cửa ra vào số lượt người qua lại tương đối nhiều, cần bổ sung thêm lượng không khí.

$$G_c = L_c \cdot n \cdot \rho \quad (3-32)$$

G<sub>c</sub> - Lượng không khí lọt qua cửa, kg/giờ

L<sub>c</sub> - Lượng không khí lọt qua cửa khi 01 người đi qua, m<sup>3</sup>/người

n - Số lượt người qua lại cửa trong 1 giờ.

ρ - Khối lượng riêng của không khí, kg/m<sup>3</sup>

Như vậy trong trường hợp này cần bổ sung thêm

$$Q'_{7h} = 0,335 \cdot (t_N - t_T) \cdot L_c \cdot n, \text{ W} \quad (3-33)$$

$$Q'_{7w} = 0,84 \cdot (d_N - d_T) \cdot L_c \cdot n, \text{ W} \quad (3-34)$$

Bảng 3-11 dưới đây dẫn ra lượng khô khí lọt qua cửa khi 01 người đi qua.

Bảng 3-11 : Lượng không khí lọt qua cửa L<sub>c</sub>, m<sup>3</sup>/người

n, Người/giờ	Lưu lượng L <sub>c</sub> , m <sup>3</sup> /người	
	Cửa thường	Cửa xoay
< 100	3	0,8
100 ÷ 700	3	0,7
700 ÷ 1400	3	0,5
1400 ÷ 2100	2,75	0,3

## 3.2.8 Nhiệt truyền qua kết cấu bao che $Q_8$

Người ta chia ra làm 2 tổn thất

- Tổn thất do truyền nhiệt qua trần mái, tường và sàn (tầng trên) :  $Q_{81}$

- Tổn thất do truyền nhiệt qua nền

:  $Q_{82}$

Tổng tổn thất truyền nhiệt

$$Q_8 = Q_{81} + Q_{82} \quad (3-35)$$

### 3.2.8.1 Nhiệt truyền qua tường, trần và sàn tầng trên $Q_{81}$

Nhiệt lượng truyền qua kết cấu bao che được tính theo công thức sau đây :

$$Q_{81} = k.F.\Delta t \quad (3-36)$$

k - Hệ số truyền nhiệt của kết cấu bao che,  $W/m^2 \cdot ^\circ C$

F - Diện tích bề mặt kết cấu bao che

$\Delta t$  - Độ chênh nhiệt độ tính toán,  $^\circ C$

#### 1. Xác định độ chênh nhiệt độ tính toán.

- Mùa hè :

$$\Delta t_H = \varphi.(t_N - t_T) \quad (3-37)$$

- Mùa Đông :

$$\Delta t_D = \varphi.(t_T - t_N) \quad (3-38)$$

$t_T$  - Nhiệt độ tính toán trong phòng,  $^\circ C$

$t_N$  - Nhiệt độ tính toán bên ngoài,  $^\circ C$

$\varphi$  - Hệ số tính đến vị trí của kết cấu bao che đối với không khí bên ngoài

#### a) Đối với tường bao

Đối với tường bao trực tiếp xúc với môi trường không khí bên ngoài thì  $\varphi = 1$ .

Trường hợp tường ngăn nằm bên trong công trình không trực tiếp tiếp xúc với không khí bên ngoài trời thì hệ số  $\varphi$  sẽ được chọn tùy trường hợp cụ thể dưới đây.

#### b) Đối với trần có mái

- Mái bằng tôn, ngói, fibrô xi măng với kết cấu không kín  $\varphi = 0,9$

- Mái bằng tôn, ngói, fibrô xi măng với kết cấu kín  $\varphi = 0,8$

- Mái nhà lợp bằng giấy dầu

$\varphi = 0,75$

#### c) Tường ngăn với phòng không có điều hoà (phòng đệm)

- Nếu phòng đệm tiếp xúc với không khí bên ngoài  $\varphi = 0,7$

- Nếu phòng đệm không tiếp xúc với không khí bên ngoài  $\varphi = 0,4$

#### d) Đối với sàn trên tầng hầm

- Tầng hầm có cửa sổ  $\varphi = 0,6$

- Tầng hầm không có cửa sổ  $\varphi = 0,4$

#### e) Đối với tường ngăn với phòng có điều hoà

Trong trường hợp này ta không tính  $\varphi = 0$

#### 2. Xác định hệ số truyền nhiệt qua tường và trần.

(3-39)

$$k = \frac{1}{R_o} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_T} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_N}}$$

$\alpha_T$  - Hệ số toả nhiệt bề mặt bên trong của kết cấu bao che, W/m<sup>2</sup>, °C

$\alpha_N$  - Hệ số toả nhiệt bề mặt bên ngoài của kết cấu bao che, W/m<sup>2</sup>, °C

$\delta_i$  - Chiều dày của lớp thứ i, m

$\lambda_i$  - Hệ số dẫn nhiệt lớp thứ i, W/m.°C

a) Hệ số trao đổi nhiệt bên ngoài và bên trong phòng

Bảng 3.12 : Hệ số trao đổi nhiệt bên ngoài và bên trong

Dạng và vị trí bề mặt kết cấu bao che	$\alpha_T$ W/m <sup>2</sup> .°C	$\alpha_N$ W/m <sup>2</sup> .°C
- Bề mặt tường, trần, sàn nhẵn	11,6	
- Bề mặt tường, trần, sàn có gờ, tỷ số chiều cao của gờ và khoảng cách 2 mép gờ < 0,24	8,7	
- Trần có gờ h/a = 0,23 ÷ 0,3	8,1	
- Trần có gờ h/a > 0,3	7,6	
- Tường ngoài, sàn, mái tiếp xúc trực tiếp không khí bên ngoài.		23,3
- Bề mặt hướng ra hầm mái, hoặc hướng ra các phòng lạnh, sàn trên tầng hầm		11,6

b) Nhiệt trở của lớp không khí

Nếu trong kết cấu bao che có lớp đệm không khí thì tổng nhiệt trở dẫn nhiệt phải cộng thêm nhiệt trở của lớp không khí này. Thường lớp đệm này được làm trên trần để chống nóng.

Bảng 3.13 : Trị số nhiệt trở của không khí  $R_{kk}$

Bề dày lớp không khí mm	Nhiệt trở lớp không khí $R_{kk}$ , m <sup>2</sup> .°C/W			
	Lớp không khí nằm ngang, dòng nhiệt đi từ dưới lên		Lớp không khí nằm ngang, dòng nhiệt đi từ trên xuống	
	Mùa Hè	Mùa Đông	Mùa Hè	Mùa Đông
10	0,129	0,146	0,129	0,155
20	0,138	0,155	0,155	0,189
30	0,138	0,163	0,163	0,206
50	0,138	0,172	0,172	0,224
100	0,146	0,181	0,181	0,232
150	0,155	0,181	0,189	0,249
200 ÷ 300	0,155	0,189	0,189	0,249

Ghi chú:

Trị số  $R_{kk}$  cho ở bảng trên đây ứng với độ chênh nhiệt độ trên 2 bề mặt của lớp không khí  $\Delta t = 10^\circ\text{C}$ . Nếu  $\Delta t \neq 10^\circ\text{C}$  ta cần nhân trị số cho ở bảng 3-14 dưới đây

Bảng 3.14: Hệ số hiệu chỉnh nhiệt trở không khí



Độ chênh nhiệt độ $\Delta t$ , °C	10	8	6	4	2
Hệ số hiệu chỉnh	1	1,05	1,1	1,15	1,2

c) Hệ số dẫn nhiệt của vật liệu xây dựng

Hệ số dẫn nhiệt  $\lambda$  của vật liệu thay đổi phụ thuộc vào độ rỗng, độ ẩm và nhiệt độ của vật liệu.

- Độ rỗng càng lớn thì  $\lambda$  càng bé, vì các lỗ khí trong vật liệu có hệ số dẫn nhiệt thấp
- Độ ẩm tăng thì hệ số dẫn nhiệt tăng do nước chiếm chỗ các lỗ khí trong vật liệu, do hệ số dẫn nhiệt của nước cao hơn nhiều so với hệ số dẫn nhiệt của không khí.
- Nhiệt độ tăng, hệ số dẫn của vật liệu tăng. Sự thay đổi của hệ số dẫn nhiệt  $\lambda$  khi nhiệt độ thay đổi theo quy luật bậc nhất :

$$\lambda = \lambda_0 + b.t \text{ kCal/m.h.}^\circ\text{C} \quad (3-40)$$

trong đó:

$\lambda_0$  - Hệ số dẫn nhiệt của vật liệu ở  $0^\circ\text{C}$ , kCal/m.h. $^\circ\text{C}$

t - Nhiệt độ vật liệu,  $^\circ\text{C}$

b - Hệ số tỷ lệ phụ thuộc vào tính chất vật liệu, có giá trị nằm trong khoảng 0,0001 ÷ 0,001.

Tuy nhiên, do sự phụ thuộc vào nhiệt độ của vật liệu không đáng kể nên trong các tính toán thường coi hệ số dẫn nhiệt của các vật liệu là không đổi và lấy theo bảng dưới đây.

Bảng 3.15 : Hệ số dẫn nhiệt của các vật liệu

STT	Vật liệu	Khối lượng riêng, kg/m <sup>3</sup>	Hệ số dẫn nhiệt $\lambda$ W/m. $^\circ\text{C}$
	<b>I- VẬT LIỆU AMIĂNG</b>		
1	Tấm và bản ximăng amiăng	1900	0,349
2	Tấm cách nhiệt ximăng amiăng	500	0,128
3	Tấm cách nhiệt ximăng amiăng	300	0,093
	<b>II- BÊ TÔNG</b>		
4	Bê tông cốt thép	2400	1,547
5	Bê tông đá dăm	2200	1,279
6	Bê tông gạch vỡ	1800	0,872
7	Bê tông xi	1500	0,698
8	Bê tông bọt hấp hơi nóng	1000	0,395
9	Bê tông bọt hấp hơi nóng	400	0,151
10	Tấm thạch cao ốp mặt tường	1000	0,233
11	Tấm và miếng thạch cao nguyên chất	1000	0,407
	<b>III- VẬT LIỆU ĐẤT</b>		
12	Gạch mộc	1600	0,698
	<b>IV- MẢNG GẠCH XÂY ĐẶC</b>		
13	Gạch thông thường với vữa nặng	1800	0,814
14	Gạch rỗng ( $\gamma=1300$ ), xây vữa nhẹ ( $\gamma=1400$ )	1350	0,581
15	Gạch nhiều lỗ xây vữa nặng	1300	0,523
	<b>V- VẬT LIỆU TRÁT VÀ VỮA</b>		
16	Vữa xi măng và vữa trát xi măng	1800	0,930
17	Vữa tam hợp và vữa trát tam hợp	1700	0,872
18	Vữa vôi trát mặt ngoài	1600	0,872

19	Vữa vôi trát mặt trong	1600	0,698
20	Tấm ốp mặt ngoài bằng thạch cao	1000	0,233
21	Tấm sợi gỗ cứng ốp mặt	700	0,233
<b>VI- VẬT LIỆU CUỘN</b>			
22	Giấy cactông thường	700	0,174
23	Giấy tấm dầu thông nhựa đường bitum hay hắc ín	600	0,174
24	Thảm bông dùng trong nhà	150	0,058
25	Thảm bông khoáng chất	200	0,069
<b>VII- VẬT LIỆU THỦY TINH</b>			
26	Kính cửa sổ	2500	0,756
27	Sợi thủy tinh	200	0,058
28	Thủy tinh hơi và thủy tinh bột	500	0,163
29	Thủy tinh hơi và thủy tinh bột	300	0,116
<b>VIII- VẬT LIỆU GỖ</b>			
30	Gỗ thông, tùng ngang thớ	550	0,174
31	Mùn cưa	250	0,093
32	Gỗ dán	600	0,174
33	Tấm bằng sợi gỗ ép	600	0,163
34	Tấm bằng sợi gỗ ép	250	0,076
35	Tấm bằng sợi gỗ ép	150	0,058
36	Tấm gỗ mềm (lie)	250	0,069
<b>IX- VẬT LIỆU KHÁC</b>			
37	Tấm silicat bề mặt in hoa và tấm ximăng silicat in hoa	600	0,233
38	Tấm silicat bề mặt in hoa và tấm ximăng silicat in hoa	400	0,163
39	Tấm silicat bề mặt in hoa và tấm ximăng silicat in hoa	250	0,116

### 3.2.8.2 Nhiệt truyền qua nền đất $Q_{82}$

Để tính nhiệt truyền qua nền người ta chia nền thành 4 dải, mỗi dải có bề rộng 2m như hình vẽ 3-1.

Theo cách phân chia này

- Dải I :  $k_1 = 0,5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$  ,  $F_1 = 4 \cdot (a+b)$
- Dải II :  $k_2 = 0,2 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$  ,  $F_2 = 4 \cdot (a+b) - 48$
- Dải III :  $k_3 = 0,1 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$  ,  $F_3 = 4 \cdot (a+b) - 80$
- Dải IV :  $k_4 = 0,07 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$  ,  $F_4 = (a-12)(b-12)$

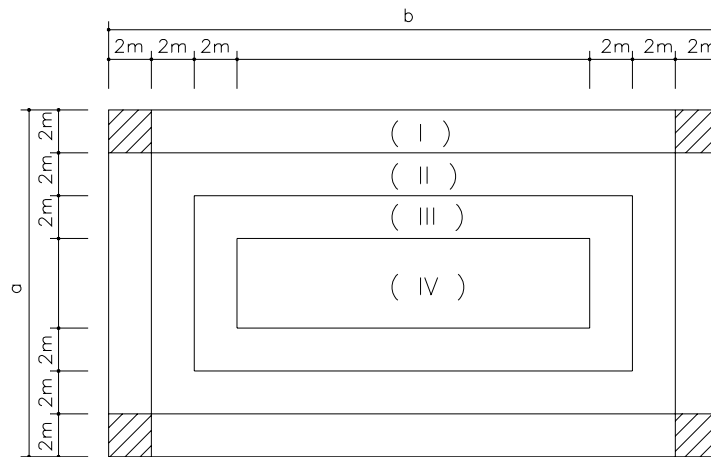
Khi tính diện tích các dải, dải I ở các góc được tính 2 lần vì ở các góc nhiệt có thể truyền ra bên ngoài theo 2 hướng

- Khi diện tích phòng nhỏ hơn  $48\text{m}^2$  thì có thể coi toàn bộ là dải I
- Khi chia phân dải nếu không đủ cho 4 dải thì ưu tiên từ 1 đến 4. Ví dụ chỉ chia được 3 dải thì coi dải ngoài cùng là dải I, tiếp theo là dải II và III.

Tổn thất nhiệt qua nền do truyền nhiệt

$$Q_{82} = (k_1.F_1 + k_2.F_2 + k_3.F_3 + k_4.F_4).(t_N - t_T) \quad (3-41)$$

Hình 3.1 : Cách phân chia dải nền



### 3.2.9 Tổng lượng nhiệt thừa $Q_T$

Tổng nhiệt thừa của phòng :

$$Q_T = \sum_{i=1}^8 Q_i, kW \quad (3-42)$$

Nhiệt thừa  $Q_T$  được sử dụng để xác định năng suất lạnh của bộ xử lý không khí trong chương 4. Không nên nhầm lẫn khi cho rằng nhiệt thừa  $Q_T$  chính là năng suất lạnh của bộ xử lý không khí .

Tổng nhiệt thừa của phòng  $Q_T$  gồm nhiệt hiện  $Q_{hf}$  và nhiệt ẩn  $Q_{wf}$  của phòng.

- Tổng nhiệt hiện của phòng :

$$Q_{hf} = Q_1 + Q_2 + Q_{3h} + Q_{4h} + Q_5 + Q_6 + Q_{7h} + Q_8$$

- Tổng nhiệt ẩn của phòng :

$$Q_{wf} = Q_{3w} + Q_{4w} + Q_{7w}$$

Như đã trình bày ở trên , trường hợp không gian khảo sát là nhà hàng thì bình quân mỗi người cộng thêm 20W do thức ăn tỏa ra , trong đó 10W là nhiệt hiện và 10w là nhiệt ẩn.

## 3.3 XÁC ĐỊNH LƯỢNG ẨM THỪA $W_T$

### 3.3.1 Lượng ẩm do người tỏa ra $W_1$

Lượng ẩm do người tỏa ra được xác định theo công thức sau :

$$W_1 = n.g_n, kg/s \quad (3-43)$$

$n$  - Số người trong phòng.

$g_n$  - Lượng ẩm do 01 người tỏa ra trong phòng trong một đơn vị thời gian, kg/s

Lượng ẩm do 01 người tỏa ra  $g_n$  phụ thuộc vào cường độ lao động và nhiệt độ phòng. Trị số  $g_n$  có thể tra cứu theo bảng 3.16 dưới đây :

Bảng 3.16 : Lượng ẩm do người tỏa ra, g/giờ, người

Trạng thái lao động	Nhiệt độ không khí trong phòng, °C					
	10	15	20	25	30	35
Trẻ em dưới 12 tuổi	15	18	22	25	35	60

Tính tại	30	40	40	50	75	115
Lao động trí học (cơ quan, trường học)	30	40	75	105	140	180
Lao động nhẹ	40	55	75	115	150	200
Lao động trung bình	70	110	140	185	230	280
Lao động nặng	135	185	240	295	355	415
Phòng ăn, khách sạn		90	90	171	165	250
Vũ trường		160	160	200	305	465

### 3.3.2 Lượng ẩm bay hơi từ các sản phẩm $W_2$

Khi đưa các sản phẩm ướt vào phòng thì có một lượng hơi nước bốc vào phòng. Ngược lại nếu đưa sản phẩm khô thì nó sẽ hút một lượng ẩm.

$$W_2 = G_2.(y_1\% - y_2\%)/100 \quad \text{kg/s} \quad (3-44)$$

$y_1, y_2$  - Lần lượt là thủy phần của sản phẩm khi đưa vào và ra.

$g_2$  - Lưu lượng của sản phẩm, kg/s

Thành phần ẩm thừa này chỉ có trong công nghệ

### 3.3.3 Lượng ẩm do bay hơi đoạn nhiệt từ sàn ẩm $W_3$

Khi sàn bị ướt thì một lượng hơi ẩm từ đó có thể bốc hơi vào không khí làm tăng độ ẩm của nó. Lượng hơi ẩm được tính như sau :

$$W_3 = 0,006.F_s.(t_T - t_u) \quad \text{kg/s} \quad (3-45)$$

$F_s$  - Diện tích sàn bị ướt,  $m^2$

$t_u$  - Nhiệt độ nhiệt kế ướt ứng với trạng thái trong phòng.

Lượng ẩm do bay hơi đoạn nhiệt được tính cho nơi thường xuyên nền nhà bị ướt như ở khu nhà giặt, nhà bếp, nhà vệ sinh. Riêng nền ướt do lau nhà thường nhất thời và không liên tục, nên khi tính lưu ý đến điểm này.

### 3.3.4 Lượng ẩm do hơi nước nóng mang vào $W_4$

Khi trong phòng có rò rỉ hơi nóng, ví dụ như hơi từ các nồi nấu, thì cần phải tính thêm lượng hơi ẩm thoát ra từ các thiết bị này.

$$W_4 = G_h \quad (3-46)$$

### 3.3.5 Lượng ẩm thừa $W_T$

Tổng tất các nguồn ẩm toả ra trong phòng gọi là lượng ẩm thừa

$$W_T = \sum_{i=1}^4 W_i, \text{kg/s} \quad (3-47)$$

Nhiệt thừa  $W_T$  được sử dụng để xác định năng suất làm khô của thiết bị xử lý không khí ở chương 4.

#### 3.4 KIỂM TRA ĐỘNG SƯƠNG TRÊN VÁCH

Như đã biết khi nhiệt độ vách  $t_w$  thấp hơn nhiệt độ đọng sương của không khí tiếp xúc với nó thì sẽ xảy ra hiện tượng đọng sương trên vách đó. Tuy nhiên do xác định nhiệt độ vách khó nên người ta quy điều kiện đọng sương về dạng khác.

\* *Về mùa hè* : Mùa hè ta thực hiện chế độ điều hòa (làm lạnh), nhiệt độ bên ngoài lớn hơn nhiệt độ bên trong:

Khi đó  $t_W^T > t_T \geq t_s^T$ , như vậy vách trong không thể xảy ra hiện tượng đọng sương.

Gọi  $t_s^N$  là nhiệt độ đọng sương vách ngoài ta có điều kiện đọng sương:

$$t_s^N \geq t_W^N$$

Theo phương trình truyền nhiệt ta có

$$k.(t_N - t_T) = \alpha_N.(t_N - t_W^N)$$

hay:

$$k = \alpha_N.(t_N - t_W^N) / (t_N - t_T)$$

Khi giảm  $t_W^N$  thì  $k$  tăng, khi giảm tới  $t_s^N$  thì trên tường đọng sương, khi đó ta được giá trị  $k_{\max}$

$$k_{\max} = \alpha_N.(t_N - t_s^N) / (t_N - t_T)$$

Điều kiện đọng sương được viết lại:

$$k_{\max} = \alpha_N.(t_N - t_s^N) / (t_N - t_T) > k \quad (3-48)$$

\* *Về mùa đông* : Về mùa đông lý luận tương tự trên ta thấy nếu xảy ra đọng sương thì chỉ có thể xảy ra trên vách tường trong. Khi đó điều kiện để không đọng sương trên vách trong là:

$$k_{\max} = \alpha_T.(t_T - t_s^T) / (t_T - t_N) > k \quad (3-49)$$

\*

\*\*\*\*\*

# CHƯƠNG 4

## THÀNH LẬP VÀ TÍNH TOÁN

### CÁC SƠ ĐỒ ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ

Thành lập sơ đồ điều hòa không khí là xác định các quá trình thay đổi trạng thái của không khí trên đồ thị I-d nhằm mục đích xác định các khâu cần xử lý và năng suất của nó để đạt được trạng thái không khí cần thiết trước khi cho thổi vào phòng.

Sơ đồ điều hòa không khí được thành lập trên cơ sở :

- Điều kiện khí hậu địa phương nơi lắp đặt công trình :  $t_N$  và  $\varphi_N$ .
- Yêu cầu về tiện nghi hoặc công nghệ :  $t_T$  và  $\varphi_T$ .
- Các kết quả tính cân bằng nhiệt :  $Q_T$ ,  $W_T$ ,
- Thỏa mãn điều kiện vệ sinh:

1. Nhiệt độ không khí trước khi thổi vào phòng không được quá thấp so với nhiệt độ trong phòng nhằm tránh gây cảm lạnh cho người sử dụng, cụ thể như sau :

$$t_v \geq t_T - a \quad (4-1)$$

- Đối với hệ thống điều hòa không khí thổi từ dưới lên (miệng thổi đặt trong vùng làm việc) :

$$a = 7^\circ\text{C}$$

- Đối với hệ thống điều hòa không khí thổi từ trên xuống :  $a = 10^\circ\text{C}$

Nếu điều kiện vệ sinh không thỏa mãn thì phải tiến hành sấy nóng không khí tới nhiệt độ  $t_v = t_T - a$  thỏa mãn điều kiện vệ sinh rồi cho thổi vào phòng.

2. Lượng khí tươi cấp vào phòng phải đảm bảo đủ cho người trong phòng.

$$L_N = n.m_k = n.\rho_k.V_k \quad (4-2)$$

trong đó:

$n$  - Số người trong phòng

$m_k$  - Khối lượng gió tươi cần thiết cung cấp cho 01 người trong một đơn vị thời gian, kg/người, giờ .

$V_k$  - Lượng không khí tươi cần cung cấp cho một người trong một đơn vị thời gian, tra theo bảng 2-7,  $\text{m}^3/\text{người, giờ}$ .

$\rho$  - Khối lượng riêng của không khí,  $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ .

Tuy nhiên lưu lượng gió bổ sung không được nhỏ hơn 10% tổng lượng gió cung cấp cho phòng.

## 4.1 TÍNH TOÁN CÁC SƠ ĐỒ ĐIỀU HOÀ

### KHÔNG KHÍ THEO ĐỒ THỊ I-d

#### 4.1.1 Phương trình tính năng suất gió

Từ các phương trình cân bằng nhiệt, ẩm và chất độc hại ta xác định được phương trình xác định năng suất gió.

- Năng suất gió để thải nhiệt :

$$L_q = Q_T / (I_T - I_v) \quad (4-3)$$

- Năng suất gió để thải ẩm:

$$L_w = W_T / (d_T - d_v) \quad (4-4)$$

- Năng suất gió để thải chất độc hại:

$$L_z = G_T / (z_T - z_v) \approx G_T / z_T \quad (4-5)$$

Trong các công thức trên T là trạng thái không khí trong phòng, V là trạng thái không khí trước khi thổi vào phòng.

Khi thiết kế hệ thống điều hoà thường phải đảm bảo 2 thông số nhiệt và ẩm không đổi theo yêu cầu, tức là phải thỏa mãn đồng thời 2 phương trình cân bằng nhiệt và ẩm. Hay nói cách khác ta có :

$$L_Q = L_w$$

$$\frac{Q_T}{I_T - I_V} = \frac{W_T}{d_T - d_V} \quad (4-6)$$

$$\frac{Q_T}{W_T} = \frac{I_T - I_V}{d_T - d_V} \quad (4-7)$$

Suy ra

Hay

Đại lượng  $\varepsilon_T$  gọi là hệ số góc tia của quá trình tự thay đổi trạng thái của không khí trong phòng do nhận nhiệt thừa và ẩm thừa.

Như vậy để trạng thái của không khí trong phòng không đổi thì trạng thái không khí thổi

$$\frac{Q_T}{W_T} = \frac{\Delta I}{\Delta d} = \varepsilon_T \quad (4-8)$$

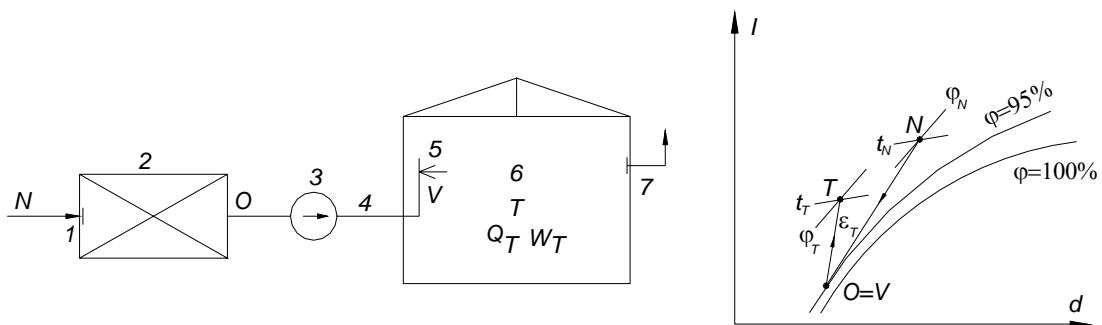
vào phòng V( $t_V, \phi_V$ ) phải luôn luôn nằm trên đường  $\varepsilon_T = Q_T/W_T$  đi qua điểm T( $t_T, \phi_T$ )

## 4.1.2 Các sơ đồ điều hoà không khí mùa hè

### 4.1.2.1. Sơ đồ thẳng

Sơ đồ thẳng là sơ đồ không có tái tuần hoàn không khí từ phòng về thiết bị xử lý không khí. Trong sơ đồ này toàn bộ không khí đưa vào thiết bị xử lý không khí là không khí tươi.

Sơ đồ thẳng được trình bày trên hình 4.1



Hình 4.1 : Sơ đồ nguyên lý và biểu diễn sự thay đổi trạng thái không khí trên đồ thị I-d

\* Nguyên lý làm việc: Không khí bên ngoài trời có trạng thái N( $t_N, \phi_N$ ) qua cửa lấy gió có van điều chỉnh (1), được đưa vào buồng xử lý nhiệt ẩm (2), tại đây không khí được xử lý theo chương trình định sẵn đến một trạng thái O nhất định nào đó và được quạt (3) vận chuyển theo đường ống gió (4) vào phòng (6) qua các miệng thổi (5). Không khí tại miệng thổi (5) có trạng thái V sau khi vào phòng nhận nhiệt thừa và ẩm thừa và tự thay đổi đến trạng thái T( $t_T, \phi_T$ ) theo tia quá trình  $\varepsilon_T = Q_T/W_T$ . Sau đó không khí được thải ra bên ngoài qua các cửa thải (7).

Sơ đồ thẳng được sử dụng trong các trường hợp sau:

- Khi kênh gió hồi quá lớn việc thực hiện hồi gió quá tốn kém hoặc không thực hiện được do không gian nhỏ hẹp .
  - Khi trong không gian điều hòa có sinh ra nhiều chất độc hại, việc hồi gió không có lợi.
- Mùa hè nước ta nhiệt độ và độ ẩm bên ngoài phòng thường cao hơn nhiệt độ và độ ẩm trong phòng. Vì thế điểm N thường nằm bên trên phải của điểm T.

\* *Xác định các các điểm nút :*

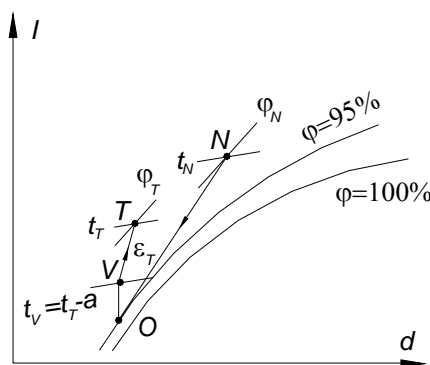
Theo đồ thị biểu thị quá trình ta có:

- Quá trình NO là quá trình xử lý không khí diễn ra ở thiết bị xử lý không khí. Trạng thái O cuối quá trình xử lý không khí có độ ẩm  $\varphi_o \approx 95\%$ .
  - Quá trình OV là quá trình không khí nhận nhiệt khi dẫn qua hệ thống đường ống. Quá trình này không trao đổi ẩm, đó là quá trình gia nhiệt đẳng dung ẩm. Vì tất cả các đường ống dẫn không khí lạnh đều bọc cách nhiệt nên tổn thất này không đáng kể. Thực tế có thể coi  $V \equiv O$
  - Quá trình VT là quá trình không khí tự thay đổi trạng thái khi nhận nhiệt thừa và ẩm thừa nên có hệ số góc tia  $\varepsilon_{VT} = \varepsilon_T = Q_T/W_T$
- Từ phân tích trên ta có thể xác định các điểm nút như sau:
- Xác định các điểm N( $t_N, \varphi_N$ ), T( $t_T, \varphi_T$ ) theo các thông số tính toán ban đầu.
  - Qua điểm T kẻ đường  $\varepsilon = \varepsilon_T = Q_T/W_T$  cắt đường  $\varphi_o = 0,95$  tại  $O \equiv V$
  - Nối NO ta có quá trình xử lý không khí

Cần lưu ý trạng thái thổi vào  $V \equiv O$  phải đảm bảo điều kiện vệ sinh là nhiệt độ không được quá thấp so với nhiệt độ trong phòng để tránh gây cảm lạnh cho người sử dụng.

$t_v \geq t_T - a$

Nếu không thỏa mãn điều kiện vệ sinh , thì phải gia nhiệt không khí từ trạng thái O lên trạng thái V thỏa mãn điều kiện vệ sinh mới thổi vào phòng , tức là  $t_v = t_T - a$  (hình 4.2).



Hình  
Sơ đồ  
thẳng khi nhiệt độ  $t_v$  thấp

4.2:

Trong trường hợp này các điểm O và V xác định lại như sau :

- Điểm V là giao của đường  $\varepsilon = \varepsilon_T = Q_T/W_T$  đi qua điểm T và đường  $t = t_T - a$  .
- Điểm O là giao của đường thẳng đứng (đẳng dung ẩm) qua điểm V và đường  $\varphi_o = 0,95$ .

\* *Các thiết bị chính của quá trình*

Để thực hiện được sơ đồ thẳng mùa hè cần có các thiết bị chính sau : Thiết bị xử lý không khí, quạt cấp gió, bộ sấy cấp II, hệ thống kênh cấp gió, miệng thổi.

\* *Xác định năng suất các thiết bị*

- Năng suất gió thổi vào phòng :

$$L = \frac{Q_T}{I_T - I_V} = \frac{W_T}{d_T - d_V} \cdot 51, \text{ kg / s}$$



- Năng suất lạnh của thiết bị xử lý:
- Năng suất làm khô của thiết bị xử lý:
- Công suất nhiệt của thiết bị sấy cấp II (nếu có) : (4-9)
- \* *Kết luận:*

$$Q_o = L.(I_N - I_o) = Q_T \frac{I_N - I_o}{d_{T^N} - d_{T^o}}, kW \quad (4-10)$$

$$W = L.(d_N - d_o) = W_T \frac{d_N - d_o}{d_{T^N} - d_{T^o}}, kg/s \quad (4-11)$$

$$Q_{SH} = L.(I_V - I_o) = Q_T \frac{d_{T^V} - d_{T^o}}{I_T - I_V}, kW \quad (4-12)$$

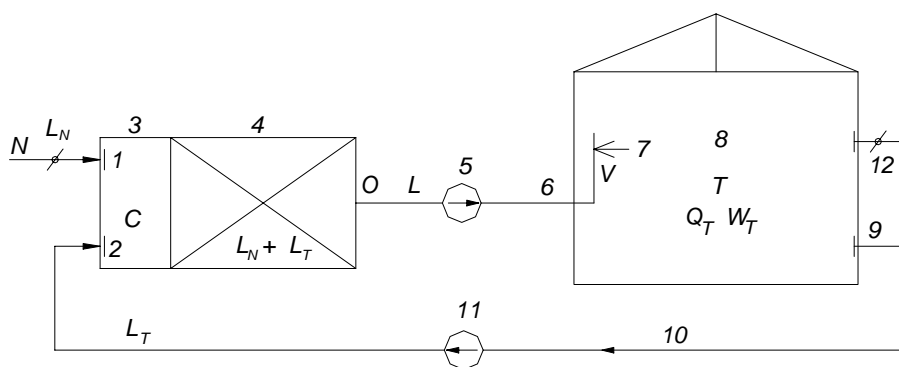
- Sơ đồ thẳng có ưu điểm là đơn giản, gọn nhẹ dễ lắp đặt.
- Không tận dụng nhiệt từ không khí thải nên hiệu quả thấp.
- Thường được sử dụng trong các hệ thống nơi có phát sinh các chất độc, hơi hoặc đường ống quá xa, công kênh không kinh tế hoặc không thể thực hiện được.

#### 4.1.2.2. Sơ đồ tuần hoàn không khí một cấp

Để tận dụng nhiệt của không khí thải người ta sử dụng sơ đồ tuần hoàn 1 cấp. Trên hình 4.3 là sơ đồ nguyên lý hệ thống tuần hoàn 1 cấp

\* *Nguyên lý làm việc:* Không khí bên ngoài trời có trạng thái N( $t_N, \phi_N$ ) với lưu lượng  $L_N$  qua cửa lấy gió có van điều chỉnh (1), được đưa vào buồng hòa trộn (3) để hòa trộn với không khí hồi có trạng thái T( $t_T, \phi_T$ ) với lưu lượng  $L_T$  từ các miệng hồi gió (2). Hỗn hợp hòa trộn có trạng thái C sẽ được đưa đến thiết bị xử lý (4), tại đây nó được xử lý theo một chương trình định sẵn đến một trạng thái O và được quạt (5) vận chuyển theo kênh gió (6) vào phòng (8). Không khí sau khi ra khỏi miệng thổi (7) có trạng thái V vào phòng nhận nhiệt thừa  $Q_T$  và ẩm thừa  $W_T$  và tự thay đổi trạng thái từ V đến T( $t_T, \phi_T$ ). Sau đó một phần không khí được thải ra ngoài và một phần lớn được quạt hồi gió (11) hút về qua các miệng hút (9) theo kênh (10).

Hình 4.3 Sơ đồ tuần hoàn 1 cấp



\* *Xác định các điểm nút trên I-d*

- Trạng thái C là trạng thái hoà trộn của dòng không khí tươi có lưu lượng  $L_N$  và trạng thái N( $t_N, \phi_N$ ) với dòng không khí tái tuần hoàn với lưu lượng  $L_T$  và trạng thái T( $t_T, \phi_T$ )
- Quá trình VT là quá trình không khí tự thay đổi trạng thái khi nhận nhiệt thừa và ẩm thừa nên có hệ số góc tia  $\varepsilon = \varepsilon_T = Q_T/W_T$ . Điểm  $O \equiv V$  có  $\phi_o \approx 0,95$ .

Từ phân tích trên ta có cách xác định các điểm nút như sau :

- Xác định các điểm N, T theo các thông số tính toán ban đầu.
- Xác định điểm hòa trộn C theo tỉ lệ hòa trộn

Ta có

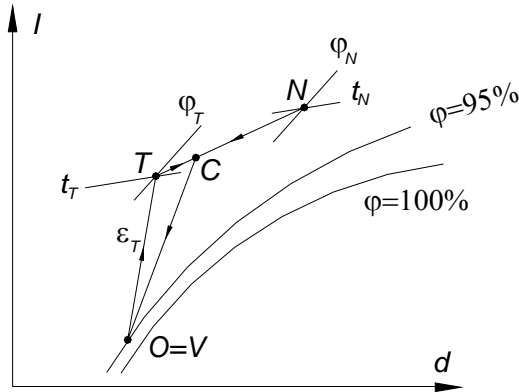
$$\frac{TC}{CN} = \frac{L_N}{L_T} = \frac{L_N}{5L - L_N}$$

trong đó :

$L_N$  - Lưu lượng gió tươi cần cung cấp được xác định theo điều kiện vệ sinh, kg/s.

$L$  - Lưu lượng gió tổng tuần hoàn qua thiết bị xử lý không khí được xác định theo công thức (4-13), kg/s

- Điểm  $V \equiv O$  là giao nhau của đường  $\varepsilon = \varepsilon_T = Q_T/W_T$  đi qua điểm T với đường  $\varphi_0 = 0,95$ . Nói CO ta có quá trình xử lý không khí.

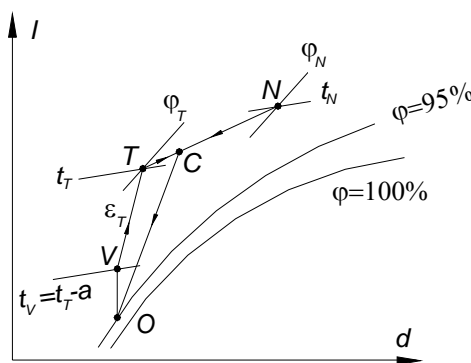


Hình4.4 : Biểu diễn sơ đồ tuần hoàn 1 cấp trên đồ thị I-d

Nếu nhiệt độ điểm O không phù hợp điều kiện vệ sinh thì phải tiến hành sấy không khí đến điểm V thỏa mãn điều kiện vệ sinh tức là  $t = t_T - a$  (xem hình 4-5). Khi đó các điểm V và O xác định như sau:

- Từ T kẻ đường  $\varepsilon = \varepsilon_T = Q_T/W_T$  cắt  $t = t_T - a$  tại V
- Từ V kẻ đường thẳng đứng cắt  $\varphi_0 = 0,95$  tại O.
- Các điểm còn lại vẫn giữ nguyên vị trí.

\* Các thiết bị chính : Để thực hiện sơ đồ điều hòa không khí một cấp ta phải có các thiết bị chính sau đây : Quạt cấp gió, quạt hồi gió, thiết bị xử lý không khí, thiết bị sấy cấp 2, hệ thống kênh cấp gió, hồi gió, miệng thổi và miệng hút



Hình4.5 : Sơ đồ tuần hoàn 1 cấp khi nhiệt độ  $t_V$  thấp

\* Xác định năng suất các thiết bị

- Năng suất gió :

$$L = \frac{Q_T}{I_T - I_V} = \frac{W_T}{d_T - d_V}, \text{ kg/s} \quad (4-13)$$

- Lượng không khí bổ sung  $L_N$  được xác định căn cứ vào số lượng người và lượng gió tươi cần cung cấp cho một người trong một đơn vị thời gian:

$$L_N = n \cdot \rho \cdot V_k \quad (4-14)$$

trong đó  $n$  - Tổng số người trong phòng, người

$V_k$  - Lượng không khí tươi cần cung cấp cho một người trong một đơn vị thời gian, tra theo bảng 2.6

Tuy nhiên lưu lượng gió bổ sung không được nhỏ hơn 10%.L. Vì thế khi  $L_N$  tính theo các công thức trên mà nhỏ hơn 10% thì lấy  $L_N = 0,1.L$

- Lưu lượng gió hồi :

$$L_T = L - L_N \quad (4-15)$$

- Công suất lạnh của thiết bị xử lý không khí :

$$Q_o = L.(I_C - I_O) = Q_T \cdot \frac{I_C - I_O}{I_T - I_V}, kW \quad (4-16)$$

- Năng suất làm khô của thiết bị xử lý:

$$W_o = L.(d_C - d_O) = W_T \cdot \frac{d_C - d_O}{d_T - d_V}, kg/s \quad (4-17)$$

- Công suất nhiệt của thiết bị sấy cấp II (nếu có)

$$Q_{SII} = L.(I_V - I_O) = Q_T \cdot \frac{I_V - I_O}{I_T - I_V}, kW \quad (4-18)$$

\* *Kết luận:*

- Do có tận dụng nhiệt của không khí tái tuần hoàn nên năng suất lạnh và năng suất làm khô giảm so với sơ đồ thẳng.

- Sơ đồ có tái tuần hoàn không khí nên chi phí đầu tư tăng.

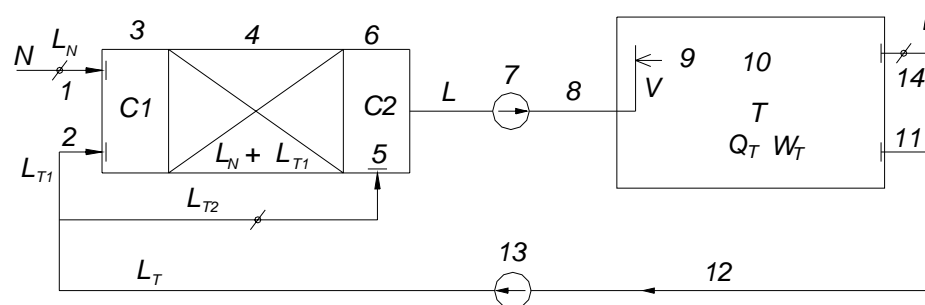
- Hệ thống đòi hỏi phải có thiết bị sấy cấp 2 để sấy nóng không khí khi không thỏa mãn điều kiện vệ sinh và do đó không kinh tế.

### 4.1.2.3 Sơ đồ tuần hoàn không khí hai cấp

Để khắc phục nhược điểm của sơ đồ 1 cấp do phải có thiết bị sấy cấp 2 khi trạng thái V không thỏa mãn điều kiện vệ sinh, người ta sử dụng sơ đồ 2 cấp có thể điều chỉnh nhiệt độ không khí thổi vào phòng mà không cần có thiết bị sấy.

#### 1. Sơ đồ điều chỉnh nhiệt độ thổi vào

\* *Sơ đồ nguyên lý :*



Hình 4.6 : Sơ đồ tuần hoàn 2 cấp có điều chỉnh nhiệt độ

\* *Nguyên lý làm việc:* Không khí bên ngoài trời với lưu lượng  $L_N$  và trạng thái  $N(t_N, \phi_N)$  được lấy qua cửa lấy gió có van điều chỉnh (1) vào buồng (3) hòa trộn với không khí hồi có lưu lượng  $L_{T1}$  và trạng thái  $T(t_T, \phi_T)$  để đạt một trạng thái  $C_1$  nào đó. Hỗn hợp hòa

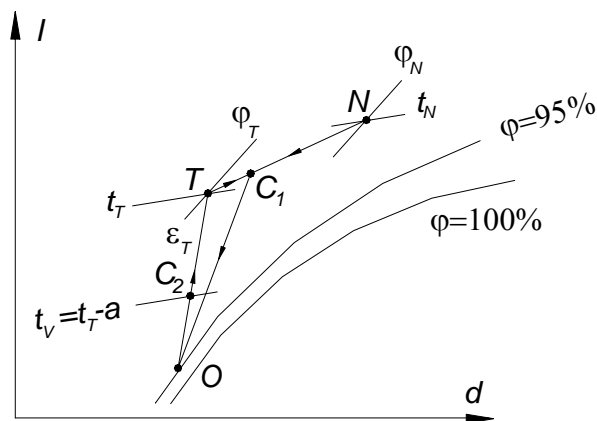
trộn  $C_1$  sẽ được đưa đến thiết bị xử lý (4) và được xử lý đến trạng thái O. Sau đó đến buồng hoà trộn (6) để hoà trộn với không khí hồi có lưu lượng  $L_{T2}$  và trạng thái  $T(t_T, \varphi_T)$  để đạt trạng thái  $C_2$  và được quạt (7) vận chuyển theo đường ống gió (8) vào phòng (10). Không khí sau khi ra khỏi miệng thổi (9) có trạng thái  $C_2$  vào phòng nhận nhiệt thừa và ẩm thừa và tự thay đổi trạng thái đến  $T(t_T, \varphi_T)$ . Cuối cùng một lượng được thải ra ngoài qua cửa thải 14, phần lớn còn lại được hồi về để tiếp tục xử lý.

*\* Xác định các điểm nút*

- Các điểm nút  $N(t_N, \varphi_N)$ ,  $T(t_T, \varphi_T)$  được xác theo các thông số tính toán.
- Điểm hoà trộn  $C_2$ : Mục đích của việc hoà trộn là nhằm đảm bảo nhiệt độ không khí thổi vào phòng thoả mãn yêu cầu vệ sinh. Hay  $t_{C2} = t_T - a$ . Như vậy điểm  $C_2$  là giao điểm của đường  $\varepsilon_T = Q_T/W_T$  đi qua T với  $t_{C2} = t_T - a$ .
- Điểm O nằm trên đường  $\varphi_0 = 0,95$  và đường kéo dài  $TC_2$ .
- Điểm  $C_1$  được xác định theo tỉ số hoà trộn:  $L_N/L_{T1} = TC_1/C_1N$

*\* Các thiết bị chính*

Để thực hiện sơ đồ điều hoà không khí hai cấp ta phải có các thiết bị chính sau đây: Quạt cấp gió, quạt hồi gió, thiết bị xử lý không khí, hệ thống kênh cấp gió, hồi gió và các miệng thổi, miệng hút.



Hình 4.7: Biểu diễn sơ đồ tuần hoàn 2 cấp có điều chỉnh nhiệt độ trên I-d

*\* Xác định năng suất các thiết bị*

- Lưu lượng gió:

$$L = \frac{Q_T}{I_T - I_{C2}} = \frac{W_T}{d_T - d_{C2}}, \text{kg/s} \quad (4-19)$$

- Lượng không khí bổ sung  $L_N$  được xác định theo điều kiện vệ sinh như sau:

$$L_N = n.p.V_k \quad \text{kg/s} \quad (4-20)$$

- Lưu lượng gió  $L_{T2}$  xác định theo phương pháp hình học dựa vào quá trình hoà trộn ở thiết bị hoà trộn (6):

$$\frac{L_N + L_{T1}}{L_{T2}} = \frac{L - L_{T2}}{L_{T2}} = \frac{TC_2}{C_2O} \quad (4-21)$$

Các điểm T,  $C_2$  và O đã được xác định nên có thể tính được  $L_{T2}$

- Lưu lượng gió  $L_{T1}$

$$L_{T1} = L - L_N - L_{T2} \quad (4-22)$$

- Năng suất lạnh của thiết bị xử lý:

$$Q_o = (L - L_{T2}) \cdot (I_{C1} - I_o) \text{ , kW} \quad (4-23)$$

- Năng suất làm khô của thiết bị xử lý:

$$W = (L - L_{T2}) \cdot (d_{C1} - d_o) \text{ , kg/s} \quad (4-24)$$

\* *Kết luận:*

Sơ đồ tuần hoàn 2 cấp có điều chỉnh nhiệt độ thổi vào có ưu điểm:

- Nhiệt độ thổi vào phòng có thể dễ dàng điều chỉnh được nhờ điều chỉnh lượng gió trích  $L_{T2}$  nhằm nâng nhiệt độ thổi vào phòng thoả mãn điều kiện vệ sinh. Do đó sơ đồ 2 cấp có điều chỉnh nhiệt độ không cần trang bị thiết bị sấy cấp II.

- Năng suất lạnh và năng suất làm khô yêu cầu của thiết bị xử lý giảm

+ Công suất lạnh giảm  $\Delta Q_o = L_{T2} \cdot (I_{C1} - I_o)$

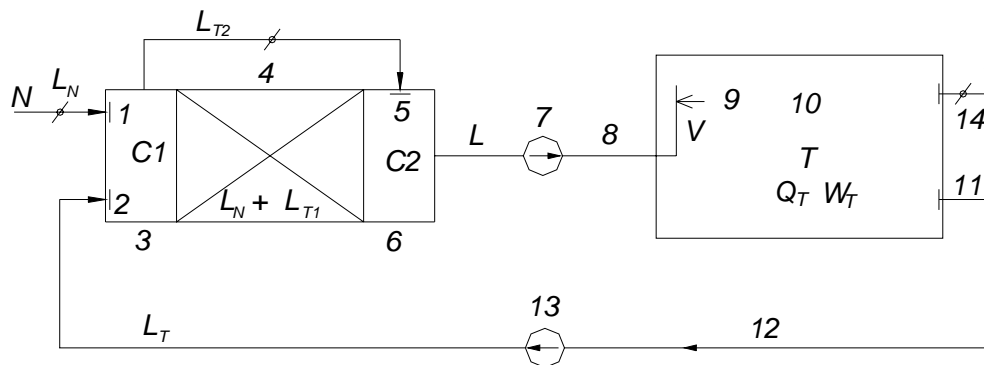
+ Lưu lượng gió giảm  $\Delta L = L_{T2} \cdot (d_{C1} - d_o)$

Như vậy ta không cần phải đầu tư hệ thống xử lý không khí quá lớn, cồng kềnh.

- Phải có thêm buồng hòa trộn thứ 2 và hệ thống trích gió đến buồng hòa trộn này nên chi phí đầu tư và vận hành tăng.

## 2. Sơ đồ điều chỉnh nhiệt độ ẩm

\* *Sơ đồ nguyên lý :*



Hình

: Sơ đồ tuần hoàn 2 cấp có điều chỉnh độ ẩm

4.8

\* *Nguyên lý làm việc :* Không khí bên ngoài trời có lưu lượng  $L_N$  và trạng thái  $N(t_N, \varphi_N)$  được lấy qua cửa lấy gió có van điều chỉnh (1), vào buồng (3) hòa trộn với không khí hồi có lưu lượng  $L_T$  và trạng thái  $T(t_T, \varphi_T)$  để đạt một trạng thái  $C_1$  nào đó. Hỗn hợp hòa trộn  $C_1$  được chia làm 2 dòng, một dòng có lưu lượng  $(L_N + L_{T1})$  được đưa đến thiết bị xử lý không khí (4) và được xử lý đến một trạng thái O sau đó đưa đến buồng hòa trộn (6) hòa trộn với dòng thứ 2 có lưu lượng  $L_{T2}$  trạng thái  $C_1$  và đạt được trạng thái  $C_2$ . Không khí có trạng thái  $C_2$  tiếp tục được quạt (7) thổi theo kênh cấp gió (8) vào phòng (10) qua các miệng thổi (9). Một phần gió được thổi ra bên ngoài qua cửa thổi gió (14), phần còn lại tiếp tục được hồi về và lặp lại chu trình mới.

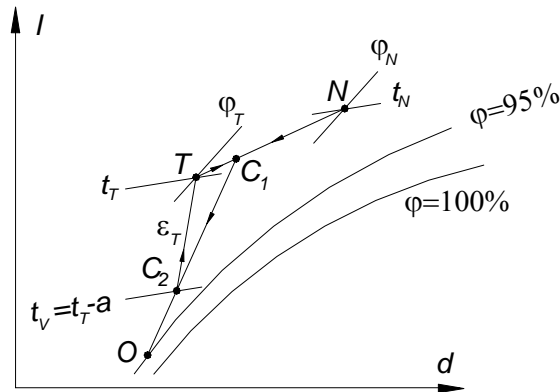
\* *Xác định các điểm nút*

- Các điểm nút  $N(t_N, \varphi_N)$ ,  $T(t_T, \varphi_T)$  được xác theo các thông số tính toán.

- Điểm  $C_1$  được xác định theo tỉ số hòa trộn :  $L_N/L_T = TC_1/C_1N$

- Điểm hòa trộn  $C_2$  : Mục đích của việc hoà trộn là nhằm nâng nhiệt độ không khí thổi vào phòng đạt yêu cầu vệ sinh, hay  $t_{C2} = t_T - a$ . Như vậy điểm  $C_2$  là giao điểm của đường  $\varepsilon_T = Q_T/W_T$  đi qua T với  $t_{C2} = t_T - a$ .

- Điểm O là giao của  $C_1C_2$  với đường  $\varphi_0 = 0,95$ .



Hình 4.9 : Sơ đồ tuần hoàn 2 cấp có điều chỉnh độ ẩm trên I-d

\* Xác định năng suất các thiết bị

- Năng suất gió :  $L = L_T + L_N = L_{T1} + L_{T2} + L_N$

$$L = \frac{Q_T}{I_T - I_{C2}} = \frac{W_T}{d_T - d_{C2}}, \text{kg/s} \quad (4-25)$$

- Lượng không khí bổ sung  $L_N$  được xác định căn cứ vào số lượng người và lưu lượng gió tươi cần thiết cung cấp cho một người trong một đơn vị thời gian:

$$L_N = n \cdot \rho \cdot V_k \quad (4-26)$$

trong đó n - Tổng số người trong phòng, người

$V_k$  - Lượng không khí tươi cần cung cấp cho một người trong một đơn vị thời gian, tra theo bảng 2.7

- Xác định lưu lượng  $L_{T1}$  và  $L_{T2}$  căn cứ vào hệ phương trình sau

+ Theo quá trình hoà trộn ở buồng hoà trộn (3)

$$TC_1 / C_1N = L_N / L_T$$

+ Theo quá trình hoà trộn ở buồng hoà trộn (6)

$$OC_2 / C_2C_1 = L_{T2} / (L - L_{T2})$$

Từ vị trí của các điểm trên đồ thị I-d ta xác định được các tỉ lệ tương ứng.

- Năng suất lạnh của thiết bị xử lý:

$$Q_0 = (L - L_{T2}) \cdot (I_{C1} - I_0), \text{kW} \quad (4-27)$$

- Năng suất làm khô của thiết bị xử lý:

$$W = (L - L_{T2}) \cdot (d_{C1} - d_0), \text{kg/s} \quad (4-28)$$

\* Kết luận:

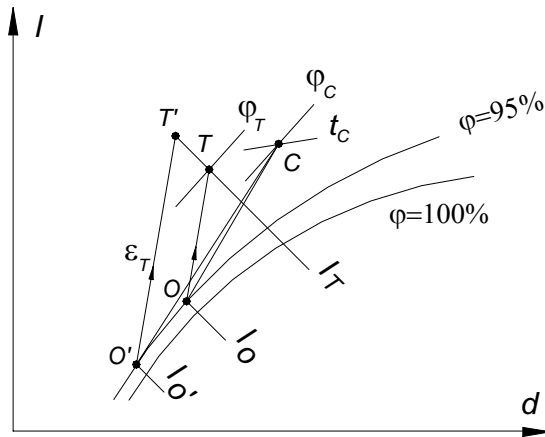
Sơ đồ tuần hoàn 2 cấp có điều chỉnh độ ẩm có ưu điểm:

- Nhiệt độ và độ ẩm không khí thổi vào phòng có thể điều chỉnh để thỏa mãn điều kiện vệ sinh do đó không cần thiết bị sấy cấp II.

- Năng suất lạnh và năng suất làm khô yêu cầu của thiết bị xử lý giảm so với sơ đồ 1 cấp tương tự.

#### 4.1.2.4 Sơ đồ có phun ẩm bổ sung

Sơ đồ này được sử dụng nhằm tiết kiệm năng lượng trong trường hợp cần tăng độ ẩm của không khí trong phòng nhưng vẫn tiết kiệm năng lượng.



Hình 4-10 : So sánh chu trình có và không có phun ẩm bổ sung

Để không khí trong phòng đạt được trạng thái T( $t_T, \varphi_T$ ) ta có thể thực hiện bằng 2 cách:

\* *Cách 1* : Xử lý không khí đến trạng thái O nhất định nào đó và thổi vào phòng cho tự thay đổi trạng thái đến T( $t_T, \varphi_T$ ) theo quá trình OT ( $\epsilon_T = Q_T/W_T$ )

Theo cách này ta có :

- Năng suất gió :

$$L_1 = \frac{Q_T}{I_T - I_O}, \text{ kg/s} \quad (4-29)$$

- Năng suất lạnh :

$$Q_{01} = L_1 \cdot (I_C - I_O) = Q_T \frac{I_C - I_O}{I_T - I_O}, \text{ kW} \quad (4-30)$$

\* *Cách 2* : Xử lý không khí đến trạng thái O' với  $t_{O'} < t_O$ . Sau đó thổi không khí vào phòng cho không khí tự thay đổi trạng thái theo quá trình  $\epsilon_T$  đến T', sau đó phun ẩm bổ sung để không khí thay đổi trạng thái đến T.

- Năng suất gió :

$$L_2 = \frac{Q_T}{I_T - I_{O'}} = \frac{Q_T}{I_T - I_O} < L_1, \text{ kg/s} \quad (4-31)$$

- Năng suất lạnh :

$$Q_{02} = L_2 \cdot (I_C - I_{O'}) = Q_T \frac{I_C - I_{O'}}{I_T - I_{O'}} < Q_{01}, \text{ kW} \quad (4-32)$$

Vì  $I_{O'} < I_O$  nên dễ dàng suy ra  $Q_{02} < Q_{01}$

\* *Kết luận* :

- Việc phun ẩm bổ sung có thể áp dụng cho bất cứ sơ đồ nào và đem lại hiệu quả nhiệt cao hơn. Năng suất gió và lạnh đều giảm.

- Tuy nhiên phải có bố trí thêm thiết bị phun ẩm bổ sung trong phòng nên phải có chi phí bổ sung. Thực tế nó chỉ có thể áp dụng cho các phòng nhỏ và có yêu cầu đặc biệt về độ ẩm.

### 4.1.3 Các sơ đồ điều hoà không khí mùa Đông

Khi nói đến sơ đồ mùa đông là nói đến sơ đồ dùng cho những ngày mà nhiệt độ không khí ngoài trời nhỏ hơn nhiệt độ không khí trong nhà. Để duy trì nhiệt độ trong nhà chúng ta phải

tiến hành cấp nhiệt. Sơ đồ này thường chỉ sử dụng cho các tỉnh phía Bắc từ Thừa Thiên Huế trở ra. Các tỉnh thành từ Đà Nẵng trở vào không cần sơ đồ mùa đông vì mùa đông ở các tỉnh phía Nam nhiệt độ không thấp. Vì thế chúng ta không ngạc nhiên khi các hệ thống điều hoà có cấp nhiệt mùa đông chỉ được thiết kế và lắp đặt ở các tỉnh phía Bắc.

Các nguồn nhiệt và thiết bị thường được sử dụng để sưởi ấm mùa đông:

- Điện trở : Trong nhiều trường hợp người ta dùng điện trở để sấy nóng không khí trước khi thổi vào phòng nhằm duy trì nhiệt độ phòng nằm ở mức cho phép. Phương pháp dùng điện đơn giản, nhưng không kinh tế do giá điện năng tương đối cao và không an toàn về phòng cháy.
- Hơi nước : Hơi từ các lò hơi nhỏ hoặc trung tâm nhiệt điện được đưa đến các bộ trao đổi nhiệt kiểu bề mặt để trao đổi nhiệt với không khí trước khi thổi vào phòng. Các dàn này có thể đặt độc lập hoặc đặt đồng bộ cùng cụm dàn lạnh máy lạnh mùa hè.
- Bơm nhiệt : Một số công trình có trang bị máy lạnh 2 chiều, mùa đông máy hoạt động theo chế độ bơm nhiệt nhờ hệ thống van đảo chiều: dàn nóng bên trong phòng, dàn lạnh ngoài phòng.

#### 4.1.3.1 Sơ đồ thẳng mùa đông

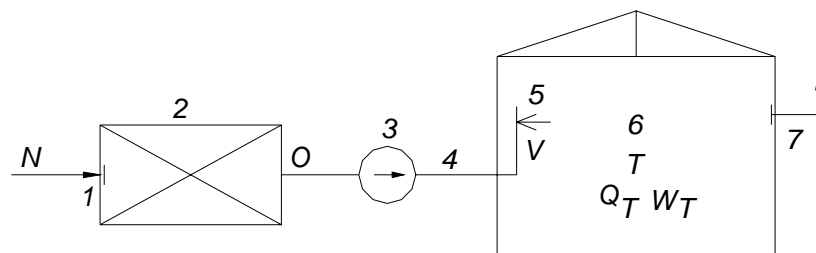
\* *Sơ đồ nguyên lý :*

Trên hình 4-11 là sơ đồ nguyên lý xử lý không khí mùa đông. Sơ đồ này tương tự sơ đồ mùa hè. Điểm khác duy nhất trong sơ đồ mùa đông thay vì sử dụng thiết bị xử lý lạnh không khí (2) ở đây sử dụng thiết bị sưởi .

\* *Nguyên lý hoạt động :* Không khí bên ngoài có trạng thái  $N(t_N, \varphi_N)$  được lấy qua cửa lấy gió có van điều chỉnh (1) vào bộ sưởi nóng không khí . Bộ sưởi nóng không khí có thể là bộ điện trở hoặc bộ trao đổi nhiệt kiểu bề mặt sử dụng hơi bão hoà, hay ga nóng. Không khí được gia nhiệt đẳng dung ẩm đến trạng thái O . Sau đó không khí được quạt (3) thổi vào phòng (6) theo hệ thống kênh gió (4) và miệng thổi (5). Ở trong phòng không khí nhả nhiệt, hấp thụ ẩm thừa và tự thay đổi trạng thái đến trạng thái  $T(t_T, \varphi_T)$ . Cuối cùng không khí được thải ra bên ngoài qua cửa thải (7).

\* *Xác định các điểm nút :*

- Các điểm  $N(t_N, \varphi_N)$ ,  $T(t_T, \varphi_T)$  được xác định theo các thông số tính toán.
- Điểm O là giao của đường  $\varepsilon = \varepsilon_T = Q_T/W_T$  đi qua T với đường đẳng dung ẩm qua điểm N. Cần lưu ý rằng đối với sơ đồ mùa đông thì  $Q_T < 0$  và  $W_T > 0$  vì vậy quá trình OT là quá trình tăng ẩm, giảm nhiệt.

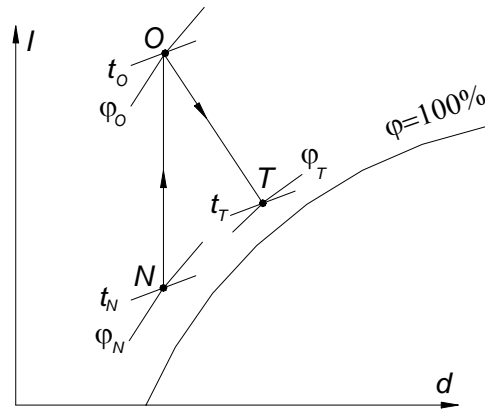


Hình 4.11:  
thẳng mùa

Sơ đồ  
đông

\* *Các thiết bị :* Đối với hệ thống hoạt động theo sơ đồ mùa đông cần các thiết bị chính sau : Thiết bị sấy cấp I, quạt cấp gió, hệ thống kênh gió miệng thổi





Hình 4.12 : Biểu diễn sơ đồ thẳng mùa đông trên đồ thị I-d

\* *Xác định năng suất các thiết bị chính*  
 - Năng suất gió

$$L = \frac{|Q_T|}{I_O - I_T} = \frac{W_T}{d_T - d_O}, \text{kg/s} \quad (4-33)$$

- Công suất bộ sưởi :

$$Q_{SI} = L.(I_O - I_N) = |Q_T| \cdot \frac{I_O - I_N}{I_O - I_T}, \text{kW} \quad (4-34)$$

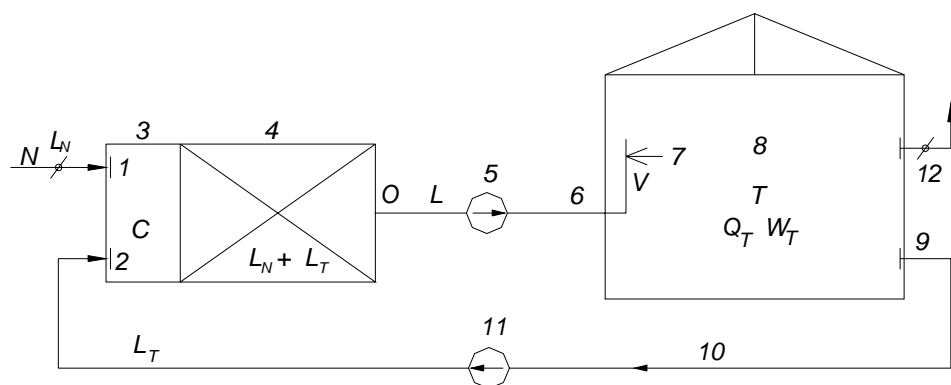
\* *Kết luận :*

- Sơ đồ thẳng tuy đơn giản nhưng không tận dụng được nhiệt của gió thải nên không kinh tế.

- Sơ đồ thẳng chỉ sử dụng trong trường hợp việc xây dựng kênh hồi gió không kinh tế hoặc không thể thực hiện được. Khi trong không gian điều hoà sinh nhiều chất độc hại thì cũng nên sử dụng sơ đồ thẳng

#### 4.1.3.2 Sơ đồ tuần hoàn một cấp mùa đông

\* *Sơ đồ nguyên lý :*



Hình

4.13: Sơ đồ tuần hoàn 1 cấp mùa đông

\* *Nguyên lý hoạt động :* Không khí bên ngoài có trạng thái N( $t_N, \phi_N$ ) được lấy qua cửa lấy gió có van điều chỉnh (1) được vào buồng hoà trộn (3). Ở đây nó được hoà trộn với không khí hồi có trạng thái T( $t_T, \phi_T$ ) để được trạng thái C. Hỗn hợp hoà trộn được đưa vào bộ sấy không khí cấp I để sấy lên trạng thái O. Sau đó không khí được quạt (5) thổi vào phòng (8) theo hệ thống kênh gió (6) và miệng thổi (7). Ở trong phòng không khí nhà nhiệt, hấp thụ âm

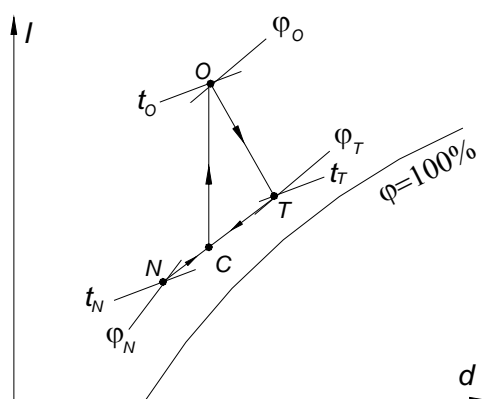
thừa và tự thay đổi trạng thái đến trạng thái  $T(t_T, \varphi_T)$ . Cuối cùng một phần không khí được thải ra bên ngoài qua cửa thải (12) phần lớn được hồi lại.

\* *Xác định các điểm nút :*

- Các điểm  $N(t_N, \varphi_N)$ ,  $T(t_T, \varphi_T)$  được xác định theo các thông số tính toán.
- Điểm C được xác định theo tỷ lệ hoà trộn

$$\frac{CT}{CN} = \frac{L_N}{L_T} = \frac{L_N}{L - L_N}$$

- Điểm O là giao của đường  $\varepsilon = \varepsilon_T = Q_T/W_T$  đi qua T với đường đẳng dung ẩm qua điểm C.
- \* *Các thiết bị :* Đối với hệ thống hoạt động theo sơ đồ mùa đông cần các thiết bị chính sau :  
Buồng hoà trộn, Thiết bị sấy cấp I, quạt cấp gió, hệ thống kênh gió miệng thổi



Hình 4.14 : Biểu đồ mùa đông trên đồ thị I-d

diễn sơ đồ tuần hoàn 1 cấp

\* *Xác định năng suất các thiết bị chính*

- Năng suất gió

$$L = \frac{|Q_T|}{I_O - I_T} = \frac{W_T}{d_T - d_O}, \text{kg/s} \quad (4-35)$$

$$Q_{SI} = L.(I_O - I_C) = |Q_T| \cdot \frac{I_O - I_C}{I_O - I_T}, \text{kW}$$

- Công suất bộ sấy cấp I

\* *Kết luận :*

(4-36)

- Sơ đồ tuần hoàn một cấp tận dụng được nhiệt của gió thải nên kinh tế hơn sơ đồ thẳng.

- Đây là sơ đồ thường hay được sử dụng trên thực tế.

## 4.2 TÍNH TOÁN CÁC SƠ ĐỒ ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ THEO ĐỒ THỊ d-t

Tính toán các sơ đồ điều hoà không khí theo đồ thị t-d được các nước tư bản phương Tây áp dụng rất phổ biến. Về mặt bản chất, việc xác định các sơ đồ theo đồ thị t-d cũng tương tự như đồ thị I-d.

## 4.2.1 Các sơ đồ điều hoà trên đồ thị d-t

### 4.2.1.1 Sơ đồ thẳng

Không khí bên ngoài trời có trạng thái  $N(t_N, \varphi_N)$  đi qua thiết bị xử lý không khí để biến đổi trạng thái đến trạng thái  $O$ , sau đó qua quạt cấp gió hấp thụ một phần nhiệt dưới dạng nhiệt hiện và biến đổi đến trạng thái đến  $Q$ , trên đường ống không khí hấp thụ một lượng nhiệt từ môi trường dưới dạng nhiệt hiện và thay đổi đến trạng thái  $V$ . Sau đó được thổi vào phòng nhận nhiệt ẩn và nhiệt hiện để thay đổi trạng thái đến  $T(t_T, \varphi_T)$ .

- Công suất lạnh thiết bị xử lý không khí

$$Q = G.(I_N - I_O)$$

- Nhiệt do không khí hấp thụ qua quạt

$$Q_1 = G.(I_Q - I_O)$$

- Nhiệt do không khí nhận từ môi trường qua đường ống

$$Q_2 = G.(I_V - I_Q)$$

- Nhiệt thừa do không khí nhận trong phòng  $Q_3$

+ Nhiệt hiện :

$$Q_{31} = G.(I_L - I_V)$$

+ Nhiệt ẩn

$$Q_{32} = G.(I_T - I_L)$$

- Nhiệt do không khí tươi xả ra để biến đổi trạng thái từ  $N(t_N, \varphi_N)$  đến trạng thái

$T(t_T, \varphi_T)$

$$Q_4 = G.(I_N - I_T)$$

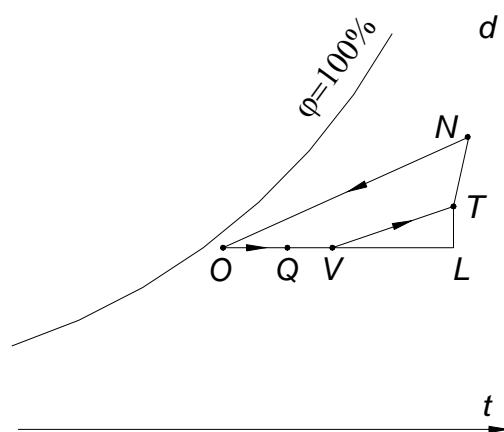
Ta có

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$$

Nếu bỏ qua tổn thất nhiệt từ quạt cấp gió và đường ống ( $Q_1=Q_2=0$ ) thì:

$$Q = Q_3 + Q_4$$

Như vậy : *Phụ tải lạnh của thiết bị xử lý không khí Q không phải là nhiệt thừa  $Q_3$ , mà thực tế có giá trị lớn hơn.*



Hình 4-15 : Sơ đồ thẳng trên đồ thị d-t

### 4.2.1.2 Sơ đồ tuần hoàn 1 cấp

Không khí bên ngoài trời có trạng thái  $N(t_N, \varphi_N)$  hoà trộn với không khí hồi được trạng thái hoà trộn là  $C$ . Không khí ở trạng thái  $C$  đi qua thiết bị xử lý không khí để biến đổi đến trạng thái  $O$ , sau đó qua quạt cấp gió và đường ống gió hấp thụ một phần nhiệt dưới

dạng nhiệt hiện và biến đổi đến trạng thái đến Q và V. Gió tiếp tục được thổi vào phòng nhận nhiệt ẩn và nhiệt hiện để thay đổi trạng thái đến T( $t_T, \varphi_T$ ).

- Công suất lạnh thiết bị xử lý không khí

$$Q = G.(I_C - I_O)$$

- Nhiệt do không khí hấp thụ qua quạt

$$Q_1 = G.(I_Q - I_O)$$

- Nhiệt do không khí nhận từ môi trường qua đường ống

$$Q_2 = G.(I_V - I_Q)$$

- Nhiệt thừa do không khí nhận trong phòng  $Q_3$

+ Nhiệt hiện :

$$Q_{31} = G.(I_L - I_V)$$

+ Nhiệt ẩn

$$Q_{32} = G.(I_T - I_L)$$

- Nhiệt do không khí tươi nhả ra để biến đổi trạng thái từ N( $t_N, \varphi_N$ ) đến trạng thái

T( $t_T, \varphi_T$ )

$$Q_4 = G'.(I_N - I_T)$$

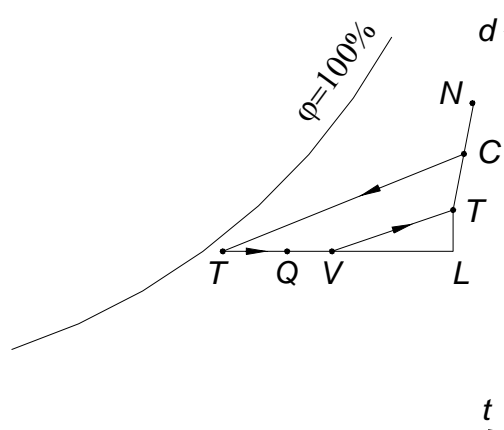
trong đó G' là lưu lượng khí tươi.

Ta có

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$$

Nếu bỏ qua tổn thất nhiệt từ quạt cấp gió và đường ống ( $Q_1=Q_2=0$ ) thì:

$$Q = Q_3 + Q_4$$



Hình 4-16 : Sơ đồ tuần hoàn 1 cấp trên đồ thị d-t

## 4.2.2. Các đặc trưng của sơ đồ điều hoà

### 4.2.2.1. Hệ số nhiệt hiện SHF

Giả sử có một quá trình thay đổi trạng thái không khí từ trạng thái 1 đến trạng thái 2

Hệ số nhiệt hiện SHF (Sensible heat factor) là tỷ số giữa tổng nhiệt hiện trên tổng nhiệt hiện và nhiệt ẩn:

$$SHF = \frac{Q_h}{Q_h + Q_w} = \frac{Q_h}{Q} = \frac{1,024(t_2 - t_1)}{I_2 - I_1} \quad (4-37)$$

$Q_h$  - Nhiệt hiện.

$Q_w$  - Nhiệt ẩn.

$Q = Q_h + Q_w$  - Nhiệt tổng.

$t_1, t_2$  - Nhiệt độ không khí đầu và cuối quá trình, °C

$I_1, I_2$  - Entanpi của không khí đầu và cuối quá trình, kJ/kg

### 4.2.2.2 Hệ số nhiệt hiện của phòng

\* Hệ số nhiệt hiện của phòng *RSHF* (Room sensible heat factor) được định nghĩa như sau :

$$RSHF = \frac{Q_{hf}}{Q_{hf} + Q_{wf}} = \frac{Q_{hf}}{Q_f} \quad (4-38)$$

trong đó:

$Q_{hf}$  - Tổng nhiệt hiện do bức xạ, truyền nhiệt qua kết cấu bao che và nhiệt do các nguồn nhiệt bên trong phòng tỏa ra, kW

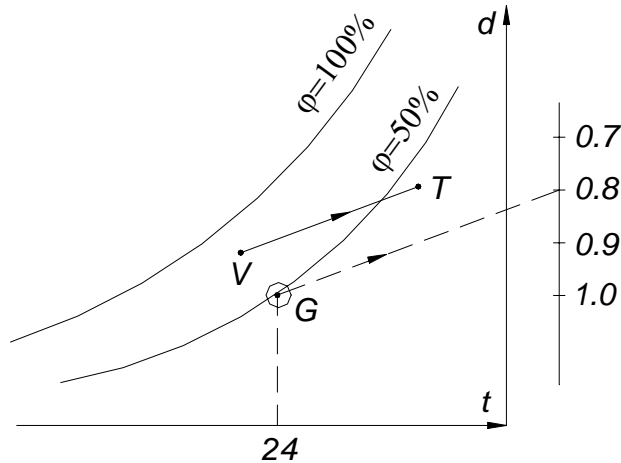
$Q_{wf}$  - Tổng nhiệt ẩn tỏa ra từ phòng, kW

$Q_f$  - Tổng nhiệt ẩn và nhiệt hiện từ do bức xạ, truyền nhiệt qua kết cấu bao che và do các nguồn nhiệt tỏa ra từ phòng, đây chính là tổng nhiệt thừa của phòng; kW

Trên đồ thị  $d-t$ , các điểm  $V$  và  $T$  lần lượt là trạng thái không khí cấp vào phòng và không khí trong phòng. Đường  $VT$  biểu thị quá trình không khí sau khi vào phòng nhận nhiệt thừa và ẩm thừa và tự thay đổi trạng thái. Đường này được gọi là đường hệ số nhiệt hiện của phòng *RSHF*.

Trong các tính toán thường điểm  $T$  đã biết trước, vì thế đường  $VT$  có thể dễ dàng xác định khi biết phương của nó. Cách xác định theo các bước sau:

Quan sát đồ thị  $d-t$  ta thấy có điểm  $G$  được đánh dấu tròn tại vị trí  $t = 24^\circ\text{C}$  và  $\phi = 50\%$ , điểm này gọi là điểm cơ sở. Mặt khác song song với trục  $d$  có đường biểu thị các giá trị khác nhau của hệ số nhiệt hiện *RSHF*. Đường  $VT$  sẽ song song với đường thẳng nối điểm  $G$  với điểm xác định giá trị *RSHF* trên đường biểu thị đó (hình 4-17).



Hình 4-17

### 4.2.2.3 Hệ số nhiệt hiện tổng *GSHF* (Grand sensible heat factor)

Giả sử điểm  $C$  và  $O$  lần lượt là trạng thái không khí đầu vào và đầu ra thiết bị xử lý không khí. Khi đi qua thiết bị xử lý, không khí thải nhiệt hiện  $Q_h$  và nhiệt ẩn  $Q_w$  để biến đổi trạng thái từ  $C$  đến  $O$ .

Hệ số nhiệt hiện tổng được xác định theo công thức :

$$GSHF = \frac{Q_h}{Q_h + Q_w} = \frac{Q_h}{Q} \quad (4-39)$$

trong đó:

$Q_h$  và  $Q_w$  - Nhiệt hiện và nhiệt ẩn mà không khí thải ra ở thiết bị xử lý không khí

Đường thẳng CO biểu thị sự thay đổi trạng thái của không khí khi qua thiết bị xử lý không khí gọi là đường GSHF. Cách xác định phương đường thẳng CO cũng tương tự như cách xác định đường RSHF, nghĩa là song song với đường G-GSHF

#### 4.2.2.4 Hệ số đi vòng BF

Khi không khí đi qua dàn lạnh, nếu quá trình tiếp xúc tốt, thời gian tiếp xúc đủ lớn thì trạng thái không khí đầu ra là trạng thái bão hoà  $\varphi=100\%$ . Tuy nhiên thực tế trạng thái đầu ra thường không đạt trạng thái bão hoà, mà nằm trong khoảng  $\varphi = 90 \div 95\%$ . Trạng thái đó được coi như là hỗn hợp của 2 trạng thái: trạng thái ban đầu C và trạng thái bão hoà S. Như vậy lượng không khí xử lý coi như được phân thành 2 dòng : một dòng đi qua dàn lạnh và trao đổi nhiệt ẩm và đạt trạng thái bão hoà, dòng thứ 2 đi vòng qua dàn và không trao đổi nhiệt ẩm.

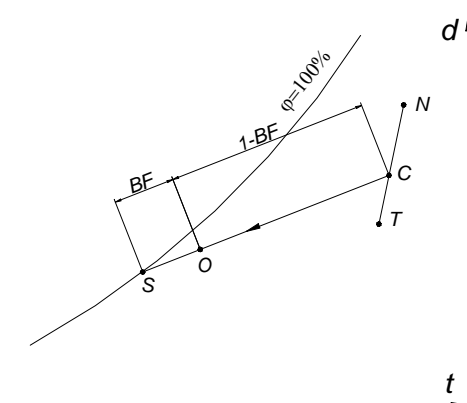
Hệ số đi vòng BF (Bypass factor) là tỉ số giữa lượng không khí đi qua dàn lạnh nhưng không trao đổi nhiệt ẩm so với tổng lượng không khí qua dàn.  
trong đó:

$$BF = \frac{G_c}{G_c + G_s} = \frac{G_c}{G} \quad (4-40)$$

$G_c$  - Lưu lượng không khí qua dàn lạnh nhưng không trao đổi nhiệt ẩm, kg/s

$G_s$  - Lưu lượng không khí có trao đổi nhiệt ẩm, kg/s

$G$  - Tổng lưu lượng gió qua dàn, kg/s



Hình 4-18

Nếu viết phương trình cân bằng năng lượng ta có :

$$G.I_o = G_c.I_c + G_s.I_s$$

Sử dụng công thức xác định BF ta có :

$$G.I_o = G.BF.I_c + G.(1-BF).I_s$$

Hay:

$$I_o = BF.I_c + (1-BF).I_s$$

$$BF = \frac{I_o - I_s}{I_c - I_s}$$

Rút ra :

Tương tự có thể rút ra:

$$BF = \frac{d_o - d_s}{d_c - d_s}$$

và

Hệ số đi vòng BF phụ thuộc vào diện tích, cấu tạo và tốc độ không khí qua dàn

$$BF = \frac{t_o - t_s}{t_c - t_s}$$

Bảng 4-1 dưới đây trình bày giá trị của hệ số BF trong một số trường hợp dùng để tham khảo khi tính phụ tải lạnh.

Bảng 4-1

Trị số BF	Trường hợp áp dụng	Ví dụ
0,3 ÷ 0,5	Tải nhiệt nhỏ hoặc tải nhiệt tương đối lớn nhưng nhiệt hiện nhỏ	Nhà ở
0,2 ÷ 0,3	Tải nhiệt tương đối nhỏ hoặc tải nhiệt tương đối lớn với nhiệt hiện nhỏ	Nhà ở, cửa hàng, phân xưởng sản xuất
0,1 ÷ 0,2	Ứng dụng cho điều hoà không khí bình thường	Cửa hàng lớn, ngân hàng, phân xưởng
0,05 ÷ 0,1	Ứng dụng khi lượng nhiệt hiện lớn hoặc cần lượng không khí tươi nhiều	Văn phòng làm việc, cửa hàng, nhà hàng, phân xưởng
0 ÷ 0,1	Chỉ sử dụng không khí tươi (không có tái tuần hoàn)	Bệnh viện, phòng thờ, phân xưởng

Bảng 4-2 trình bày giá trị hệ số đi vòng BF của một số dàn lạnh kiểu tiếp xúc theo số hàng ống dọc theo chiều chuyển động của không khí và mật độ cánh trao đổi nhiệt.

Bảng 4-2

Số hàng ống	Hệ số BF	
	315 cánh/m	550 cánh/m
2	0,42 ÷ 0,55	0,22 ÷ 0,38
3	0,27 ÷ 0,40	0,10 ÷ 0,23
4	0,12 ÷ 0,28	0,04 ÷ 0,14
5	0,08 ÷ 0,22	0,02 ÷ 0,09
6	0,05 ÷ 0,15	0,01 ÷ 0,05
8	0,02 ÷ 0,08	0 ÷ 0,02

Trường hợp thiết bị xử lý không khí kiểu ướt (buồng phun) giá trị BF phụ thuộc vào tốc độ chuyển động của không khí, áp suất nước tại lỗ phun, kích thước lỗ phun, lưu lượng nước phun, số hàng bố trí lỗ phun và số lỗ phun trên 01 hàng. Ngoài ra chiều chuyển động tương đối giữa không khí và nước cũng ảnh hưởng tới giá trị BF.

Bảng 4.3 trình bày các giá trị của BF trong một số trường hợp dùng tham khảo.

Bảng 4-3

Số hàng lỗ phun	Hướng phun nước	Lỗ phun có d=6mm, p=170 kPa, G= 2 Lit/s.m <sup>2</sup>		Lỗ phun có d=3mm, p=210 kPa, G= 1,7 Lit/s.m <sup>2</sup>	
		1,5	3,5	1,5	3,5
1	- Song song	0,70	0,50	0,80	0,60
	- Hỗn hợp	0,75	0,65	0,82	0,70
2	- Song song	0,90	0,85	0,92	0,87
	- Ngược chiều	0,98	0,92	0,98	0,93
	- Hỗn hợp	0,99	0,93	0,99	0,94

### 4.2.2.5 Hệ số nhiệt hiệu dụng ESHF

Hệ số nhiệt hiệu dụng ESHF (Effective sensible heat factor) là tỷ số giữa nhiệt hiệu dụng  $Q_{hef}$  và tổng nhiệt hiệu dụng  $Q_{ef}$

$$ESHF = \frac{Q_{hef}}{Q_{ef}} = \frac{Q_{hef}}{Q_{hef} + Q_{wef}} \quad (4-41)$$

ở đây:

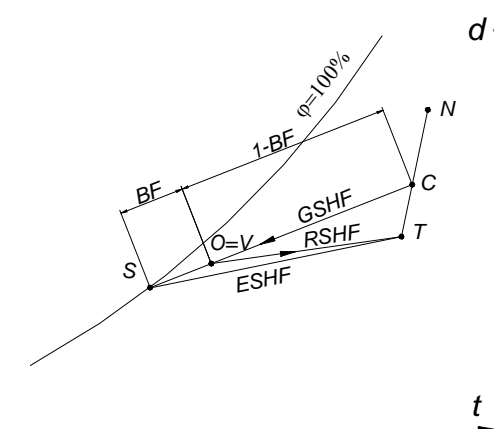
$Q_{hef} = Q_{hf} + BF \cdot Q_{4h}$  - Nhiệt hiệu dụng của phòng

$Q_{wef} = Q_{wf} + BF \cdot Q_{4w}$  - Nhiệt ẩn hiệu dụng của phòng

$Q_{hf}, Q_{wf}$  - Nhiệt hiện và nhiệt ẩn thừa của phòng

$Q_{4h}, Q_{4w}$  - Nhiệt hiện và nhiệt ẩn của không khí tươi cần nhà ra để đạt được trạng thái trong phòng.

Trên đồ thị d-t đường biểu thị mối quan hệ giữa các hệ số RSHF, GSHF, ESHF và nhiệt độ động sương



Hình 4-19

Các trạng thái lần lượt là:

C- Trạng thái không khí đã được hoà trộn trước khi vào dàn lạnh

O  $\equiv$  V Trạng thái sau dàn lạnh và thổi vào phòng

T - Trạng thái không khí trong phòng

N - Trạng thái không khí ngoài trời

S - Trạng thái không khí bão hoà, phần không khí tiếp xúc dàn lạnh, nhiệt độ điểm K là nhiệt độ động sương  $t_s$

Giữa hệ số nhiệt hiệu dụng và nhiệt độ động sương của dàn lạnh có mối quan hệ như sau :

$$ESHF = \frac{1}{1 + 2,45 \left[ \frac{d_T - d_s}{t_T - t_s} \right]} \quad (4-42)$$

trong đó:

$d_T, d_s$  - Độ chứa hơi của không khí trong không gian điều hoà và ở trạng thái động sương của dàn lạnh, g/kg

$t_T, t_s$  - Nhiệt độ của không khí trong không gian điều hoà và ở trạng thái động sương của dàn lạnh, °C



Bảng 4-4

$t_T$ , °C	$\varphi_T$ , %		Giá trị								
20	50	ESH	1,00	0,97	0,88	0,83	0,73	0,72	0,70	0,68	
		F									
	55	$t_s$	9,3	9,0	8,0	7,0	5,0	3,0	0	-5,5	
		ESH	1,00	0,97	0,92	0,83	0,78	0,71	0,67	0,65	
	60	F									
		$t_s$	10,8	10,5	10,0	9,0	8,0	6,0	3,0	-4,5	
	65	ESH	1,00	0,92	0,85	0,78	0,73	0,67	0,64	0,62	0,61
		F									
	70	$t_s$	12,1	11,5	11,0	10,0	9,0	7,0	5,0	3,0	-3,0
		ESH	1,00	0,94	0,87	0,82	0,73	0,69	0,63	0,60	0,59
	75	F									
		$t_s$	13,3	13,0	12,5	12,0	11,0	10,0	8,0	5,0	0
21	50	ESH	1,00	0,89	0,81	0,76	0,69	0,64	0,61	0,58	0,56
		F									
	55	$t_s$	14,5	14,0	13,5	13,0	12,0	11,0	10,0	8,0	2,0
		ESH	1,00	0,98	0,89	0,83	0,76	0,72	0,69	0,68	0,67
	60	F									
		$t_s$	10,2	10,0	9,0	8,0	6,0	4,0	1,0	0	-5,5
	65	ESH	1,00	0,91	0,87	0,83	0,77	0,74	0,69	0,65	0,64
		F									
	70	$t_s$	11,7	11,0	10,5	10,0	9,0	8,0	6,0	3,0	-3,5
		ESH	1,00	0,93	0,86	0,78	0,72	0,66	0,63	0,61	0,60
	75	F									
		$t_s$	13,0	12,5	12,0	11,0	10,0	8,0	6,0	3,0	-1,5
22	50	ESH	1,00	0,94	0,86	0,81	0,73	0,68	0,62	0,59	0,57
		F									
	55	$t_s$	14,2	14,0	13,5	13,0	12,0	11,0	9,0	7,0	1,5
		ESH	1,00	0,89	0,81	0,75	0,67	0,63	0,58	0,55	0,54
	60	F									
		$t_s$	15,4	15,0	14,5	14,0	13,0	12,0	10,0	7,0	3,5
	65	ESH	1,00	0,94	0,88	0,83	0,75	0,71	0,68	0,66	0,65
		F									
	70	$t_s$	11,1	10,5	10,0	9,0	7,0	5,0	2,0	-1,0	-5,0
		ESH	1,00	0,93	0,88	0,83	0,77	0,70	0,67	0,64	0,62
	75	F									
		$t_s$	12,5	12,0	11,5	11,0	10,0	8,0	6,0	3,0	-3,5
23	50	ESH	1,00	0,93	0,88	0,78	0,72	0,66	0,62	0,60	0,59
		F									
	55	$t_s$	13,8	13,5	13,0	12,0	11,0	9,0	7,0	4,0	0
		ESH	1,00	0,95	0,87	0,80	0,72	0,68	0,61	0,57	0,56
	60	F									
		$t_s$	15,2	15,0	14,5	14,0	13,0	12,0	10,0	7,0	2,0
	65	ESH	1,00	0,89	0,81	0,73	0,66	0,62	0,56	0,54	0,53
		F									
	70	$t_s$	16,4	16,0	15,5	15,0	14,0	13,0	11,0	9,0	4,5
		ESH	1,00	0,94	0,88	0,82	0,74	0,70	0,66	0,65	0,64
	75	F									
		$t_s$									

23	55	t <sub>s</sub>	12,1	11,5	11,0	10,0	8,0	6,0	3,0	0	-4,0
		ESH F	1,00	0,94	0,88	0,83	0,77	0,70	0,66	0,62	0,61
	60	t <sub>s</sub>	13,5	13,0	12,5	12,0	11,0	9,0	7,0	4,0	-2,0
		ESH F	1,00	0,95	0,87	0,78	0,72	0,65	0,62	0,59	0,58
	65	t <sub>s</sub>	14,9	14,5	14,0	13,0	12,0	10,0	8,0	5,0	1,0
		ESH F	1,00	0,88	0,80	0,75	0,71	0,66	0,60	0,56	0,55
	70	t <sub>s</sub>	16,1	15,5	15,0	14,5	14,0	13,0	11,0	8,0	3,5
		ESH F	1,00	0,91	0,81	0,74	0,66	0,61	0,56	0,53	0,51
	t <sub>s</sub>	17,3	17,0	16,5	16,0	15,0	14,0	12,0	10,0	5,0	
	ESH F	1,00	0,94	0,89	0,82	0,74	0,69	0,65	0,64	0,63	
24	55	t <sub>s</sub>	13,0	12,5	12,0	11,0	9,0	7,0	4,0	1,0	-3,5
		ESH F	1,00	0,93	0,87	0,82	0,76	0,69	0,64	0,61	0,60
	60	t <sub>s</sub>	14,5	14,0	13,5	13,0	12,0	10,0	8,0	5,0	-1,0
		ESH F	1,00	0,95	0,87	0,77	0,71	0,64	0,60	0,58	0,57
	65	t <sub>s</sub>	15,8	15,5	15,0	14,0	13,0	11,0	9,0	6,0	2,0
		ESH F	1,00	0,88	0,81	0,71	0,65	0,59	0,56	0,55	0,54
	70	t <sub>s</sub>	17,0	16,5	16,0	15,0	14,0	12,0	10,0	9,0	4,0
		ESH F	1,00	0,92	0,82	0,73	0,65	0,56	0,52	0,51	0,50
	t <sub>s</sub>	18,3	18,0	17,5	17,0	16,0	14,0	11,0	10,0	6,0	
	ESH F	1,00	0,94	0,89	0,82	0,73	0,68	0,64	0,63	0,62	
25	55	t <sub>s</sub>	14,0	13,5	13,0	12,0	10,0	8,0	5,0	3,0	-3,0
		ESH F	1,00	0,94	0,88	0,83	0,76	0,68	0,62	0,60	0,59
	60	t <sub>s</sub>	15,4	15,0	14,5	14,0	13,0	11,0	8,0	5,0	0
		ESH F	1,00	0,96	0,86	0,76	0,70	0,63	0,59	0,57	0,56
	65	t <sub>s</sub>	16,7	16,5	16,0	15,0	14,0	12,0	10,0	8,0	2,5
		ESH F	1,00	0,88	0,79	0,69	0,64	0,58	0,54	0,53	0,52
	70	t <sub>s</sub>	18,0	17,5	17,0	16,0	15,0	13,0	10,0	8,0	5,0
		ESH F	1,00	0,92	0,81	0,73	0,63	0,58	0,53	0,50	0,49
	t <sub>s</sub>	19,2	19,0	18,5	18,0	17,0	16,0	14,0	11,0	6,0	
	ESH F	1,00	0,96	0,90	0,81	0,76	0,69	0,66	0,63	0,61	
26	55	t <sub>s</sub>	14,9	14,5	14,0	13,0	12,0	10,0	8,0	6,0	-2,0
		ESH F	1,00	0,95	0,86	0,82	0,75	0,67	0,63	0,59	0,57
	60	t <sub>s</sub>	16,3	16,0	15,5	15,0	14,0	12,0	10,0	7,0	2,0
		ESH F	1,00	0,88	0,82	0,76	0,69	0,62	0,57	0,55	0,54

		$t_s$	17,6	17,0	16,5	16,0	15,0	13,0	10,0	8,0	3,0
	65	ESH	1,00	0,90	0,80	0,70	0,63	0,57	0,53	0,52	0,51
		F									
		$t_s$	19,0	18,5	18,0	17,0	16,0	14,0	11,0	10,0	5,5
	70	ESH	1,00	0,83	0,73	0,64	0,54	0,50	0,49	0,48	0,47
		F									
		$t_s$	20,1	19,5	19,0	18,0	16,0	14,0	12,0	10,0	8,0
27	50	ESH	1,00	0,97	0,90	0,82	0,76	0,69	0,65	0,61	0,60
		F									
		$t_s$	15,8	15,5	15,0	14,0	13,0	11,0	9,0	6,0	-0,5
	55	ESH	1,00	0,88	0,82	0,75	0,66	0,61	0,58	0,57	0,56
		F									
		$t_s$	17,2	16,5	16,0	15,0	13,0	11,0	8,0	6,0	2,0
	60	ESH	1,00	0,90	0,82	0,77	0,69	0,64	0,59	0,55	0,53
		F									
		$t_s$	18,6	18,0	17,5	17,0	16,0	15,0	13,0	10,0	4,5
	65	ESH	1,00	0,90	0,80	0,75	0,69	0,58	0,52	0,50	0,49
		F									
		$t_s$	19,8	19,5	19,0	18,5	18,0	16,0	13,0	10,0	6,0
70	ESH	1,00	0,84	0,74	0,68	0,63	0,57	0,53	0,49	0,46	
	F										
	$t_s$	21,0	20,5	20,0	19,5	19,0	18,0	17,0	15,0	8,0	

### 4.2.3 Xác định năng suất lạnh, lưu lượng không khí của dàn lạnh

Trước hết để xác định năng suất lạnh, lưu lượng không khí thổi vào dàn lạnh và nhiệt độ thổi vào chúng ta phải có các thông số tính toán ban đầu

Các bước xác định

*Bước 1 :*

- Xác định RSHF, GSHF và ESHF
- Xác định các điểm  $N(t_N, \varphi_N)$ ,  $T(t_T, \varphi_T)$ ,  $G(24^\circ\text{C}, 50\%)$

*Bước 2 :*

- Kẻ đường TS song song với đường G-ESHF cắt  $\varphi=100\%$  tại S
- Kẻ đường TH song song với đường G-RSHF

*Bước 3 :*

- Qua S kẻ đường SC song song với đường G-GSHF cắt TH ở điểm  $O \equiv V$
- Xác định các thông số  $t$ ,  $d$  và  $I$  tại điểm C trước khi vào dàn lạnh, điểm V trước khi vào phòng.

*Bước 4 :*

Kiểm tra điều kiện vệ sinh của trạng thái không khí thổi vào phòng

$t_v \geq t_T - a$

- +  $a = 10^\circ\text{C}$  nếu miệng thổi bố trí trên cao
- +  $a = 7^\circ\text{C}$  nếu miệng thổi bố trí ở dưới thấp.
- Nếu điều kiện vệ sinh thỏa mãn thì xác định
- Lưu lượng gió qua dàn lạnh

$$L = \frac{Q_{hef}}{1,2.(t_T - t_s).(1 - BF)}, L/s$$

Lưu lượng khối lượng

$$G = 0,0012.L; \text{ Kg/s}$$

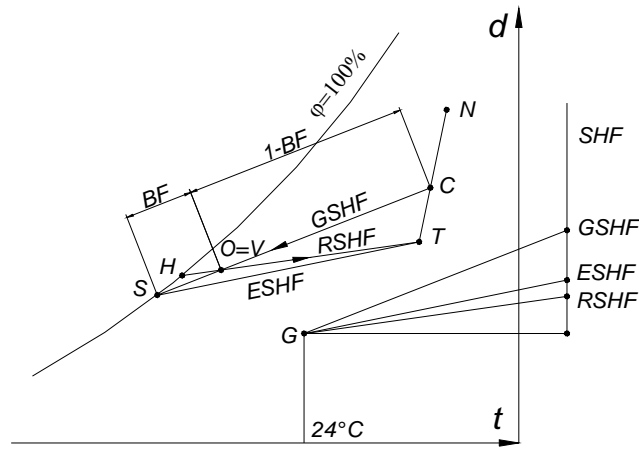
- Năng suất lạnh của thiết bị xử lý không khí

$$Q_o = G.(I_C - I_O), \text{ kW}$$

- Lưu lượng không khí tái tuần hoàn; l/s

$$L_T = L - L_N$$

$L_N$  - Lưu lượng không khí tươi, l/s



Hình 4-20

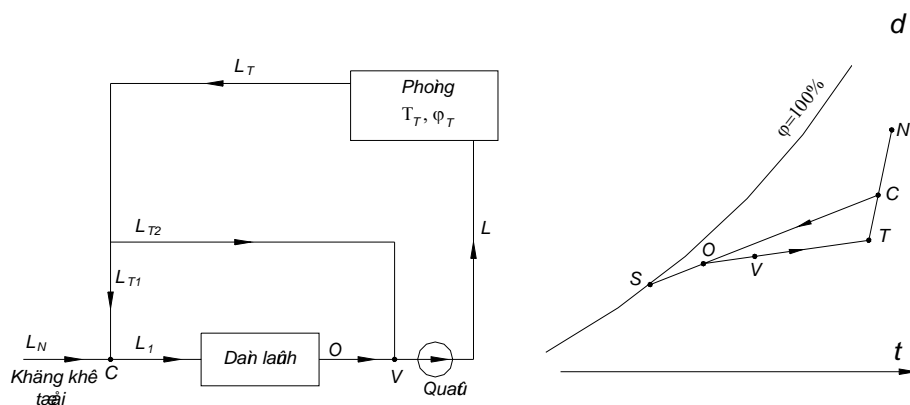
## 4.2.4 Tính toán sơ đồ tuần hoàn 2 cấp

Trong trường hợp điều kiện vệ sinh không thỏa mãn thì người ta sử dụng sơ đồ tuần hoàn 2 cấp. Có 2 kiểu tuần hoàn 2 cấp: Sơ đồ 2 cấp điều chỉnh nhiệt độ và sơ đồ 2 cấp điều chỉnh độ ẩm.

### 4.2.4.1. Sơ đồ điều chỉnh nhiệt độ

Trên hình 4-21 biểu diễn sơ đồ nguyên lý thiết bị và sự thay đổi trạng thái của không khí trên đồ thị d-t

Theo sơ đồ lưu lượng không khí tái tuần hoàn  $L_T$  trước khi đến dàn lạnh được tách làm 2 dòng :  $L_{T1}$  đi qua dàn lạnh và  $L_{T2}$  đi vòng qua dàn lạnh. Lượng không khí đi qua dàn lạnh  $L_{T1}$  trước khi vào dàn lạnh được hoà trộn với lượng gió tươi  $L_N$



Hình 4-21

Các điểm nút N, T, S, O và C được xác định giống như sơ đồ 1 cấp. Điểm V có nhiệt độ  $t_V = t_T - a$ .

- Lưu lượng gió cấp vào phòng:

$$L = \frac{Q_{hef}}{1,2.(t_T - t_s).(1 - BF)}$$

- Lưu lượng gió  $L_{T1}$  và  $L_{T2}$  được xác định dựa vào hệ phương trình:

$$\frac{OV}{VT} = \frac{L_{T2}}{L_1} = \frac{L_{T2}}{L_{T1} + L_N} \quad \text{và} \quad L_T = L_{T1} + L_{T2} = L - L_N$$

- Năng suất lạnh  $Q_0$  của dàn lạnh:

$$Q_0 = G_1.(I_C - I_O), \text{ kW}$$

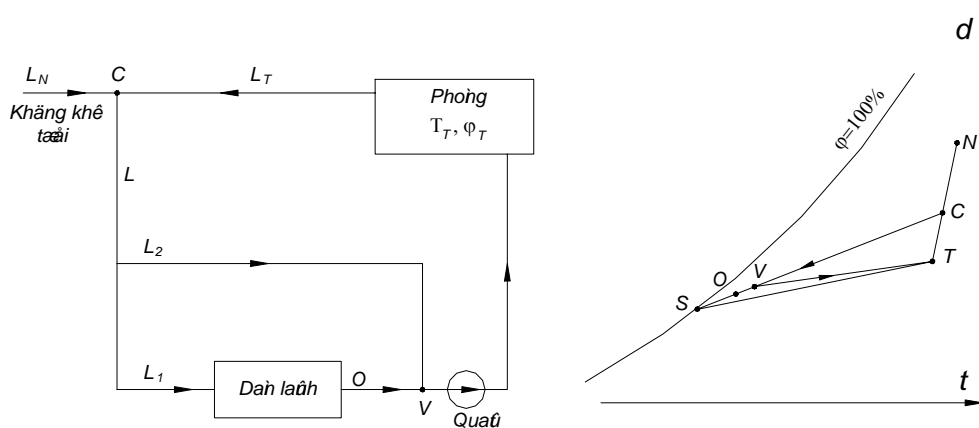
trong đó  $G_1 = 0,012.L_1$ , Kg/s

#### 4.2.4.2. Sơ đồ điều chỉnh độ ẩm

Trên hình 4-22 biểu diễn sơ đồ nguyên lý thiết bị và sự thay đổi trạng thái của không khí trên đồ thị d-t

Theo sơ đồ lượng không khí tái tuần hoàn  $L_T$  được đem hoà trộn với lượng gió tươi  $L_N$  được trạng thái C và lưu lượng tổng L, được tách thành 2 :  $L_1$  đi qua dàn lạnh và  $L_2$  đi vòng qua dàn lạnh .

Lượng không khí  $L_1$  qua dàn lạnh biến đổi đến trạng thái O và hoà trộn với  $L_2$  để đạt trạng thái V thoả mãn điều kiện vệ sinh trước khi thổi vào phòng  $t_V = t_T - a$ .



Hình 4-22

\* Xác định lưu lượng gió

Để xác định lưu lượng gió trước hết cần phải xác định các điểm nút S, O, C và V tương tự như sơ đồ 1 cấp. Đối với điểm V, nhiệt độ  $t_V$  phải thoả mãn điều kiện vệ sinh và được chọn  $t_V = t_T - a$ .

- Lưu lượng gió cấp vào phòng:

$$L = \frac{Q_{hef}}{1,2.(t_T - t_s).(1 - BF)}, L/s$$

- Lưu lượng gió  $L_1$  và  $L_2$  được xác định dựa vào hệ phương trình:

$$\frac{OV}{VC} = \frac{L_2}{L_1} \quad \text{và} \quad L = L_1 + L_2$$

- Năng suất lạnh  $Q_0$  của dàn lạnh:

$$Q_o = G_1 \cdot (I_c - I_o), \text{ kW}$$

trong đó  $G_1 = 0,012 \cdot L_1$ , Kg/s

\* \* \*

# CHƯƠNG 5

## LỰA CHỌN CÁC HỆ THỐNG ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ

### 5.1 CƠ SỞ LỰA CHỌN MÁY ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ.

Việc lựa chọn máy điều hoà được tiến hành theo các bước sau:

#### a. Chọn hãng máy

Thị trường Việt nam hiện nay sử dụng nhiều hãng máy hoà khác nhau. Nổi tiếng hơn cả là các hãng máy Carrier, Trane, York (Mỹ), Daikin, Toshiba, Mitsubishi, Hitachi, National (Nhật), LG (Hàn Quốc)...

Hiện nay công ty Cổ phần Cơ điện lạnh - TP. Hồ Chí Minh đã sản xuất được các máy điều hoà mang nhãn hiệu Reetech có các đặc tính kỹ thuật không thua kém các hãng nước ngoài. đây là sản phẩm chính hiệu Việt Nam đầu tiên.

Mỗi hãng máy nổi trội về một vài chủng loại nhất định, nên việc lựa chọn máy hãng nào còn tuỳ thuộc vào các điều kiện cụ thể của công trình, tình hình tài chính của chủ đầu tư, điều kiện thanh toán, thời gian giao hàng ...vv

#### b. Chọn kiểu máy :

Căn cứ vào đặc tính cụ thể của công trình, công suất thiết kế, yêu cầu của khách hàng và các yêu cầu đặc biệt khác để lựa chọn kiểu máy phù hợp nhất cho công trình. Để làm tốt điều này cần nắm bắt kỹ các đặc điểm kỹ thuật, ưu nhược điểm của từng kiểu dạng máy điều hoà để từ đó lựa chọn kiểu máy thích hợp nhất cho công trình về tất cả các phương diện.

Có các dạng máy điều hoà sau:

- Máy điều hoà cục bộ : Cửa sổ, Máy điều hoà 2 mảnh, máy điều hoà ghép và máy điều hoà rời thổi tự do.
- Máy điều hoà phân tán : Máy điều hoà VRV, máy điều hoà làm lạnh bằng nước (water chiller).
- Máy điều hoà trung tâm : Máy điều hoà dạng tủ cấp gió bằng hệ thống kênh gió.

#### c. Chọn máy

Sau khi đã chọn hãng sản xuất, kiểu loại máy , bước cuối cùng là chọn model máy . Việc chọn máy cụ thể được căn cứ vào kết quả thành lập và tính toán sơ đồ điều hoà không khí, trong đó 2 thông số quan trọng nhất làm căn cứ lựa chọn là :

- Năng suất gió  $L$  thổi vào phòng , kg/s
- Năng suất lạnh  $Q_0$  của thiết bị xử lý không khí , kW
- Công suất sưởi  $Q_{SI}$  và  $Q_{SII}$  của bộ sấy cấp I và II (nếu cần), kW

### 5.2 CÁC HỆ THỐNG ĐIỀU HOÀ HIỆN ĐẠI

#### 5.2.1 Hệ thống kiểu cục bộ.

Hệ thống điều hoà không khí kiểu cục bộ là hệ thống chỉ điều hoà không khí trong một phạm vi hẹp, thường chỉ là một phòng riêng độc lập hoặc một vài phòng nhỏ.

Trên thực tế loại máy điều hoà kiểu này gồm 4 loại phổ biến sau :

Máy điều hòa dạng cửa sổ (Window type)  
 Máy điều hòa kiểu rời (split type)  
 Máy điều hòa kiểu ghép (multi-split type).  
 Máy điều hoà đặt nền thổi tự do (Free blow floor standing split type)

### 5.2.1.1 Máy điều hòa không khí dạng cửa sổ (Window Type)

Máy điều hòa dạng cửa sổ thường được lắp đặt trên các tường trông giống như các cửa sổ nên được gọi là máy điều hòa không khí dạng cửa sổ.

Máy điều hoà dạng cửa sổ là máy điều hoà có công suất nhỏ nằm trong khoảng 7.000 ÷ 24.000 Btu/h với các model chủ yếu sau 7.000, 9.000, 12.000, 18.000 và 24.000 Btu/h. Tùy theo hãng máy mà số model có thể nhiều hay ít.

\* Cấu tạo :

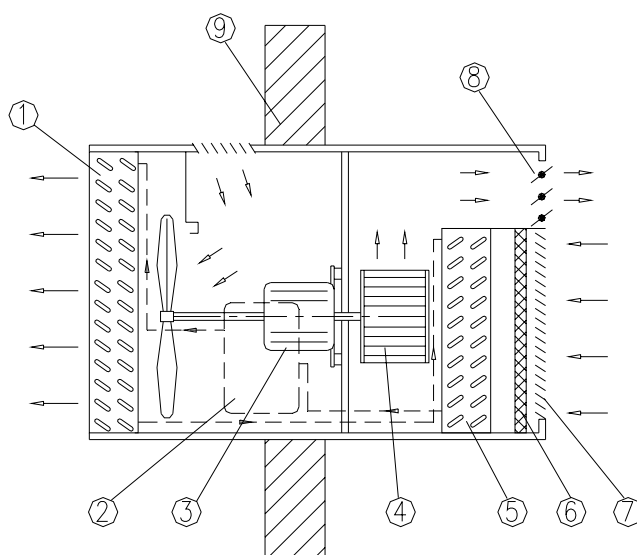
Về cấu tạo máy điều hoà dạng cửa sổ là một tổ máy lạnh được lắp đặt hoàn chỉnh thành một khối chữ nhật tại nhà máy sản xuất, trên đó có đầy đủ dàn nóng, dàn lạnh, máy nén lạnh, hệ thống đường ống ga, hệ thống điện và ga đã được nạp sẵn. Người lắp đặt chỉ việc đấu nối điện là máy có thể hoạt động và sinh lạnh.

Trên hình 5-1 là cấu tạo bên trong của một máy điều hoà dạng cửa sổ. Bình thường, dàn lạnh đặt phía bên trong phòng, dàn nóng nằm phía ngoài. Quạt dàn nóng và dàn lạnh đồng trục và chung mô tơ. Quạt dàn lạnh thường là quạt dạng ly tâm kiểu lồng sóc cho phép tạo lưu lượng và áp lực gió lớn để có thể thổi gió đi xa. Riêng quạt dàn nóng là kiểu hướng trục

Ở giữa máy có vách ngăn nhằm ngăn cách khoang dàn lạnh và khoang dàn nóng.

Gió trong phòng được hút vào cửa hút nằm ở giữa phía trước máy và được đưa vào dàn lạnh làm mát và thổi ra cửa thổi gió đặt phía trên hoặc bên cạnh. Cửa thổi gió có các cánh hướng gió có thể chuyển động qua lại nhằm điều chỉnh hướng gió tới các vị trí bất kỳ trong phòng.

Không khí giải nhiệt dàn nóng được lấy ở 2 bên hông của máy. Khi quạt hoạt động gió tuần hoàn vào bên trong và được thổi qua dàn nóng và sau đó ra ngoài. Khi lắp đặt máy điều hoà cửa sổ cần lưu ý đảm bảo các cửa lấy gió nhô ra khỏi tường một khoảng nhất định không được che lấp các cửa lấy gió.



Hình 5.1 : Cấu tạo máy điều hòa cửa sổ

- |               |                  |                     |
|---------------|------------------|---------------------|
| 1- Dàn nóng   | 4- Quạt dàn lạnh | 7- Cửa hút gió lạnh |
| 2- Máy nén    | 5- Dàn lạnh      | 8- Cửa thổi gió     |
| 3- Mô tơ quạt | 6- Lưới lọc      | 9- Tường nhà        |



Phía trước mặt máy có bố trí bộ điều khiển . Bộ điều khiển cho phép điều khiển và chọn các chế độ sau:

- Bật tắt máy điều hoà ON-OFF
- Chọn chế độ làm lạnh và không làm lạnh
- Chọn tốc độ của quạt : Nhanh, vừa và chậm
- Đặt nhiệt độ phòng.

- Ngoài ra trong một số máy còn có thêm các chức năng hẹn giờ, chế độ làm khô, chế độ ngủ ...vv.

Về chủng loại, máy điều hoà cửa sổ có 2 dạng: chỉ làm lạnh (máy 1 chiều) và vừa làm lạnh vừa sưởi ấm (máy 2 chiều). Ở máy 2 chiều nóng lạnh có cụm van đảo chiều cho phép hoán đổi vị trí dàn nóng và dàn lạnh vào các mùa khác nhau trong năm.

Mùa hè dàn lạnh trong phòng, dàn nóng bên ngoài, chức năng máy lúc này là làm lạnh. Mùa đông ngược lại dàn nóng ở trong phòng, dàn lạnh bên ngoài phòng, lúc này máy chạy ở chế độ bơm nhiệt, chức năng của máy là sưởi ấm.

Máy nén lạnh của máy điều hoà cửa sổ là máy lạnh kiểu kín .

Giữa khoang dàn nóng và khoang dàn lạnh có cửa điều chỉnh cấp gió tươi, cho phép điều chỉnh lượng khí tươi cung cấp vào phòng.

Khoang đáy của vỏ máy dùng chứa nước ngưng rơi từ dàn lạnh và hướng dốc ra cửa thoát nước ngưng.

Hệ thống điện và ống gas được lắp đặt hoàn chỉnh tại nhà máy. Đối với máy điều hoà dạng cửa sổ thiết bị tiết lưu là chùm các ống mao bằng đồng.

*\* Đặc điểm máy điều hoà cửa sổ :*

*Ưu điểm:*

- Dễ dàng lắp đặt và sử dụng.
- Giá thành tính trung bình cho một đơn vị công suất lạnh thấp
- Đối với công sở có nhiều phòng riêng biệt, sử dụng máy điều hoà cửa sổ rất kinh tế , chi phí đầu tư và vận hành đều thấp.

*Nhược điểm :*

- Công suất bé, tối đa là 24.000 Btu/h
- Đối với các toà nhà lớn, khi lắp đặt máy điều hoà dạng cửa sổ thì sẽ phá vỡ kiến trúc và làm giảm vẻ mỹ quan của công trình.
- Dàn nóng xả khí nóng ra bên ngoài nên chỉ có thể lắp đặt trên tường ngoài. Đối với các phòng nằm sâu trong công trình thì không thể sử dụng máy điều hoà dạng này, nếu sử dụng cần có ống thoát gió nóng ra ngoài rất phức tạp. Tuyệt đối không nên xả gió nóng ra hành lang vì nếu xả gió nóng ra hành lang sẽ tạo ra độ chênh nhiệt độ rất lớn giữa không khí trong phòng và ngoài hành lang rất nguy hiểm cho người sử dụng.
- Kiểu loại không nhiều nên người sử dụng khó khăn lựa chọn. Hầu hết các máy có bề mặt bên trong khá giống nhau nên về mặt mỹ quan người sử dụng không có một sự lựa chọn rộng rãi.

*\* Một số vấn đề cần lưu ý khi sử dụng :*

- Không để các vật che chắn làm ảnh hưởng tới tuần hoàn gió ở dàn lạnh và dàn nóng.
- Khi vừa dừng máy không nên cho chạy lại ngay , mà chờ khoảng 3 phút cho áp lực ga trong hệ thống trở lại cân bằng, rồi mới chạy lại.
- Định kỳ vệ sinh phin lọc hút.
- Không nên đặt nhiệt độ phòng quá thấp vừa không kinh tế lại không đảm bảo yêu cầu vệ sinh.

Dưới đây là bảng thông số kỹ thuật máy điều hoà dạng cửa sổ của hãng LG (Hàn Quốc) sản xuất.

Bảng 5.1 : Thông số kỹ thuật máy điều hoà cửa sổ , kiểu 1 chiều lạnh, hãng LG

Thông số	Đơn vị	Model		
		LWB0960PCL	LWB1260PCL	LWB1860QCL
Công suất lạnh	Btu/h	9.000	12.000	18.000
	KCal/h	2.268	3.024	4.536
	W	2.637	3.516	5.274
Hệ số lạnh E.E.R	Btu/W	9,0	9,5	8,6
Điện áp/Tần số	V/Hz	220 ÷ 240 / 50	220 ÷ 240 / 50	220 ÷ 240 / 50
Công suất tiêu thụ điện	W	1.000	1.260	2.100
Dòng điện tiêu thụ	A	4,4	5,6	8,6
Độ ồn (Dàn nóng/dàn lạnh)	dB (A)	49 / 55	51 / 57	54 / 60
Khả năng hút ẩm	Lít/h	1,3	1,7	2,1
Lưu lượng gió (Dàn nóng/dàn lạnh)	m <sup>3</sup> /phút	5,8 / 10,0	7,5 / 15	12 / 23
Kích thước (Rộng/Cao/Sâu)	mm	510x353x487	600 x 380 x 555	600 x 628 x 675
Khối lượng	kg	32	43	59

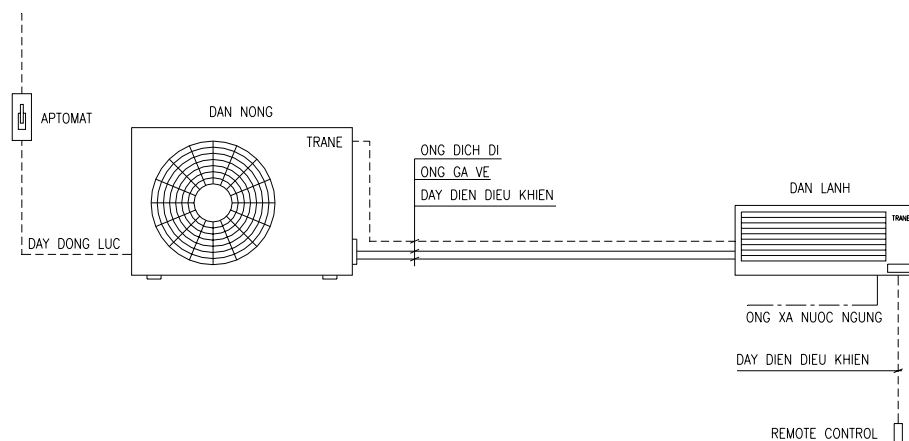
Bảng 5.2 : Thông số kỹ thuật máy điều hoà cửa sổ 2 chiều, hãng LG

Thông số	Đơn vị	Model		
		LWC0960PHL	LWC1260PHL	LWC1860QHL
Công suất lạnh	Btu/h	9.000	11.500	17..500
	KCal/h	2.268	2.898	4.410
	W	2.637	3.369	5.128
Công suất sưởi	Btu/h	9.000	11.500	17..500
	KCal/h	2.268	2.898	4.410
	W	2.637	3.369	5.128
Hệ số lạnh E.E.R	Btu/W	9,0	8,5	7,6
Điện áp/Tần số	V/Hz	220 ÷ 240 / 50	220 ÷ 240 / 50	220 ÷ 240 / 50
Công suất tiêu thụ điện (Lạnh/Sưởi)	W	1.000 / 920	1.350 / 1.150	2.300 / 2.160
Dòng điện tiêu thụ	A	4,4 / 4,0	5,7 / 4,8	9,9 / 9,4
Độ ồn (Dàn nóng/dàn lạnh)	dB (A)	49 / 55	52 / 57	55 / 62
Khả năng hút ẩm	Lít/h	1,4	1,7	1,8
Lưu lượng gió (Dàn nóng/dàn lạnh)	m <sup>3</sup> /phút	7,0 / 12,0	8,0 / 15	12,3 / 23
Kích thước (Rộng/Cao/Sâu)	mm	600x380x555	600 x 380 x 555	600 x 428 x 770
Khối lượng	kg	41	43	67

### 5.2.1.2 Máy điều hòa không khí kiểu rời

Để khắc phục nhược điểm của máy điều hoà cửa sổ là không thể lắp đặt cho các phòng nằm sâu trong công trình và sự hạn chế về kiểu mẫu, người ta phát minh ra máy điều hoà kiểu rời, ở đó dàn nóng và dàn lạnh được tách thành 2 khối. Vì vậy máy điều hoà dạng này còn có tên là máy điều hoà kiểu rời hay máy điều hoà 2 mảnh.

Máy điều hòa rời gồm 2 cụm dàn nóng và dàn lạnh được bố trí tách rời nhau . Nối liên kết giữa 02 cụm là các ống đồng dẫn gas và dây điện điều khiển. Máy nén thường đặt ở bên trong cụm dàn nóng, điều khiển làm việc của máy từ dàn lạnh thông qua bộ điều khiển có dây hoặc điều khiển từ xa



Hình 5.2 : Sơ đồ nguyên lý máy điều hòa rời

Máy điều hoà kiểu rời có công suất nhỏ từ 9.000 Btu/h ÷ 60.000 Btu/h, bao gồm chủ yếu các model sau : 9.000, 12.000, 18.000, 24.000, 36.000, 48.000 và 60.000 Btu/h. Tùy theo từng hãng chế tạo máy mà số model mỗi chủng loại có khác nhau.

**\* Phân loại**

- Theo chế độ làm việc người ta phân ra thành hai loại máy 1 chiều và máy 2 chiều .
- Theo đặc điểm của dàn lạnh có thể chia ra : Máy điều hoà gắn tường, đặt nền, áp trần, dẫu trần, cassette, máy điều hoà kiểu vệ tinh.

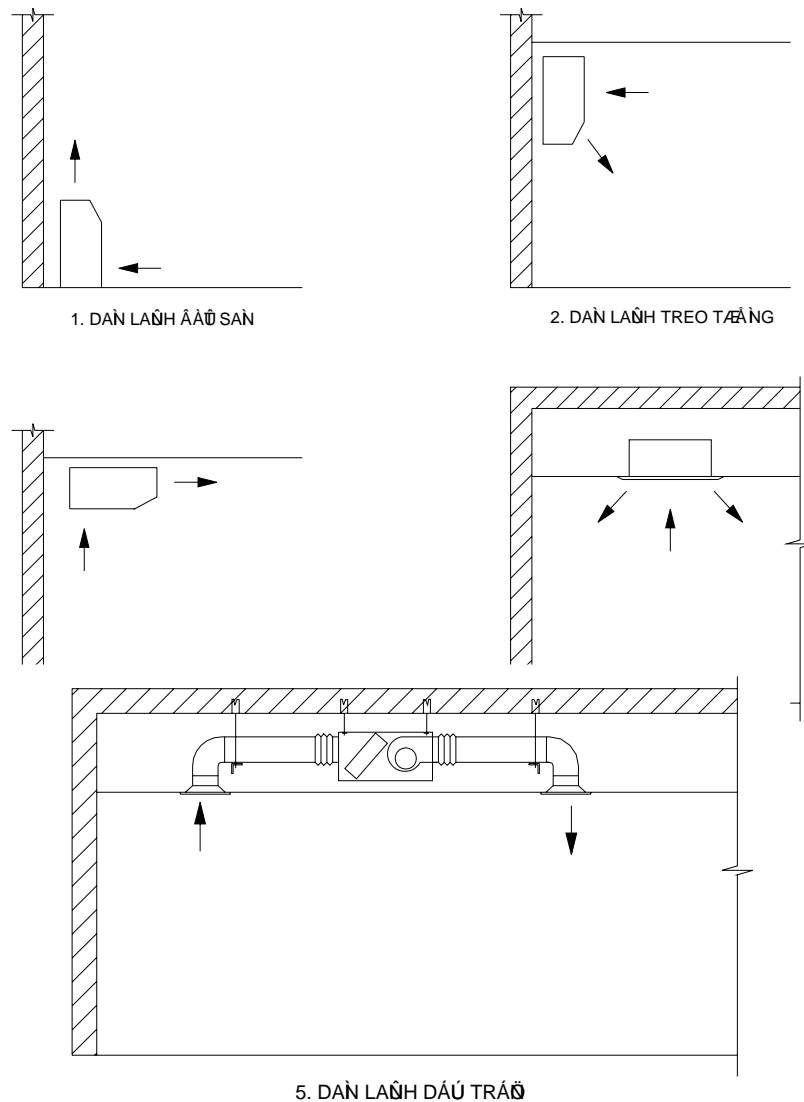
**\* Sơ đồ nguyên lý**

Trên hình 5.2 là sơ đồ nguyên lý của máy điều hoà kiểu rời. Theo sơ đồ này hệ thống có các thiết bị chính sau:

a) *Dàn lạnh* (indoor Unit) được đặt bên trong phòng, là dàn trao đổi nhiệt kiểu ống đồng cánh nhôm. Dàn lạnh có trang bị quạt kiểu ly tâm (lồng sóc). Dàn lạnh có nhiều dạng khác nhau cho phép người sử dụng có thể lựa chọn kiểu phù hợp với kết cấu tòa nhà và không gian lắp đặt, cụ thể như sau:

- Loại đặt sàn (Floor Standing) : Loại đặt nền có cửa thổi gió đặt phía trên, cửa hút đặt bên hông, phía trước. Loại này thích hợp cho không gian hẹp, nhưng trần cao.
- Loại treo tường (Wall mounted) : đây là dạng phổ biến nhất, các dàn lạnh lắp đặt trên tường, có cấu tạo rất đẹp. Máy điều hoà dạng treo tường thích hợp cho phòng cân đối, không khí được thổi ra ở cửa nhỏ phía dưới và hút về ở phía cửa hút nằm ở phía trên.
- Loại áp trần (Ceiling suspended) : Loại áp trần được lắp đặt áp sát laphông. Dàn lạnh áp trần thích hợp cho các công trình có trần thấp và rộng. Gió được thổi ra đi sát trần, gió hồi về phía dưới dàn lạnh
- Loại cassette : Khi lắp đặt loại máy cassette người ta khoét trần và lắp đặt áp lên bề mặt trần. Toàn bộ dàn lạnh nằm sâu trong trần, chỉ có mặt trước của dàn lạnh là nổi trên bề mặt trần. Mặt trước của máy cassette gồm có cửa hút nằm ở giữa, các cửa thổi nằm ở các bên. Tùy theo máy mà có thể có 2, 3 hoặc 4 cửa thổi về các hướng khác nhau. Loại cassette rất thích hợp cho khu vực có trần cao, không gian rộng như các phòng họp, đại sảnh, hội trường ..
- Loại dẫu trần (concealed type) : Dàn lạnh kiểu dẫu trần được lắp đặt hoàn toàn bên trong la phòng. Để dẫn gió xuống phòng và hồi gió trở lại bắt buộc phải có ống cấp, hồi gió và các miệng thổi, miệng hút. Kiểu dẫu trần thích hợp cho các văn phòng, công sở, các khu vực có trần giả.
- Loại vệ tinh (Ceiling mounted built-in): Ngoài các dạng dàn lạnh phổ biến như trên, một số hãng còn chế tạo loại dàn lạnh kiểu vệ tinh. Dàn lạnh kiểu vệ tinh gồm một dàn chính có bố trí miệng hút, dàn chính được nối với các vệ tinh, đó là các hộp có các cửa thổi gió. Các vệ tinh được nối với dàn chính qua ống nối mềm. Mỗi dàn có từ 2 đến 4 vệ tinh đặt ở các vị trí tùy ý.

Dưới đây là cách bố trí và lắp đặt các kiểu dàn lạnh phổ biến.



Hình 5-3 : Các loại dàn lạnh

Dàn lạnh có đường thoát nước ngưng, các ống thoát nước ngưng nối vào dàn lạnh phải có độ dốc nhất định để nước ngưng chảy kiệt và không đọng lại trên đường ống gây đọng sương. Máy điều hoà dạng cassette có bố trí bơm thoát nước ngưng rất tiện lợi. Ống nước ngưng thường sử dụng là ống PVC và có bọc mút cách nhiệt nhằm tránh đọng sương bên ngoài vỏ ống.

b) *Dàn nóng*. Cũng là dàn trao đổi nhiệt kiểu ống đồng cánh nhôm, có quạt kiểu hướng trục. Dàn nóng có cấu tạo cho phép lắp đặt ngoài trời mà không cần che chắn mưa. Tuy nhiên cần tránh nơi có nắng gắt và bức xạ trực tiếp mặt trời, vì như vậy sẽ làm giảm hiệu quả làm việc của máy.

d) *Ống dẫn gas*: Liên kết dàn nóng và lạnh là một cặp ống dịch lỏng và gas. Kích cỡ ống dẫn được ghi rõ trong các tài liệu kỹ thuật của máy hoặc có thể căn cứ vào các đầu nối của máy. Ống dịch nhỏ hơn ống gas. Các ống dẫn khi lắp đặt nên kẹp vào nhau để tăng hiệu quả làm việc của máy. Ngoài cùng bọc ống mút cách nhiệt.

e) *Dây điện điều khiển*: Ngoài 2 ống dẫn gas, giữa dàn nóng và dàn lạnh còn có các dây điện điều khiển. Tùy theo hãng máy mà số lượng dây có khác nhau từ 3÷6 sợi. Kích cỡ dây nằm trong khoảng từ 0,75 ÷ 2,5mm<sup>2</sup>.

f) *Dây điện động lực*: Dây điện động lực (dây điện nguồn) thường được nối với dàn nóng. Tùy theo công suất máy mà điện nguồn là 1 pha hay 3 pha. Thường công suất từ 36.000 Btu/h trở lên sử dụng điện 3 pha. Số dây điện động lực tùy thuộc vào máy 1 pha, 3 pha và hãng máy.

\* Một số lưu ý khi lắp đặt và sử dụng

- Vị trí dàn nóng và lạnh : Khi lắp dàn nóng và lạnh phải chú ý vấn đề hồi dầu. Khi hệ thống làm việc dầu theo ga chảy đến dàn lạnh, hạn chế việc trao đổi nhiệt và làm máy thiếu dầu. Vì thế khi vị trí dàn lạnh thấp hơn dàn nóng cần phải có các bẫy dầu ở đầu ra dàn lạnh, để thực hiện việc hồi dầu. Người thiết kế và lắp đặt cần lưu ý chênh lệch độ cao cho phép giữa dàn nóng và dàn lạnh và độ dài cho phép của đường ống đã nêu trong các tài liệu kỹ thuật . Khi độ cao lớn có thể sử dụng một vài bẫy dầu, nhưng cần lưu ý khi sử dụng quá nhiều bẫy dầu trở lực đường ống lớn sẽ làm giảm năng suất lạnh của máy.

- Vị trí lắp đặt dàn nóng phải thoáng, mát và tránh thổi gió nóng vào người, vào các dàn nóng khác.

- Khi lắp đặt đường ống cần vệ sinh sạch sẽ, hút chân không hoặc đuổi khí không ngưng khỏi đường ống, hạn chế độ dài đường ống càng ngắn càng tốt, tránh đi đường ống khúc khuỷu, nhiều mối nối.

- Sau khi vừa tắt máy không nên chạy lại ngay mà phải đợi ít nhất 3 phút cho dầu đầy và hút máy cân bằng rồi chạy lại. Ở một số máy có rơ le thời gian hay mạch trễ cho phép máy chỉ có thể khởi động sau một khoảng thời gian nào đó kể từ khi bật máy chạy (thường là 3 phút).

- Khi sử dụng nên đặt nhiệt độ trong nhà vừa phải tránh đặt quá thấp vừa không tốt về mặt vệ sinh vừa tốn điện năng.

- Không nên sử dụng dàn nóng máy điều hòa để hong khô, sấy khô các vật khác.

\* *Đặc điểm của máy điều hòa rời*

- *Ưu điểm:*

- So với máy điều hòa cửa sổ, máy điều hòa rời cho phép lắp đặt ở nhiều không gian khác nhau.

- Có nhiều kiểu loại dàn lạnh cho phép người sử dụng có thể chọn loại thích hợp nhất cho công trình cũng như ý thích cá nhân.

- Do chỉ có 2 cụm nên việc lắp đặt tương đối dễ dàng.

- Giá thành rẻ.

- Rất tiện lợi cho các không gian nhỏ hẹp và các hộ gia đình.

- Dễ dàng sử dụng, bảo dưỡng, sửa chữa.

- *Nhược điểm:*

- Công suất hạn chế , tối đa là 60.000 Btu/h.

- Độ dài đường ống và chênh lệch độ cao giữa các dàn bị hạn chế.

- Giải nhiệt bằng gió nên hiệu quả không cao, đặc biệt những ngày trời nóng

- Đối với công trình lớn, sử dụng máy điều hòa rời rất dễ phá vỡ kiến trúc công trình, làm giảm mỹ quan của nó, do các dàn nóng bố trí bên ngoài gây ra. Trong một số trường hợp rất khó bố trí dàn nóng.

Các bảng (5-3) và (5-4) dưới đây trình bày đặc tính kỹ thuật của máy điều hòa 2 mảnh, hãng Trane với dàn lạnh kiểu treo tường và đầu trần là 2 dạng sử dụng phổ biến nhất.

Bảng 5-3 : Đặc tính kỹ thuật máy điều hòa 2 mảnh, treo tường, hãng Trane

Đặc tính	Đơn vị	Model			
Công suất lạnh	Btu/h	9.000	12.000	18.000	24.000
Lưu lượng gió	CFM	300	400	600	800
Mã hiệu dàn lạnh		MCW509G A	MCW512G A	MCW518G A	MCW524G A
Mã hiệu dàn nóng		TTK509MA	TTK512MA	TTK518MA	TTK524MA
Điện nguồn	V/Ph/Hz	220/1/50	220/1/50	220/1/50	220/1/50
Dòng điện					
+ Dàn lạnh	A	0,22	0,22	0,27	0,27
+ Dàn nóng	A	4,2	5,3	7,7	11,6
Dạng máy nén		Rôto	Rôto	Rôto	Rôto

Thời hạn bảo hành máy nén	Năm	5	5	5	5
Rơ le thời gian trễ 3 phút		•	•	•	•
Bộ điều khiển từ xa không dây - Rơ le thời gian 24 giờ - Chế độ làm khô - Điều khiển tốc độ quạt - Chế độ quét gió - Chế độ ngủ		• • • • 3Tốcđộ+Aut o • •	• • • • 3Tốcđộ+Aut o • •	• • • • 3Tốcđộ+Aut o • •	• • • • 3Tốcđộ+Aut o • •
Vị trí lắp đặt		Tường	Tường	Tường	Tường
Kích thước phòng lắp đặt	m <sup>2</sup>	9-15	16-22	24-33	32-44
Thông số dàn lạnh - Chiều cao - Chiều rộng - Chiều sâu - Khối lượng	mm mm mm kg	298 900 190 8,7	298 900 190 8,7	295 1.120 200,5 13	295 1.120 200,5 13
Thông số dàn nóng - Chiều cao - Chiều rộng - Chiều sâu - Khối lượng	mm mm mm kg	590 830 330 36,8	590 830 330 37,5	590 830 330 52	590 830 330 55,5

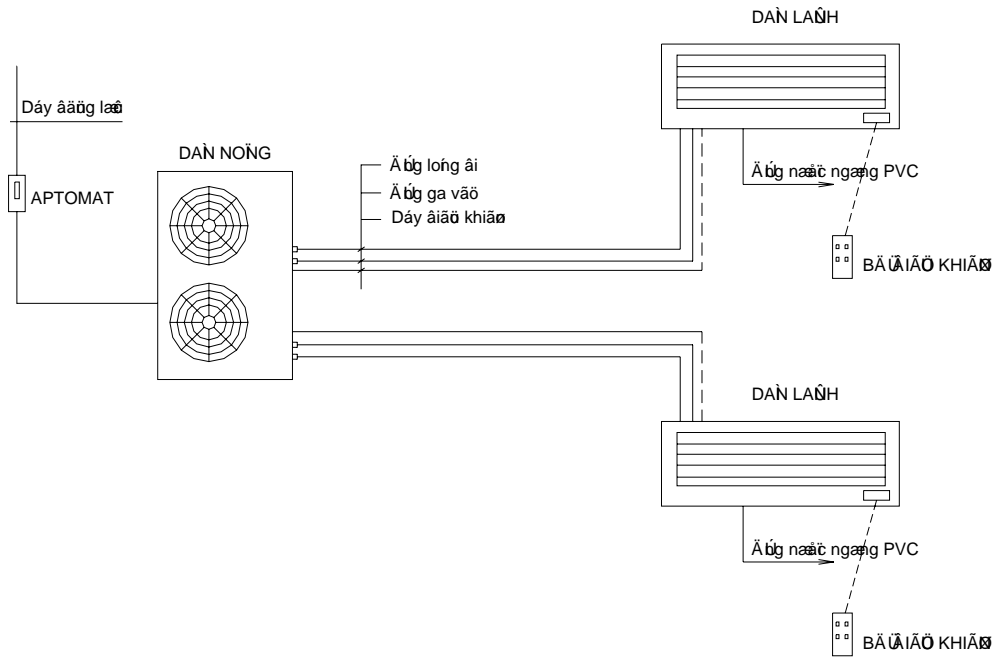
Bảng 5-4 : Đặc tính kỹ thuật máy điều hoà 2 mãnh, dầu trần, hãng Trane

Đặc tính	Đơn vị	Model								
Công suất lạnh	Btu/h	12.000	18.000	24.000	30.000	36.000	36.000	42.000	48.000	60.000
Lưu lượng gió	CFM	300	450	600	750	900	900	1400	1600	2000
Mã hiệu dàn lạnh		MCD512D B	MCD518D B	MCD524D B	MCD530D B	MCD536D B	MCD536D B	MCD048D B	MCD048D B	MCD060D B
Mã hiệu dàn nóng		TTK512LB	TTK518LB	TTK524LB	TTK530K B	TTK536K B	TTK536K D	TTK042K D	TTK048K D	TTK060K D
Điện nguồn	V/Ph/H z	220/1/50	220/1/50	220/1/50	220/1/50	220/1/50	380/3/50	380/3/50	380/3/50	380/3/50
Dòng điện + Dàn lạnh	A	0,4	0,5	0,9	1,1	1,2	1,2	2,6	2,75	3,45
+ Dàn nóng	A	6,4	7,9	11,5	16,7	19,2	7,1	8,75	9,8	11,97
Môi chất lạnh		R22	R22	R22	R22	R22	R22	R22	R22	R22
Dạng máy nén		Kiểu kín	Kiểu kín	Kiểu kín	Kiểu kín	Kiểu kín	Kiểu kín	Kiểu kín	Kiểu kín	Kiểu kín
Vị trí lắp đặt		Dầu trần	Dầu trần	Dầu trần	Dầu trần	Dầu trần	Dầu trần	Dầu trần	Dầu trần	Dầu trần
Thông số dàn lạnh										
- Chiều cao	mm	254	254	254	254	254	254	408	408	408
- Chiều rộng	mm	950	950	950	1.100	1.250	1.250	1.107	1.107	1.250
- Chiều sâu	mm	480	480	520	520	520	520	759	759	759
- Khối lượng	kg	20	22	24	26	29	29	48,5	48,5	54,5
Thông số dàn nóng										
- Chiều cao	mm	590	590	590	795	795	795	795	1.254	1.254
- Chiều rộng	mm	830	830	830	1.018	1.018	1.018	1.018	988	988
- Chiều sâu	mm	330	330	330	360	360	360	360	350	350
- Khối lượng	kg	38	52	56	73	79	79	80	102	111

### 5.2.1.3. Máy điều hòa kiểu ghép (Multi - SPLIT)

Máy điều hòa kiểu ghép về thực chất là máy điều hoà gồm 1 dàn nóng và 2 - 4 dàn lạnh. Mỗi cụm dàn lạnh được gọi là một hệ thống. Thường các hệ thống hoạt động độc lập. Mỗi dàn lạnh hoạt động không phụ thuộc vào các dàn lạnh khác. Các máy điều hoà ghép có thể có các dàn lạnh chủng loại khác nhau.

Máy điều hòa dạng ghép có những đặc điểm và cấu tạo tương tự máy điều hòa kiểu rời. Tuy nhiên do dàn nóng chung nên tiết kiệm diện tích lắp đặt.



Hình 5-4 : Máy điều hoà dạng ghép

Trên hình 5.4 là sơ đồ nguyên lý lắp đặt của một máy điều hoà ghép . Sơ đồ này không khác sơ đồ nguyên lý máy điều hoà rời.

Bố trí bên trong dàn nóng gồm 2 máy nén và sắp xếp như sau:

- Trường hợp có 2 dàn lạnh : 2 máy nén hoạt động độc lập cho 2 dàn lạnh.
- Trường hợp có 3 dàn lạnh : 1 máy nén cho 1 dàn lạnh, 1 máy nén cho 2 dàn lạnh.

Như vậy về cơ bản máy điều hoà ghép có các đặc điểm của máy điều hoà 2 mảnh. Ngoài ra máy điều hoà ghép còn có các ưu điểm khác:

- Tiết kiệm không gian lắp đặt dàn nóng
- Chung điện nguồn, giảm chi phí lắp đặt.

Bảng 5.5 dưới đây giới thiệu đặc tính kỹ thuật của một số máy điều hoà dạng ghép của hãng Trane.



Bảng 5.5 : Đặc tính kỹ thuật máy điều hoà ghép, hãng Trane

Đặc tính	Hệ thống	Đơn vị	MODEL												
Dàn nóng			MTK518DB	MTK521DB	MTK524DB	MTK524EB		MTK530DB	MTK533DB	MTK536DB	MTK536EB		MTK536FB	MTK536GB	
Dàn lạnh	Hệ thống 1		MCW509	MCW509	MCW512	MCX512	MCD512	MCW509	MCW509	MCW518	MCX518	MCD518	MCW512	MCX512	MCD512
	Hệ thống 2		MCW509	MCW512	MCW512	MCX512	MCD512	MCW509	MCW512	MCW518	MCX518	MCD518	MCW512	MCX512	MCD512
	Hệ thống 3							MCW512	MCW512				MCW512	MCX512	MCD512
Công suất lạnh	Hệ thống 1	Btu/h	9.000	9.000	12.000	12.000	12.000	9.000	9.000	18.000	18.000	18.000	12.000	12.000	12.000
	Hệ thống 2		9.000	12.000	12.000	12.000	12.000	9.000	12.000	18.000	18.000	18.000	12.000	12.000	12.000
	Hệ thống 3							12.000	12.000				12.000	12.000	12.000
Điện nguồn		V/ph/Hz	220/1/50	220/1/50	220/1/50	220/1/50	220/1/50	220/1/50	220/1/50	220/1/50	220/1/50	220/1/50	220/1/50	220/1/50	220/1/50
Dòng điện IU	Hệ thống 1/2/3		0,1/0,1	0,1/0,1	0,1/0,1	0,3/0,3	0,4 / 0,4	0,1/0,1/0,1	0,1/0,1/0,1	0,2 / 0,2	0,4 / 0,4	0,5 / 0,5	0,1/0,1/0,1	0,3/0,3/0,3	0,4/0,4/0,4
Dòng điện OU	Hệ thống 1/2/3		4,43/4,43	4,43/5,73	5,73/5,73	5,83/5,83	5,73/5,73	4,5/4,5/5,8	4,5/5,8/5,8	8,05/8,05	8,05/8,05		5,8/5,8/5,8	5,9/5,9/5,9	5,8/5,8/5,8
Kích thước dàn lạnh	Hệ thống 1/2/3	mm	850	850/1000	1000	1085	950	850/1000	850/1000	1100	1085	950	1000	1085	950
		mm	167	167/195	195	243	480	167/195	167/195	210	243	480	195	243	480
		mm	290	290/335	335	627	254	290/335	290/335	355	627	254	335	627	254
Kích thước dàn nóng		mm	952	952	952	952	952	1128	1128	1128	1128	1128	1128	1128	1128
		mm	330	330	330	330	330	360	360	360	360	360	360	360	360
		mm	590	590	590	590	590	795	795	795	795	795	795	795	795
Khối lượng dàn lạnh	Hệ thống 1	kg	9	9	14	33	20	9	9	16	36	22	14	33	20
	Hệ thống 2	kg	9	14	14	33	20	9	14	16	36	22	14	33	20
	Hệ thống 3	kg						14	14				14	33	20
Khối lượng dàn nóng		kg	60,4	61,8	63,2	63,2	63,2	112	113,4	123	123	123	114,8	114,8	114,8

### 5.2.1.4. Máy điều hoà kiểu 2 mảnh thổi tự do

Máy điều hoà rời thổi tự do là máy điều hoà có công suất trung bình. Đây là dạng máy rất hay được lắp đặt ở các nhà hàng và sảnh của các cơ quan.

Công suất của máy từ 36.000 ÷ 100.000 Btu/h

Về nguyên lý lắp đặt cũng giống như máy điều hoà rời gồm dàn nóng, dàn lạnh và hệ thống ống đồng, dây điện nối giữa chúng.

Ưu điểm của máy là gió lạnh được tuần hoàn và thổi trực tiếp vào không gian điều hoà nên tổn thất nhiệt bé, chi phí lắp đặt nhỏ. Mặt khác độ ồn của máy nhỏ nên mặc dù có công suất trung bình nhưng vẫn có thể lắp đặt ngay trong phòng mà không sợ bị ảnh hưởng

*Dàn nóng* : Là dàn trao đổi nhiệt ống đồng cánh nhôm. Quạt dàn nóng là quạt hướng trục có thể thổi ngang hoặc thổi đứng.

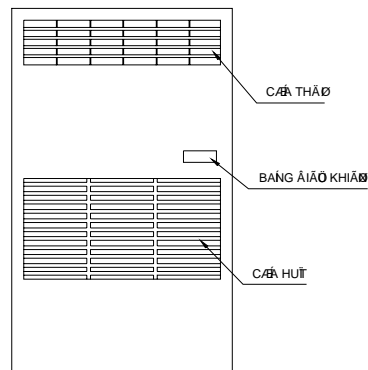
*Dàn lạnh* : Có dạng khối hộp (dạng tủ). Cửa thổi đặt phía trên cao, thổi ngang. Trên miệng thổi có các cánh hướng dòng, các cánh này có thể cho chuyển động qua lại hoặc đứng yên tùy thích. Cửa hút đặt phía dưới cùng một mặt với cửa thổi, trước cửa hút có phin lọc bụi, định kỳ người sử dụng cần vệ sinh phin lọc cẩn thận.

Bộ điều khiển dàn lạnh đặt phía mặt trước của dàn lạnh, ở đó có đầy đủ các chức năng điều khiển cho phép đặt nhiệt độ phòng, tốc độ chuyển động của quạt ..vv

Dưới đây là bảng đặc tính kỹ thuật máy điều hoà rời, thổi tự do của hãng Trane

Bảng 5.6 : Đặc tính kỹ thuật máy điều hoà kiểu rời, thổi tự do, hãng Trane

Model		Công suất	Lưu lượng gió	Điện nguồn	Dòng điện		Kích thước, mm (Rộng x Sâu x Cao)		Khối lượng, kg	
Dàn lạnh	Dàn nóng	Btu/h	CFM	V/Ph/Hz	Dàn lạnh	Dàn nóng	Dàn lạnh	Dàn nóng	Dàn lạnh	Dàn nóng
MCV036AA	TTK536KB	39.000	1.500	220/1/50	1,6	17,9	782x457x1850	1018x360x795	110	90
MCV036AA	TTK536KD	39.000	1.500	380/3/50	1,6	6,6	782x457x1850	1018x360x795	110	90
MCV048AA	TTK536KB	43.100	1.500	220/1/50	1,6	19,9	782x457x1850	1018x360x795	115	90
MCV048AA	TTK536KD	43.100	1.500	380/3/50	1,6	6,7	782x457x1850	1018x360x795	115	90
MCV048AA	TTK048KD	49.200	1.500	380/3/50	1,6	7,7	782x457x1850	988x350x1254	115	109
MCV060AA	TTK048KD	54.100	2.000	380/3/50	1,8	9,3	982x457x1850	988x350x1254	141	109
MCV060AA	TTK060KD	60.700	2.000	380/3/50	1,8	10,1	982x457x1850	988x350x1254	141	109
MCV090AA	TTA075DD	79.800	3.000	380/3/50	2 x 1,6	11,7	1182x457x1850	1046x862x983	170	160
MCV090AA	TTA100DD	97.500	3.000	380/3/50	2 x 1,6	15,4	1182x457x1850	1300x964x1086	170	189



Hình 5-5 : Dàn lạnh máy điều hoà rời thổi tự do

## 5.2.2 Hệ thống kiểu phân tán.

Máy điều hoà kiểu phân tán là máy điều hoà ở đó khâu xử lý không khí phân tán tại nhiều nơi.

Thực tế máy điều hoà kiểu phân tán có 2 dạng phổ biến sau :

Máy điều hoà kiểu VRV (Variable Refrigerant Volume).

Máy điều hoà kiểu làm lạnh bằng nước (Water chiller).

Các hệ thống điều hoà nêu trên có rất nhiều dàn lạnh xử lý không khí, các dàn lạnh bố trí tại các phòng, vì thế chúng là các hệ thống lạnh kiểu phân tán.

### 5.2.2.1 Máy điều hoà không khí VRV

Máy điều hoà VRV ra đời từ những năm 70 trước yêu cầu về tiết kiệm năng lượng và những yêu cầu cấp thiết của các nhà cao tầng.

Cho tới nay vẫn chưa có tên gọi tiếng Việt nào phản ánh đúng bản chất máy điều hoà kiểu VRV. Tuy nhiên trong giới chuyên môn người ta đã chấp nhận gọi là VRV như các nước vẫn sử dụng và hiện nay được mọi người sử dụng rộng rãi.

Máy điều hoà VRV do hãng Daikin của Nhật phát minh đầu tiên. Hiện nay hầu hết các hãng đã sản xuất các máy điều hoà VRV và đặt dưới các tên gọi khác nhau, nhưng về mặt bản chất thì không có gì khác.

Tên gọi VRV xuất phát từ các chữ đầu tiếng Anh : Variable Refrigerant Volume, nghĩa là hệ thống điều hoà có khả năng điều chỉnh lưu lượng môi chất tuần hoàn và qua đó có thể thay đổi công suất theo phụ tải bên ngoài.

Máy điều hoà VRV ra đời nhằm khắc phục nhược điểm của máy điều hoà dạng rời là độ dài đường ống dẫn ga, chênh lệch độ cao giữa dàn nóng, dàn lạnh và công suất lạnh bị hạn chế. Với máy điều hoà VRV cho phép có thể kéo dài khoảng cách giữa dàn nóng và dàn lạnh lên đến 100m và chênh lệch độ cao đạt 50m. Công suất máy điều hoà VRV cũng đạt giá trị công suất trung bình.

*\* Sơ đồ nguyên lý và cấu tạo .*

Trên hình 5-6 là sơ đồ nguyên lý của một hệ thống điều hoà kiểu VRV. Hệ thống bao gồm các thiết bị chính : Dàn nóng, dàn lạnh, hệ thống đường ống dẫn và phụ kiện.

- *Dàn nóng* : dàn nóng là một dàn trao đổi nhiệt lớn ống đồng, cánh nhôm trong có bố trí một quạt hướng trục. Mô tơ máy nén và các thiết bị phụ của hệ thống làm lạnh đặt ở dàn nóng. Máy nén lạnh thường là loại máy ly tâm dạng xoắn.

- *Dàn lạnh* : Dàn lạnh có nhiều chủng loại như các dàn lạnh của các máy điều hoà rời. Một dàn nóng được lắp không cố định với một số dàn lạnh nào đó, miễn là tổng công suất của các dàn lạnh dao động trong khoảng từ 50 ÷ 130% công suất dàn nóng. Nói chung các hệ VRV có số dàn lạnh trong khoảng từ 4 đến 16 dàn. Hiện nay có một số hãng giới thiệu các chủng loại máy mới có số dàn nhiều hơn. Trong một hệ thống có thể có nhiều dàn lạnh kiểu dạng và công suất khác nhau. Các dàn lạnh hoạt động hoàn toàn độc lập thông qua bộ điều khiển. Khi số lượng dàn lạnh trong hệ thống hoạt động giảm thì hệ thống tự động điều chỉnh công suất một cách tương ứng.

- Các dàn lạnh có thể được điều khiển bằng các Remote hoặc các bộ điều khiển theo nhóm thông.

- Nối dàn nóng và dàn lạnh là một hệ thống ống đồng và dây điện điều khiển. Ống đồng trong hệ thống này có kích cỡ lớn hơn máy điều hoà rời. Hệ thống ống đồng được nối với nhau bằng các chi tiết ghép nối chuyên dụng gọi là các REFNET rất tiện lợi.

- Hệ thống có trang bị bộ điều khiển tỷ tích vi (PID) để điều khiển nhiệt độ phòng.

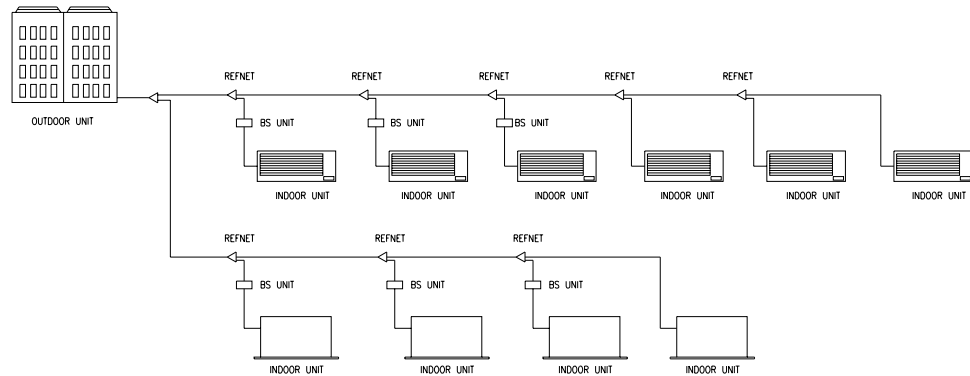
- Hệ có hai nhóm đảo từ và điều tần (Inverter) và hồi nhiệt (Heat recovery). Máy điều hoà VRV kiểu hồi nhiệt có thể làm việc ở 2 chế độ sưởi nóng và làm lạnh.

*\* Đặc điểm chung :*

*Ưu điểm*

- Một dàn nóng cho phép lắp đặt với nhiều dàn lạnh với nhiều công suất, kiểu dáng khác nhau. Tổng năng suất lạnh của các IU cho phép thay đổi trong khoảng lớn 50-130% công suất lạnh của OU

- Thay đổi công suất lạnh của máy dễ dàng nhờ thay đổi lưu lượng môi chất tuần hoàn trong hệ thống thông qua thay đổi tốc độ quay nhờ bộ biến tần.



Hình 5.6 : Sơ đồ nguyên lý máy điều hòa VRV

- Hệ vẫn có thể vận hành khi có một số dàn lạnh hỏng hóc hay đang sửa chữa.
- Phạm vi nhiệt độ làm việc nằm trong giới hạn rộng.
- Chiều dài cho phép lớn (100m) và độ cao chênh lệch giữa OU và IU : 50m, giữa các IU là 15m.
- Nhờ hệ thống ống nối REFNET nên dễ dàng lắp đặt đường ống và tăng độ tin cậy cho hệ thống.
- Hệ thống đường ống nhỏ nên rất thích hợp cho các tòa nhà cao tầng khi không gian lắp đặt bé.

*Nhược điểm :*

- Giải nhiệt bằng gió nên hiệu quả làm việc chưa cao.
- Số lượng dàn lạnh bị hạn chế nên chỉ thích hợp cho các hệ thống công suất vừa. Đối với các hệ thống lớn thường người ta sử dụng hệ thống

Water chiller hoặc điều hòa trung tâm

- Giá thành cao nhất trong các hệ thống điều hoà không khí

Bảng 5.7 : Đặc tính kỹ thuật dàn lạnh máy VRV - hãng Daikin

Đặc tính	MODEL K										
	20	25	32	40	50	63	80	100	125	200	250
Công suất lạnh											
- Kcal/h	2.000	2.500	3.150	4.000	5.000	6.300	8.000	10.00	12.50	20.00	25.00
- Btu/h	7.500	9.600	12.30	15.40	19.10	24.20	30.70	0	0	0	0
- kW	2,2	2,8	0	0	0	0	0	38.20	47.80	76.40	95.50
			3,6	4,5	5,6	7,1	9,0	0	0	0	0
								11,2	14,0	22,4	28,0
Công suất sưởi											
- Kcal/h	2.200	2.800	3.400	4.300	5.400	6.900	8.600	10.80	13.80	21.50	27.00
- Btu/h	8.500	10.90	13.60	17.00	21.50	27.30	34.10	0	0	0	0
- kW	2,5	0	0	0	0	0	0	42.70	54.60	85.30	107.5
		3,2	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	0	0	0	00
								12,5	16,0	25,0	31,5

*Hình 5-7 : Các chế độ điều khiển dàn lạnh và sưởi ấm*

Trên hình 5-7 mô tả các chế độ làm việc có thể có của các hệ thống điều hoà VRV. Theo bảng này ta có các chế độ làm việc của máy điều hoà VRV như sau :

- *Chế độ lạnh* : Tất cả các phòng đều làm lạnh (1)

- *Chế độ hồi nhiệt* (2), (3) và (4) : Một số phòng làm lạnh, một số phòng sưởi ấm.

Đối với máy có chế độ hồi nhiệt ngoài cặp đường ống lỏng đi và ga về còn có thêm đường hồi và hệ thống chọn nhánh .

- *Chế độ sưởi* : Tất cả các phòng đều sưởi ấm.

Trên bảng 5.7 giới thiệu đặc tính kỹ thuật của các máy điều hoà VRV hãng Daikin loại K, kiểu Inverter (Bơm nhiệt và làm lạnh riêng biệt). Ở đây phần chữ biểu thị kiểu loại, phần số biểu thị công suất . Ví dụ loại dàn lạnh có công suất 6300 kCal/h ký hiệu là 63K như FXYC63K, FXYK63K... Ý nghĩa của các chữ cụ thể như sau :

+ FXYC- Là dàn lạnh thổi theo 2 hướng đối diện nhau (Double flow Type). Loại này có các model : FXYC20K/25K/32K/40K/50K/63K/80K/125K

+ FXYF - Là dàn lạnh thổi theo 4 hướng (multi flow type). Loại này có các model sau : FXYF32K/40K/50K/63K/80K/100K/125K

+ Loại thổi theo 1 hướng, dùng lắp đặt ở góc (corner type) : FXYK25K/32K/40K/63K

+ Loại áp trần (ceiling suspended type) : FXYH32K/63K/100K

+ Loại đặt nền (floor standing): FXYL25K/40K/63K

+ Loại dẫu trần (ceiling mounted duct type). Loại này có các model cụ thể như sau : FXYM40K/50K/63K/80K/100K/125K/200K/250K

+ Loại treo tường (wall mounted type) : FXYA25K/32K/40K/50K/63K

+ Loại vệ tinh (Ceiling mounted built-in type). Loại vệ tinh có các model cụ thể sau : FXYS25K/32K/40K/50K/63K/80K/100K/125K

*Bảng 5.8 : Đặc tính kỹ thuật dàn nóng máy VRV - hãng Daikin*

Đặc tính	MODEL					
	RXS5K	RSX8K	RSX10K	RSXY5K	RSXY8K	RSXY10K
Công suất lạnh	12.500	20.000	25.000	12.500	20.000	25.000
- Kcal/h	47.800	76.400	95.500	47.800	76.400	95.500
- Btu/h	14,0	22,4	28,0	14,0	22,4	28,0
- kW						
Công suất sưởi				13.800	21.500	27.000
- Kcal/h				54.600	85.300	107.500
- Btu/h				16,0	25,0	31,5
- kW						

Bảng 5-9 giới thiệu dàn nóng máy điều hoà loại K, kiểu hồi nhiệt (Heat Recovery). Đối với loại hồi nhiệt cần trang bị bộ lựa chọn rẽ nhánh BS (Branch Selector Unit), để lựa chọn chế độ vận hành làm lạnh, sưởi ấm hoặc cả 2, tùy thuộc vào nhiệt độ của phòng. Đối với model loại K có 2 bộ lựa chọn rẽ nhánh là BSV100K và BSV160K.

Bảng 5.9 : Đặc tính kỹ thuật dàn nóng máy VRV, loại hồi nhiệt - hãng Daikin

MODEL	RSEY8K	RSEY10K
Công suất		
- KCal/h	20.000	25.000
- Btu/h	76.400	95.500
- kW	22.4	28.0
Công suất		
- KCal/h	21.500	27.000
- Btu/h	85.300	107.500
- kW	25.0	31.5

### 5.2.2.2. Máy điều hòa không khí làm lạnh bằng nước (WATER CHILLER)

Hệ thống điều hòa không khí kiểu làm lạnh bằng nước là hệ thống trong đó cụm máy lạnh không trực tiếp xử lý không khí mà làm lạnh nước đến khoảng 7°C. Sau đó nước được dẫn theo đường ống có bọc cách nhiệt đến các dàn trao đổi nhiệt gọi là các FCU và AHU để xử lý nhiệt ẩm không khí. Như vậy trong hệ thống này nước sử dụng làm chất tải lạnh.

*\* Sơ đồ nguyên lý*

Trên hình 5-9 là sơ đồ nguyên lý của hệ thống điều hoà làm lạnh bằng nước. Hệ thống gồm các thiết bị chính sau :

- Cụm máy lạnh Chiller
- Tháp giải nhiệt (đối với máy chiller giải nhiệt bằng nước) hoặc dàn nóng (đối với chiller giải nhiệt bằng gió)
- Bom nước giải nhiệt
- Bom nước lạnh tuần hoàn
- Bình giãn nở và cấp nước bổ sung
- Hệ thống xử lý nước
- Các dàn lạnh FCU và AHU

*\* Đặc điểm của các thiết bị chính:*

## 1. Cụm Chiller:

Cụm máy lạnh chiller là thiết bị quan trọng nhất của hệ thống điều hoà kiểu làm lạnh bằng nước. Nó được sử dụng để làm lạnh chất lỏng, trong điều hoà không khí sử dụng để làm lạnh nước tới khoảng  $7^{\circ}\text{C}$ . Ở đây nước đóng vai trò là chất tải lạnh.

Cụm Chiller là một hệ thống lạnh được lắp đặt hoàn chỉnh tại nhà máy chế tạo, với các thiết bị sau:

+ Máy nén: Có rất nhiều dạng, nhưng phổ biến là loại trục vít, máy nén kín, máy nén pittông nửa kín.

+ Thiết bị ngưng tụ: Tùy thuộc vào hình thức giải nhiệt mà thiết bị ngưng tụ là bình ngưng hay dàn ngưng. Khi giải nhiệt bằng nước thì sử dụng bình ngưng, khi giải nhiệt bằng gió sử dụng dàn ngưng. Nếu giải nhiệt bằng nước thì hệ thống có thêm tháp giải nhiệt và bơm nước giải nhiệt. Trên thực tế nước ta, thường hay sử dụng máy giải nhiệt bằng nước vì hiệu quả cao và ổn định hơn.

+ Bình bay hơi: Bình bay hơi thường sử dụng là bình bay hơi ống đồng có cánh. Môi chất lạnh sôi ngoài ống, nước chuyển động trong ống. Bình bay hơi được bọc các nhiệt và duy trì nhiệt độ không được quá dưới  $7^{\circ}\text{C}$  nhằm ngăn ngừa nước đóng băng gây nổ vỡ bình. Công dụng bình bay hơi là làm lạnh nước.

+ Tủ điện điều khiển.

Hình 5-8: Cụm máy chiller máy nén pittông nửa kín Carrier

Trên hình 5-8 là cụm chiller với máy nén kiểu pittông nửa kín của hãng Carrier. Các máy nén kiểu nửa kín được bố trí nằm ở trên cụm bình ngưng - bình bay hơi. Phía mặt trước là tủ điện điều khiển. Toàn bộ được lắp đặt thành 01 cụm hoàn chỉnh trên hệ thống khung đỡ chắc chắn.

Khi lắp đặt cụm chiller cần lưu ý để dành không gian cần thiết để vệ sinh các bình ngưng. Không gian máy thoáng đãng, có thể dễ dàng đi lại xung quanh cụm máy lạnh để thao tác.

Khi lắp cụm chiller ở các phòng tầng trên cần lắp thêm các bộ chống rung.



Máy lạnh chiller điều khiển phụ tải theo bước , trong đó các cụm máy có thời gian làm việc không đều nhau. Vì thế người vận hành cần thường xuyên hoán đổi tuần tự khởi động của các cụm máy cho nhau. để làm việc đó trong các tủ điện điều khiển có trang bị công tắc hoán đổi vị trí các máy. Bảng 5.9 là các thông số kỹ thuật cơ bản của cụm chiller của hãng Carrier loại 30HK. Đây là chủng loại máy điều hoà có công suất trung bình từ 10 đến 160 ton và được sử dụng tương đối rộng rãi tại Việt Nam.

*Hình 5-9 : Sơ đồ nguyên lý hệ thống điều hoà water chiller*

*Bảng 5-10 : Đặc tính kỹ thuật cụm máy chiller Carrier*

Đặc tính	Đơn vị	Model										
		30HKA015	30HKA020	30HKA030	30HKA040	30HKA050	30HKA060	30HKA080	30HKA100	30HKA120	30HKA140	30HKA160
<i>Môi chất</i>	Mã hiệu	R22										
- Lượng môi chất nạp	kg	11	8 x2	15	27	18 x2	21 x 2	26 x 2	24 + 42	24 + 54	40 x 2	45 x 2
<i>Máy nén</i>	Dạng	MÁY NÉN PITTÔNG NỬA KÍN, n=1440 V/PH										
- Mã hiệu	Máy 1	06DF337	06DA724	06E6166	06E7199	06E2166	06E6175	06E6199	06E6199	06E6199	06EF175	06EF199x2
- Số xi lanh của 1 máy	Máy 2		06DA724			06E2166	06E6175	06E6199	06EF175x2	06EF199x2	06EF175	06EF199x2
- Số xi lanh giảm tải	Máy 1	6	6	4	6	4	6	6	6	6	6 x 2	6 x 2
	Máy 2	-	6	-	-	4	6	6	6 x 2	6 x 2	6 x 2	6 x 2
	Máy 1	1	-	1	2	1	1	1	1	1	-	-
	Máy 2	-	-	-	-	1	1	1	-	-	-	-
<i>Mức giảm tải</i>		2	2	2	3	4	4	4	4	4	4	4
- % tải		100-67-0	10-50-0	100-5-0	100-67-33-0	100-75-50-25-0	100-83-67-33-0	100-83-67-33-0	100-70-57-30-0	100-67-56-33-0	100-80-60-30-0	100-75-50-25-0
Lượng dầu nạp cho 1 máy	Lit	4,4	4,4	6,7	9	6,7	9	9	9	9	9	9
Tổng lượng dầu nạp	Lit	4,4	8,8	6,7	9	13,4	18	18	27	27	36	36
<i>Bình bay hơi</i>	Dạng	BÌNH BAY HƠI ỚNG CHỤM										
Đường kính ngoài bình	mm	216,3	216,3	267,4	267,4	267,4	267,4	318,5	355,6	355,6	406,4	406
- Số vòng tuần hoàn	-	1	2	1	1	2	2	2	2	2	2	2
- Thể tích nước	Lit	12,7	20,8	28,6	38	46	51	70	92	107	114	133
- Ống nước vào / ra	in	2 MPT	2-1/2 MPT	2-1/2 MPT	3 MPT	3 MPT	4 MPT	4 MPT	5 F	5 F	6 F	6 F
- Ống nước ngưng	in	3/8 MPT	3/8 MPT	1 FPT	1 FPT	1 FPT	1 FPT	1 FPT	1 FPT	1 FPT	1 FPT	1 FPT
<i>Bình ngưng</i>	Dạng	BÌNH NGƯNG ỚNG CHỤM										
- Đường kính bên ngoài	Bình 1	267,4	267,4	267,4	267,4	216,3	216,3	267,4	267,4	267,4	318,5	355,6
	Bình 2	-	267,4	-	-	216,3	216,3	267,4	318,5	355,6	318,5	355,6
- Ống nước vào / ra	Bình 1	2-1/2 FPT	1-1/2 FPT	2-1/2 FPT	2-1/2 FPT	2 FPT	2 FPT	2-1/2 FPT	2-1/2 FPT	2-1/2 FPT	3 FPT	4 FPT
	Bình 2	-	1-1/2 FPT	-	-	2 FPT	2 FPT	2-1/2 FPT	3 FPT	4 FPT	3 FPT	4 FPT
- Công suất lạnh	kW	44,4	59,7	76,7	112	149	179	223	295	335	411	450
- Công suất nhiệt	kW	56,6	74,7	96,0	144	193	226	288	371	432	520	579
- Công suất điện	kW	12,2	15,0	19,3	32,4	44,1	47,1	64,7	77,1	97,1	110	129

FPT - Nối ren trong

$t_{n1}$  - Nhiệt độ nước lạnh đầu ra,

MPT - Nối ren ngoài

$t_k$  - Nhiệt độ nước ngưng đầu ra

F (Flange) : Nối bích

Bảng 5-11 công suất lạnh của các cụm máy chiller Carrier, 30HKA

Bảng 5-11 Công suất lạnh của chiller 30HK - Carrier (khi  $t''_{nl} = 7^{\circ}C$ )

Mã hiệu	Đại lượng kW	$t''_{gn}, ^{\circ}C$				
		30	35	37	40	45
30HKA015	$Q_o$	47,6	45,4	44,4	43,0	40,7
	$Q_k$	58,5	57,1	56,6	55,7	54,3
	N	10,8	11,8	12,2	12,7	13,6
30HKA020	$Q_o$	65,4	61,3	59,7	57,2	53,1
	$Q_k$	78,7	75,8	74,7	72,9	69,9
	N	13,2	14,5	15,0	15,7	16,8
30HKA030	$Q_o$	82,7	78,5	76,7	74,5	70,1
	$Q_k$	100,2	97,3	96,0	94,5	91,3
	N	17,5	18,8	19,3	20,0	21,2
30HK040	$Q_o$	121	114	112	108	101
	$Q_k$	151	146	144	141	136
	N	29,6	31,6	32,4	33,5	35,2
30HK050	$Q_o$	162	153	149	144	135
	$Q_k$	202	195	193	190	183
	N	39,9	42,9	44,1	45,8	48,5
30HK060	$Q_o$	196	184	179	172	160
	$Q_k$	239	230	226	221	211
	N	42,4	45,8	47,1	48,9	51,7
30HK080	$Q_o$	242	228	223	215	202
	$Q_k$	301	291	288	282	273
	N	59,3	63,2	64,7	66,9	70,4
30HK100	$Q_o$	322	302	295	283	264
	$Q_k$	392	377	371	364	348
	N	69,9	75,1	77,1	79,9	84,3
30HK120	$Q_o$	363	343	335	323	303
	$Q_k$	452	438	432	422	408
	N	88,9	94,8	97,1	100	106
30HK140	$Q_o$	449	422	411	395	368
	$Q_k$	549	530	520	510	488
	N	100	108	110	115	121
30HK160	$Q_o$	488	461	450	434	407
	$Q_k$	606	588	579	567	547
	N	118	126	129	133	140

$t''_{nl}$  - Nhiệt độ nước lạnh ra khỏi chiller,  $^{\circ}C$

$t''_{gn}$  - Nhiệt độ nước giải nhiệt ra khỏi chiller,  $^{\circ}C$

$Q_o$  - Công suất lạnh, kW

$Q_k$  - Công suất giải nhiệt, kW

N - Công suất mô tơ điện, kW

## 2. Dàn lạnh FCU

FCU ( Fan coil Unit) là dàn trao đổi nhiệt ống đồng cánh nhôm và quạt gió . Nước chuyển động trong ống, không khí chuyển động ngang qua cụm ống trao đổi nhiệt, ở đó không khí được trao đổi nhiệt ẩm, sau đó thổi trực tiếp hoặc qua một hệ thống kênh gió vào phòng. Quạt FCU là quạt lồng sóc dẫn động trực tiếp.

Hình 5-10 : Cấu tạo và lắp đặt FCU

Trên bảng 5-12 trình bày đặc tính kỹ thuật cơ bản của các FCU hãng Carrier với 3 mã hiệu 42CLA, 42VLA và 42VMA.

Bảng 5-12 : Đặc tính kỹ thuật FCU hãng Carrier

Đặc tính	Đơn vị	Mã hiệu						
		002	003	004	006	008	010	012
Lưu lượng gió								
- Tốc độ cao	m <sup>3</sup> /h	449	513	520	827	1066	1274	1534
- Tốc độ TB	m <sup>3</sup> /h	380	440	457	744	945	1153	1482
- Tốc độ thấp	m <sup>3</sup> /h	317	337	387	599	783	950	1223
Quạt	Dạng	Quạt ly tâm lồng sóc						
Số lượng quạt	Cái	1	1	1	2	2	3	3
Kích thước quạt	mm	Φ144 x 165,5L						
Vật liệu		Thép tráng kẽm						
Điện nguồn quạt		220V / 1Ph / 50Hz						
Số lượng quạt		1	1	1	1	1	2	2
Công suất quạt	W	32	38	49	63	94	100	135
- Ống nước vào / ra		3/4"						
- Ống nước ngưng	42CLA 42VLA/VM A	Đường kính trong của ống 26mm Ống mềm đường kính ngoài 20mm						
- Cụm trao đổi nhiệt		Ống đồng, cánh nhôm gợn sóng						
- Số dây	Dây	2	3	3	3	3	3	3
- Mật độ cánh	Số cánh /1 in	12	12	12	12	12	12	12
- Diện tích bề mặt	m <sup>2</sup>	0,10 0	0,10 0	0,10 0	0,15 0	0,19 2	0,22 6	0,262
- Áp suất làm việc	inch	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"
- Ứng dụng	kG/cm2	10 kG/cm <sup>2</sup>						
- Khối lượng								
+ 42 CLA	kg	26	27	27	34	38	47	52
+ 42 VLA	kg	24	25	25	31	35	43	48
+ 42 CMA	kg	18	19	19	24	27	33	38
- Công suất lạnh								
+ Nhiệt hiện	W	1848	1931	2355	3415	4844	5267	6262
+ Nhiệt toàn phần	W	2303	3322	4000	5527	7641	8605	10062

t<sub>nl</sub> - Nhiệt độ nước lạnh vào FCU

t<sub>kk</sub> - Nhiệt độ không khí vào

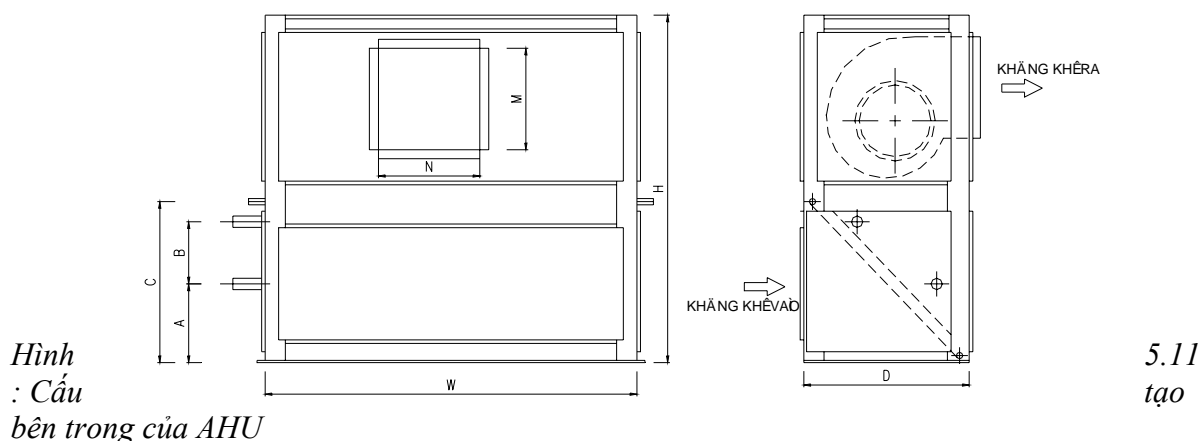
\* Các loại FCU : CLA : Loại đầu trần, VLA, VMA đặt nền,

### 3. Dàn lạnh AHU

AHU được viết tắt từ chữ tiếng Anh Air Handling Unit. Tương tự FCU, AHU thực chất là dàn trao đổi nhiệt. Nước lạnh chuyển động bên trong cụm ống trao đổi nhiệt, không khí chuyển động ngang qua bên ngoài, làm lạnh và được quạt thổi theo hệ thống kênh gió tới các phòng. Quạt AHU thường là quạt ly tâm dẫn động bằng đai.

AHU có 2 dạng : Loại đặt nằm ngang và đặt thẳng đứng. Tùy thuộc vào vị trí lắp đặt mà ta có thể chọn loại thích hợp. Khi đặt nền, chọn loại đặt đứng, khi gá lắp lên trần, chọn loại nằm ngang.

Trên hình 5-11 là hình dạng bên ngoài của AHU kiểu đặt đứng.



Bảng 5-13 : Đặc tính kỹ thuật AHU hãng Carrier, mã hiệu 39F

Mã hiệu	L <sub>k</sub> (L/s) ở ω=2,5m/s)	Diện tích, m <sup>2</sup>	Công suất lạnh, W					
			4	4	6	6	8	8
- Số dây ống (Dây)			4	4	6	6	8	8
- Mật độ cánh (Cánh/mét)			315	551	315	551	315	551
220	473	0,19	6.588	8.702	9.758	12.073	12.047	14.341
230	823	0,33	13.800	18.044	19.098	23.625	22.824	26.890
330	1410	0,56	23.512	24.249	27.874	34.566	34.916	41.566
340	1953	0,78	29.128	38.293	42.027	52.284	51.464	61.193
350	2600	1,04	42.456	56.053	59.539	73.948	71.556	84.259
360	3143	1,26	53.770	70.905	74.234	92.076	88.313	104.071
440	2765	1,11	41.239	59.601	59.698	72.876	54.233	86.518
450	3683	1,47	60.162	79.330	84.162	104.524	101.300	119.421
460	4453	1,78	76.328	100.699	105.073	130.179	125.123	147.283
470	5303	2,12	94.283	124.722	128.446	158.681	151.733	164.689
550	4768	1,91	77.959	102.920	109.247	155.039	135.642	131.300
560	5763	2,31	98.631	130.487	136.284	168.642	162.101	190.769
570	6860	2,74	122.095	160.943	166.119	205.411	196.241	213.124
580	7963	3,19	145.838	192.676	196.291	230.232	213.416	252.739
660	7073	2,83	120.637	160.047	167.213	206.937	198.918	234.276
670	8423	3,37	149.926	198.105	204.033	252.212	220.928	261.995
680	9770	3,91	179.197	236.538	243.867	282.643	262.301	310.108
770	9983	3,99	177.754	234.804	241.933	298.962	278.773	325.614

780	11580	4,63	212.591	280.447	285.719	334.734	310.451	367.877
7100	14783	5,91	282.693	352.127	357.698	425.868	409.784	470.547

#### 4. Bơm nước lạnh và bơm nước giải nhiệt

Bơm nước lạnh và nước giải nhiệt được lựa chọn dựa vào công suất và cột áp

- Lưu lượng bơm nước giải nhiệt :

$$G_k = \frac{Q_k}{\Delta t_{gn} \cdot C_{pn}}, \text{kg} / \text{s}$$

$Q_k$  - Công suất nhiệt của chiller, tra theo bảng đặc tính kỹ thuật của chiller, kW

$\Delta t_{gn}$  - Độ chênh nhiệt độ nước giải nhiệt đầu ra và đầu vào,  $\Delta t = 5^\circ\text{C}$

$C_{pn}$  - Nhiệt dung riêng của nước,  $C_{pn} = 4,186 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$

- Lưu lượng bơm nước lạnh

$$G_k = \frac{Q_0}{\Delta t_{nl} \cdot C_{pn}}, \text{kg} / \text{s}$$

$Q_0$  - Công suất lạnh của chiller, tra theo bảng đặc tính kỹ thuật của chiller, kW

$\Delta t_{nl}$  - Độ chênh nhiệt độ nước lạnh đầu ra và đầu vào,  $\Delta t = 5^\circ\text{C}$

$C_{pn}$  - Nhiệt dung riêng của nước,  $C_{pn} = 4,186 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$

Cột áp của bơm được chọn tùy thuộc vào mạng đường ống cụ thể, trong đó cột áp tĩnh của đường ống có vai trò quan trọng.

#### 5. Các hệ thống thiết bị khác

- Bình giãn nở và cấp nước bổ sung : Có công dụng bù giãn nở khi nhiệt độ nước thay đổi và bổ sung thêm nước khi cần. Nước bổ sung phải được qua xử lý cơ khí cẩn thận.

- Hệ thống đường ống nước lạnh sử dụng để tải nước lạnh từ bình bay hơi tới các FCU và AHU. Đường ống nước lạnh là ống thép có bọc cách nhiệt. Vật liệu cách nhiệt là mút, styrofor hoặc polyurethan.

- Hệ thống đường ống giải nhiệt là thép tráng kẽm.

- Hệ thống xử lý nước

#### 6. Đặc điểm hệ thống điều hoà làm lạnh bằng nước.

Ưu điểm:

- Công suất dao động lớn : Từ 5Ton lên đến hàng ngàn Ton

- Hệ thống ống nước lạnh gọn nhẹ, cho phép lắp đặt trong các tòa nhà cao tầng, công sở nơi không gian lắp đặt ống nhỏ.

- Hệ thống hoạt động ổn định, bền và tuổi thọ cao.

- Hệ thống có nhiều cấp giảm tải, cho phép điều chỉnh công suất theo phụ tải bên ngoài và do đó tiết kiệm điện năng khi non tải : Một máy thường có từ 3 đến 5 cấp giảm tải. Đối với hệ thống lớn người ta sử dụng nhiều cụm máy nên tổng số cấp giảm tải lớn hơn nhiều.

- Thích hợp với các công trình lớn hoặc rất lớn.

Nhược điểm:

- Phải có phòng máy riêng.

- Phải có người chuyên trách phục vụ.

- Vận hành, sửa chữa và bảo dưỡng tương đối phức tạp.

- Tiêu thụ điện năng cho một đơn vị công suất lạnh cao, đặc biệt khi tải non.

### 5.2.3 Hệ thống kiểu trung tâm.

Hệ thống điều hòa trung tâm là hệ thống mà ở đó xử lý nhiệt ẩm được tiến hành ở một trung tâm và được dẫn theo các kênh gió đến các hộ tiêu thụ

Trên thực tế máy điều hòa dạng tủ là máy điều hòa kiểu trung tâm. Ở trong hệ thống này không khí sẽ được xử lý nhiệt ẩm trong một máy lạnh lớn, sau đó được dẫn theo hệ thống kênh dẫn đến các hộ tiêu thụ.

Có 2 loại :

- Giải nhiệt bằng nước : Toàn bộ hệ thống lạnh được lắp đặt kín trong một tủ, nổi ra ngoài chỉ là các đường ống nước giải nhiệt.

- Giải nhiệt bằng không khí : gồm 2 mảnh IU và OU rời nhau

\* *Sơ đồ nguyên lý :*

Trên hình 5-12 là sơ đồ nguyên lý hệ thống máy điều hoà dạng tủ, giải nhiệt bằng nước.

Theo sơ đồ , hệ thống gồm có các thiết bị sau :

- *Cụm máy lạnh :*

Toàn bộ cụm máy được lắp đặt trong một tủ kín giống như tủ áo quần.

+ Máy nén kiểu kín.

+ Dàn lạnh cùng kiểu ống đồng cánh nhôm có quạt ly tâm.

+ Thiết bị ngưng tụ kiểu ống lồng ống nên rất gọn nhẹ.

- Hệ thống kênh dẫn gió, kênh hút, miệng thổi và miệng hút gió : kênh gió bằng tole tráng kẽm có bọc cách nhiệt bông thủy tinh. Miệng thổi cần đảm bảo phân phối không khí trong gian máy đồng đều.

Có trường hợp người ta lắp đặt cụm máy lạnh ngay trong phòng làm việc và thổi gió trực tiếp vào phòng không cần phải qua kênh gió và các miệng thổi. Thường được đặt ở một góc phòng nào đó

- Tùy theo hệ thống giải nhiệt bằng gió hay bằng nước mà IU được nối với tháp giải nhiệt hay dàn nóng. Việc giải nhiệt bằng nước thường hiệu quả và ổn định cao hơn. Đối với máy giải nhiệt bằng nước cụm máy có đầy đủ dàn nóng, dàn lạnh và máy nén, nổi ra bên ngoài chỉ là đường ống nước giải nhiệt .

*Ưu điểm :*

- Lắp đặt và vận hành tương đối dễ dàng

- Khử ẩm và khử bụi tốt , nên đối với khu vực đòi hỏi độ ồn thấp thường sử dụng kiểu máy dạng tủ.

- Nhờ có lưu lượng gió lớn nên rất phù hợp với các khu vực tập trung đông người như : Rạp chiếu bóng, rạp hát , hội trường, phòng họp, nhà hàng, vũ trường, phòng ăn.

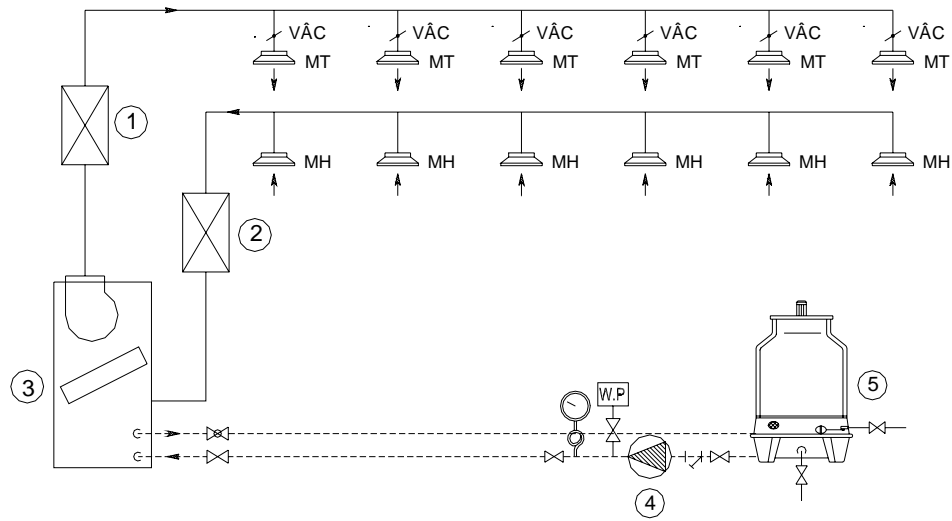
- Giá thành nói chung không cao.

*Nhược điểm:*

- Hệ thống kênh gió quá lớn nên chỉ có thể sử dụng trong các tòa nhà có không gian lắp đặt lớn.

- Đối với hệ thống điều hòa trung tâm do xử lý nhiệt ẩm tại một nơi duy nhất nên chỉ thích hợp cho các phòng lớn, đông người. Đối với các tòa nhà làm việc, khách sạn, công sở .. là các đối tượng có nhiều phòng nhỏ với các chế độ hoạt động khác nhau, không gian lắp đặt bé, tính đồng thời làm việc không cao thì hệ thống này không thích hợp.

- Hệ thống điều hoà trung tâm đòi hỏi thường xuyên hoạt động 100% tải. Trong trường hợp nhiều phòng sẽ xảy ra trường hợp một số phòng đóng cửa làm việc vẫn được làm lạnh.



Hình 5-12 : Sơ đồ nguyên lý hệ thống điều hoà dạng tủ

- 1- Hộp tiêu âm đường đẩy
- 2- Hộp tiêu âm đường hút
- 3- Cụm máy điều hoà
- 4- Bơm nước giải nhiệt

- 5- Tháp giải nhiệt
- MT - Miệng thổi gió
- MH - Miệng hút gió
- VĐC - Van điều chỉnh cấp gió





Bảng 5 -14 : Đặc tính máy điều hoà dạng tủ 50BP - Carrier

Đặc tính	Đơn vị	Mã hiệu máy								
		080	100	160	200	260	340	450	680	900
Công suất lạnh	kW	23,2	29,7	45,8	58,8	75,3	96,6	130,1	199,7	264,3
	Btu/h	79.160	101.340	156.270	200.625	256.925	336.420	443.900	681.000	902.000
Dòng điện mô tơ	A	12,2	16,5	2 x 12,2	2 x 18,5	32	42	67	2 x 42	2 x 67
Dòng điện mô tơ quạt	A	6,7	7,3	4,75	7,7	7,7	10,9	14,4	20,7	28,1
Tải trọng động	kg	240	290	552	634	720	790	950	2050	2550
Môi chất	Ký hiệu	R22								
Lượng môi chất nạp	Mạch 1	4,7	5,0	4,7	5,0	10,0	15,0	17,0	15,0	17,0
	mạch 2	-	-	4,7	5,0	-	-	-	15,0	17,0
Nguồn điện	V/Ph/Hz	380/1/50								
Máy nén + Dạng + Số máy nén + Số mức giảm tải + % công suất		Máy nén pittông, kín				Máy nén pittông, nửa kín				
		1	1	2	2	1	1	1	2	2
		1	1	2	2	2	2	2	2	2
		0/100	0 / 100	0/50/100	0/50/100	0/66/100	0/66/100	0/66/100	0/50/100	0/50/100
Bình ngưng	Dạng	BÌNH NGƯNG ÔNG CHỤM								
Số lượng		1	1	2	2	1	1	1	2	2
Quạt dàn lạnh	Dạng	Ly tâm								
Dẫn động Đường kính puli Lưu lượng gió max Lưu lượng gió min		Trực tiếp			Bằng đai					
	mm	-	-	125	132	160	200	200	300	280
	L/s	1288	1675	2750	3600	4150	5000	5750	10000	11000
	L/s	650	940	1600	2200	3000	3500	4500	5000	8000
Mô tơ quạt	Dạng	Mô tơ 3 tốc độ			Mô tơ 1 tốc độ					
Tốc độ quạt	Vòng/phút	-	-	870	1000	860	860	1100	870	830



# CHƯƠNG 6

## THIẾT KẾ HỆ THỐNG VẬN CHUYỂN VÀ PHÂN PHỐI KHÔNG KHÍ

Hệ thống phân phối và vận chuyển không khí bao gồm các phần như sau:

- Hệ thống đường ống gió
- Hệ thống các miệng thổi và hút
- Quạt gió.

### 6.1 THIẾT KẾ HỆ THỐNG KÊNH GIÓ

Trong hệ thống điều hoà không khí hệ thống kênh gió có chức năng dẫn và phân gió tới các nơi khác nhau tùy theo yêu cầu.

Nhiệm vụ của người thiết kế hệ thống kênh gió là phải đảm bảo các yêu cầu cơ bản sau :

- Ít gây ồn .
- Tổn thất nhiệt nhỏ.
- Trở lực đường ống bé.
- Đường ống gọn, đẹp và không làm ảnh hưởng mỹ quan công trình.
- Chi phí đầu tư và vận hành thấp.
- Tiện lợi cho người sử dụng.
- Phân phối gió cho các hộ tiêu thụ đều.

#### 6.1.1 Hệ thống kênh gió

##### 6.1.1.1 Phân loại

Đường ống gió được chia làm nhiều loại dựa trên các cơ sở khác nhau :

\* Theo chức năng :

Theo chức năng người ta chia hệ thống kênh gió ra làm các loại chủ yếu sau :

- Kênh cấp gió (Supply Air Duct - SAD)
- Kênh hồi gió (Return Air Duct - RAD)
- Kênh cấp gió tươi (Fresh Air Duct)
- Kênh thông gió (Ventilation Air Duct)
- Ống thải gió (Exhaust Air Duct)

\* Theo tốc độ gió :

Theo tốc độ người ta chia ra loại tốc độ cao và thấp, cụ thể như sau :

Bảng 6-1

Loại kênh gió	Hệ thống điều hòa dân dụng		Hệ thống điều hòa công nghiệp	
	Cấp gió	Hồi gió	Cấp gió	Hồi gió
- Tốc độ thấp	< 12,7 m/s	< 10,2 m/s	< 12,7 m/s	< 12,7 m/s
- Tốc độ cao	≥ 12,7 m/s	-	12,7 - 25,4m/s	

\* Theo áp suất

Theo áp suất người ta chia ra làm 3 loại : Áp suất thấp, trung bình và cao như sau :

- Áp suất thấp : 95 mmH<sub>2</sub>O
- Áp suất trung bình : 95 ÷ 172 mmH<sub>2</sub>O
- Áp suất cao : 172 ÷ 310 mmH<sub>2</sub>O

\* Theo kết cấu và vị trí lắp đặt :

- Kênh gió treo
- Kênh gió ngầm

### 6.1.1.2 Hệ thống kênh gió ngầm

- Kênh thường được xây dựng bằng gạch hoặc bê tông và đi ngầm dưới đất. Kênh gió ngầm thường kết hợp dẫn gió và lắp đặt các hệ thống đường nước, điện, điện thoại đi kèm nên gọn gàng và tiết kiệm chi phí nói chung.

- Kênh gió ngầm được sử dụng khi không gian lắp đặt không có hoặc việc lắp đặt các hệ thống kênh gió treo không thuận lợi, chi phí cao và tuần hoàn gió trong phòng không tốt.

- Kênh gió ngầm thường sử dụng làm kênh gió hồi, rất ít khi sử dụng làm kênh gió cấp do sợ ảnh hưởng chất lượng gió sau khi đã xử lý do ẩm mốc trong kênh, đặc biệt là kênh gió cũ đã hoạt động lâu ngày. Khi xây dựng cần phải xử lý chống thấm kênh gió thật tốt.

- Kênh thường có tiết diện chữ nhật và được xây dựng sẵn khi xây dựng công trình.

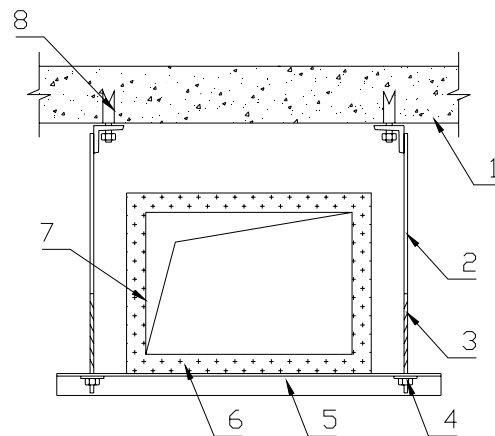
- Hệ thống kênh gió ngầm thường được sử dụng trong các nhà máy dệt, rạp chiếu bóng. Các kênh gió ngầm này có khả năng thu gom các sợi bông tạo điều kiện khử bụi trong xưởng tốt. Vì vậy trong các nhà máy dệt, nhà máy chế biến gỗ để thu gom bụi người ta thường hay sử dụng hệ thống kênh gió kiểu ngầm.

### 6.1.1.3 Hệ thống ống kiểu treo.

Hệ thống kênh treo là hệ thống kênh được treo trên các giá đỡ đặt ở trên cao. Do đó yêu cầu đối với kênh gió treo là :

- Kết cấu gọn, nhẹ
- Bền và chắc chắn
- Dẫn gió hiệu quả, thi công nhanh chóng.

Vì vậy kênh gió treo được sử dụng rất phổ biến trên thực tế (hình 6.1).



- |                              |                     |
|------------------------------|---------------------|
| 5- Thanh sắt đỡ              | 1- Trần bê tông     |
| 6- Bông thủy tinh cách nhiệt | 2- Thanh treo       |
| 7- Ống gió                   | 3- Đoạn ren         |
|                              | 4- Bu lông + đai ốc |
|                              | 8-                  |

Vít nở

### Hình 6.1 : Hệ thống kênh gió treo

\* *Vật liệu sử dụng* : Tole tráng kẽm, inox, nhựa tổng hợp, foam định hình.

Trên thực tế sử dụng phổ biến nhất là tôn tráng kẽm có bề dày trong khoảng từ 0,5 ÷ 1,2mm theo tiêu chuẩn qui định phụ thuộc vào kích thước đường ống. Trong một số trường hợp do môi trường có độ ăn mòn cao có thể sử dụng chất dẻo hay inox. Hiện nay người ta có sử dụng foam để làm đường ống : ưu điểm nhẹ , nhưng gia công và chế tạo khó, do đặc điểm kích thước không tiêu chuẩn của đường ống trên thực tế.

Khi chế tạo và lắp đặt đường gió treo cần tuân thủ các qui định về chế tạo và lắp đặt. Hiện nay ở Việt nam vẫn chưa có các qui định cụ thể về thiết kế chế tạo đường ống. Tuy nhiên chúng ta có thể tham khảo các qui định đó ở các tài liệu nước ngoài như DW142, SMACNA. Bảng 6.2 trình bày một số qui cách về chế tạo và lắp đặt đường ống gió.

Bảng 6.2 : Các qui định về gia công và lắp đặt ống gió

Cạnh lớn của ống gió, mm	Thanh sắt treo, mm	Thanh đỡ, mm	Độ dày tôn, mm		Khẩu độ giá đỡ, mm
			Áp suất thấp, trung bình	Áp suất cao	
400	F6	25x25x3	0,6	0,8	3000
600	F8	25x25x3	0,8	0,8	3000
800	F8	30x30x3	0,8	0,8	3000
1000	F8	30x30x3	0,8	0,8	2500
1250	F10	40x40x5	1,0	1,0	2500
1600	F10	40x40x5	1,0	1,0	2500
2000	F10	40x40x5	1,0	1,2	2500
2500	F12	40x40x5	1,0	1,2	2500
3000	F12	40x40x5	1,2	-	2500

\* *Hình dạng tiết diện* :

Hình dáng kênh gió rất đa dạng : Chữ nhật, tròn, vuông, . .vv. Tuy nhiên, kênh gió có tiết diện hình chữ nhật được sử dụng phổ biến hơn cả vì nó phù hợp với kết cấu nhà, dễ treo đỡ, chế tạo, bọc cách nhiệt và đặc biệt các chi tiết cút, xuyết, chạc 3, chạc 4 . .vv dễ chế tạo hơn các kiểu tiết diện khác.

\* *Cách nhiệt*: Để tránh tổn thất nhiệt, đường ống thường bọc một lớp cách nhiệt bằng bông thủy tinh, hay stiropor, bên ngoài bọc lớp giấy bạc chống cháy và phản xạ nhiệt. Để tránh chuột làm hỏng người ta có thể bọc thêm lớp lưới sắt mỏng.

- Khi đường ống đi ngoài trời người ta bọc thêm lớp tôn ngoài cùng để bảo vệ mưa nắng

- Đường ống đi trong không gian điều hòa có thể không cần bọc cách nhiệt. Tuy nhiên cần lưu ý khi hệ thống mới hoạt động, nhiệt độ trong phòng còn cao thì có khả năng đọng sương trên bề mặt ống.

\* *Ghép nối ống*:

- Để tiện cho việc lắp ráp, chế tạo, vận chuyển đường ống được gia công từng đoạn ngắn theo kích cỡ của các tấm tôn. Việc lắp ráp thực hiện bằng bích hoặc bằng các nẹp tôn. Bích có thể là nhôm đúc, sắt V hoặc bích tôn.

\* *Treo đỡ*:

- Việc treo đường ống tùy thuộc vào kết cấu công trình cụ thể : Treo tường, trần nhà, xà nhà .

- Khi nối kênh gió với thiết bị chuyển động như quạt, động cơ thì cần phải nối qua ống nối mềm để khử chấn động theo kênh gió.

- Khi kích thước ống lớn cần làm gân gia cường trên bề mặt ống gió.

- Đường ống sau khi gia công và lắp ráp xong cần làm kín bằng silicon.

## 6.1.2 Thiết kế hệ thống kênh gió

### 6.1.2.1 Các cơ sở lý thuyết

#### 1) Quan hệ giữa lưu lượng và tốc độ gió ra miệng thổi.

Nhiệm vụ của người thiết kế hệ thống kênh gió là phải đảm bảo phân bố lưu lượng gió cho các miệng thổi đều nhau. Giả sử tất cả các miệng thổi có kích cỡ giống nhau, để lưu lượng gió ra các miệng thổi bằng nhau ta chỉ cần không chế tốc độ gió trung bình ở các miệng thổi bằng nhau là được.

Lưu lượng gió chuyển động qua các miệng thổi được xác định theo công thức:

$$g_x = f_x \cdot v_x, \text{ m}^3/\text{s} \quad (6-1)$$

$g_x$  - Lưu lượng gió ra một miệng thổi,  $\text{m}^3/\text{s}$

$f_x$  - Tiết diện thoát gió của miệng thổi,  $\text{m}^2$ .

$v_x$  - Tốc độ trung bình của gió ra miệng thổi,  $\text{m/s}$

#### 2) Quan hệ giữa cột áp tĩnh trên đường và vận tốc không khí ra các miệng thổi.

Tốc độ trung bình  $v_x$  ở đầu ra miệng thổi được tính theo công thức :

$$v_x = g_x / f_x, \text{ m/s} \quad (6-2)$$

Thực ra do bị nén ép khi ra khỏi miệng thổi nên tiết diện bị giảm và nhỏ hơn tiết diện thoát gió thực.

Theo định luật Bernoulli áp suất thừa của dòng không khí (còn gọi là áp suất tĩnh  $H_t$ ) đã chuyển thành cột áp động của dòng không khí chuyển động ra miệng thổi :

$$p_x - p_0 = \rho \cdot (\beta' \cdot v_x)^2 / 2 = H_t, \text{ Pa}$$

$p_x$ , là áp suất tuyệt đối của dòng không khí trong ống dẫn trước miệng thổi,  $\text{N/m}^2$

$p_0$  là áp suất không khí môi trường nơi gió thổi vào,  $\text{N/m}^2$

$\beta'$  Hệ số thu hẹp dòng phụ thuộc điều kiện thổi ra của dòng không khí

$H_t$  - Cột áp tĩnh tại tiết diện nơi đặt miệng thổi,  $\text{N/m}^2$

Từ đó rút ra :

$$v_x = \beta' \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot H_t}{\rho}}, \text{ m/s} \quad (6-3)$$

Theo (6-1) và (6-3) có thể nhận thấy để đảm bảo phân bố gió cho các miệng thổi đều nhau người thiết kế phải đảm bảo áp suất tĩnh dọc theo đường ống không đổi là được.

Vì vậy thay vì khảo sát tốc độ ra miệng thổi  $v_x$  (hay  $g_x$  vì tiết diện của các miệng thổi đều nhau) ta khảo sát phân bố cột áp tĩnh  $H_t$  dọc theo đường ống để xem xét với điều kiện nào phân bố cột áp tĩnh sẽ đồng đều trên toàn tuyến ống.

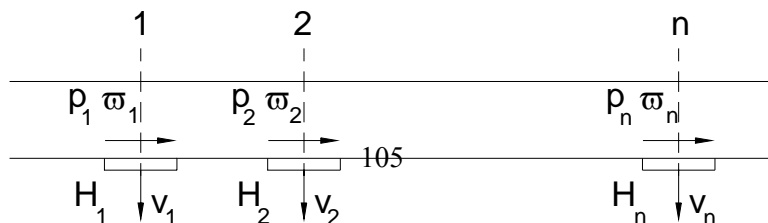
#### 3) Sự phân bố cột áp tĩnh dọc đường ống dẫn gió.

Xét một đường ống gió, tốc độ gió trung bình và cột áp tĩnh của dòng không khí tại tiết diện có miệng thổi đầu tiên là  $\omega_1$  và  $H_1$ , của miệng thổi thứ 2 là  $\omega_2$  và  $H_2$  ... và của miệng thổi thứ n là  $\omega_n$  và  $H_n$  (hình 6-2).

Trở kháng thủy lực tổng của đường ống là  $\Sigma \Delta p$

Theo định luật Bernoulli ta có :

$$H_1 + \rho \omega_1^2 / 2 = H_n + \rho \omega_n^2 / 2 + \Sigma \Delta p \quad (6-4)$$



Hình 6.2 : Phân bố cột áp tĩnh dọc theo kênh gió

Hay:

$$H_n = H_1 + \rho(\omega_1^2 - \omega_n^2)/2 - \Sigma\Delta p$$

Từ đó suy ra :

$$\Delta H = H_n - H_1 = \rho(\omega_1^2 - \omega_n^2)/2 - \Sigma\Delta p \quad (6-5)$$

Thành phần  $\rho(\omega_1^2 - \omega_n^2)/2$  gọi là độ giảm cột áp động.

Như vậy để duy trì cột áp tĩnh trên tuyến ống không đổi  $\Delta H = 0$  ta phải thiết kế hệ thống kênh gió sao cho  $\rho(\omega_1^2 - \omega_n^2)/2 - \Sigma\Delta p = 0$

Ta có các trường hợp có thể xảy ra như sau:

a) Trường hợp  $\rho(\omega_1^2 - \omega_n^2)/2 = \Sigma\Delta p$  : Giảm cột áp động bằng tổng tổn thất trên tuyến ống. Như vậy cột áp động đã biến một phần để bù vào tổn thất trên tuyến ống.

Khi đó :  $H_1 = H_n$  nghĩa là cột áp tĩnh không thay đổi dọc theo đường ống. Đây là trường hợp lý tưởng, tốc độ và lưu lượng ở các miệng thổi sẽ đều nhau.

b) Trường hợp  $\rho(\omega_1^2 - \omega_n^2)/2 > \Sigma\Delta p$  hay  $H_1 < H_n$

Giảm cột áp động lớn hơn tổng tổn thất áp lực trên tuyến ống.

Trong trường hợp này ta có  $H_n > H_1$ , phần cột áp động dư thừa góp phần làm tăng cột áp tĩnh cuối đường ống, lưu lượng gió các miệng thổi cuối lớn hơn, hay gió dồn vào cuối tuyến ống.

Trường hợp này có thể xảy ra khi :

- Tốc độ đoạn đầu quá lớn, nên áp suất tĩnh trên trong ống rất nhỏ trong khi tốc độ đoạn cuối nhỏ. Trong một số trường hợp nếu tốc độ đi ngang qua tiết diện nơi lắp các miệng thổi ở đoạn đầu quá lớn thì các miệng thổi đầu có thể trở thành miệng hút lúc đó tạo nên hiện tượng hút kiểu Ejector. Để khắc phục, cần giảm tốc độ đoạn đầu, tăng tốc độ đoạn cuối. Vì thế khi lưu lượng dọc theo kênh gió giảm thì phải giảm tiết diện tương ứng để duy trì tốc độ gió, tránh không nên để tốc độ giảm đột ngột .

- Đường ống ngắn, ít trở lực cục bộ nhưng có nhiều miệng thổi hoặc đoạn rẽ nhánh.

Trường hợp này trở lực  $\Sigma\Delta p$  rất nhỏ, nhưng tốc độ giảm nhanh theo lưu lượng. Để khắc phục cần giảm nhanh tiết diện đoạn cuối nhằm không chế tốc độ phù hợp.

c) Trường hợp  $\rho(\omega_1^2 - \omega_n^2)/2 < \Sigma\Delta p$  hay  $H_1 > H_n$

Giảm cột áp động nhỏ hơn tổng tổn thất áp lực trên tuyến ống.

Trong trường hợp này gió tập trung vào đầu tuyến ống.

Nguyên nhân gây ra có thể là:

- Tốc độ đoạn đầu nhỏ, áp suất tĩnh lớn nên lưu lượng gió của các miệng thổi đầu lớn và cuối tuyến ống lưu lượng không đáng kể.

- Tổn thất đường ống quá lớn : Đường ống quá dài, có nhiều chỗ khúc khuỷu.

- Tiết diện đường ống được giảm quá nhanh không tương ứng với mức độ giảm lưu lượng nên tốc độ dọc theo tuyến ống giảm ít, không giảm thậm chí còn tăng. Vì thế cột áp tĩnh đầu tuyến ống lớn hơn cuối tuyến ống.

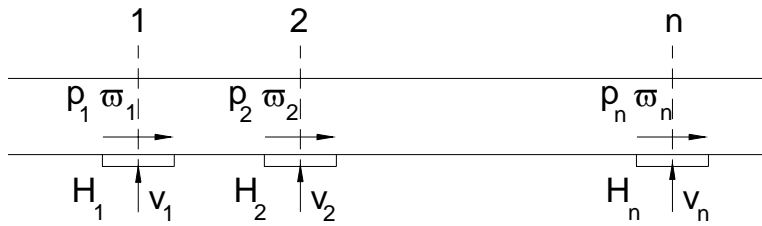
Vì vậy khi thiết kế đường ống cần phải chú ý :

- Thiết kế giảm dần tiết diện đường ống dọc theo chiều thổi một cách hợp lý, tùy thuộc vào trở lực của đường ống.

#### 4) Sự phân bố cột áp tĩnh trên đường ống hút.

Xét một kênh hút, tốc độ trung bình và cột áp tĩnh của dòng không khí tại tiết diện có miệng hút đầu là  $\omega_1$  và





$H_1$  , của miệng hút thứ 2 là  $\omega_2$  và  $H_2$  ... và của miệng hút thứ n là  $\omega_n$  và  $H_n$  .  
 Trở kháng thủy lực tổng của đường ống là  $\Sigma\Delta p$

Hình 6.3 : Phân bố cột áp tĩnh dọc theo kênh hút  
 Theo định luật Becnuli ta có :

$$H_1 + \rho\omega_1^2/2 = H_n + \rho\omega_n^2/2 + \Sigma\Delta p$$

Hay:

$$H_n = H_1 + \rho(\omega_1^2 - \omega_n^2)/2 - \Sigma\Delta p$$

Hay :

$$\Delta H = H_n - H_1 = \rho(\omega_1^2 - \omega_n^2)/2 - \Sigma\Delta p \quad (6-6)$$

Để  $\Delta H = 0$  ta phải đảm bảo :  $\rho(\omega_1^2 - \omega_n^2)/2 - \Sigma\Delta p = 0$

Hay nói cách khác tốc độ gió dọc theo chiều chuyển động của dòng không khí phải giảm dần và mức độ giảm phải tương ứng với mức tăng tổn thất  $\Sigma\Delta p$ .

Do lưu lượng dọc theo chiều chuyển động của gió trong kênh hút tăng dần và tốc độ gió cũng phải giảm dần , vì thế tiết diện kênh hút phải lớn dần.

### 6.1.2.2 Một số vấn đề liên quan tới thiết kế đường ống gió

#### 1) Lựa chọn tốc độ không khí trên đường ống

Lựa chọn tốc độ gió có liên quan tới nhiều yếu tố.

- Khi chọn tốc độ cao đường ống nhỏ, chi phí đầu tư và vận hành thấp, nhưng trở lực hệ thống lớn và độ ồn do khí động của dòng không khí chuyển động cao.
- Ngược lại khi tốc độ bé, đường ống lớn chi phí đầu tư và vận hành lớn, khó khăn lắp đặt, nhưng trở lực bé.

Tốc độ hợp lý là một bài toán kinh tế, kỹ thuật phức tạp. Bảng 6.3 dưới đây trình bày tốc độ gió thích hợp dùng để tham khảo lựa chọn khi thiết kế.

Bảng 6.3 : Tốc độ gió trên kênh gió, m/s

Khu vực	Độ ồn nhỏ	Bình thường			
		Ống cấp		Ống nhánh	
		Ống đi	Ống về	Ống đi	Ống về
- Nhà ở	3	5	4	3	3
- Phòng ngủ - Phòng ngủ k.s và bệnh viện	5	7,6	6,6	6	5
- Phòng làm việc - Phòng giám đốc - Thư viện	6	10,2	7,6	8,1	6
- Nhà hát - Giảng đường	4	6,6	5,6	5	4
- Văn phòng chung - Nhà hàng, cửa hàng cao cấp - Ngân hàng	7,6	10,2	7,6	8,1	6
- Cửa hàng bình thường - Cafeteria	9,1	10,2	7,6	8,1	6
- Nhà máy, xí nghiệp, phân x	12,7	15,2	9,1	11,2	7,6

## 2) Xác định đường kính tương đương của đường ống

Để vận chuyển không khí người ta sử dụng nhiều loại ống gió: Chữ nhật, vuông, ô van, tròn. Tuy nhiên để tính toán thiết kế đường ống gió thông thường người ta xây dựng các giản đồ cho các ống dẫn tròn. Vì vậy cần qui đổi tiết diện các loại ra tiết diện tròn tương đương, sao cho tổn thất áp suất cho một đơn vị chiều dài đường ống là tương đương nhau, trong điều kiện lưu lượng gió không thay đổi.

Đường kính tương đương có thể xác định theo công thức hoặc tra bảng. Để thuận lợi cho việc tra cứu và lựa chọn, người ta đã lập bảng xác định đường kính tương đương của các đường ống dạng chữ nhật nêu ở bảng 6-4.

- Đường kính tương đương của tiết diện chữ nhật được xác định theo công thức sau :

$$d_{td} = 1,3 \cdot \frac{(a \cdot b)^{0,625}}{(a + b)^{0,25}}, mm \quad (6-7)$$

a, b là cạnh chữ nhật, mm

Tuy tổn thất giống nhau nhưng tiết diện trên 2 ống không giống nhau

$$S' = a \times b > S = \pi \times d_{td}^2 / 4$$

- Đường kính tương đương của ống ô van:

$$d_{td} = 1,55 \cdot \frac{A^{0,625}}{P_{0,25}} \quad (6-8)$$

A - Tiết diện ống ô van :

$$A = \pi \times b^2 / 4 + b(a-b)$$

a, b là cạnh dài và cạnh ngắn của ô van, mm

p Là chu vi mặt cắt :  $p = \pi \cdot b + 2(a-b)$ , mm

Bảng 6-4 : Đường kính tương đương của ống chữ nhật

a	b, mm																			
	100	125	150	175	200	225	250	275	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	900
100	100																			
125	122	137																		
150	133	150	164																	
175	143	161	177	191																
200	152	172	189	204	219															
225	151	181	200	216	232	246														
250	169	190	210	228	244	259	273													
275	176	199	220	238	256	272	287	301												
300	183	207	229	248	266	283	299	314	328											
350	195	222	245	267	286	305	322	339	354	383										
400	207	235	260	283	305	325	343	361	378	409	437									
450	217	247	274	299	321	343	363	382	400	433	464	492								
500	227	258	287	313	337	360	381	401	420	455	488	518	547							
550	236	269	299	326	352	375	398	419	439	477	511	543	573	601						
600	245	279	310	339	365	390	414	436	457	496	533	567	598	628	656					
650	253	289	321	351	378	404	429	452	474	515	553	589	622	653	683	711				
700	261	298	331	362	391	418	443	467	490	533	573	610	644	677	708	737	765			
750	268	306	341	373	402	430	457	482	506	550	592	630	666	700	732	763	792	820		
800	275	314	350	383	414	442	470	496	520	567	609	649	687	722	755	787	818	847	875	
900	289	330	367	402	435	465	494	522	548	597	643	686	726	763	799	833	866	897	927	984
1000	301	344	384	420	454	486	517	546	574	626	674	719	762	802	840	876	911	944	976	1037
1100	313	358	399	437	473	506	538	569	598	652	703	751	795	838	878	916	953	988	1022	1086
1200	324	370	413	453	490	525	558	590	620	677	731	780	827	872	914	954	993	1030	1066	1133
1300	334	382	426	468	506	543	577	610	642	701	757	808	857	904	948	990	1031	1069	1107	1177
1400	344	394	439	482	522	559	595	629	662	724	781	838	886	934	980	1024	1066	1107	1146	1220
1500	353	404	452	495	536	575	612	648	681	745	805	860	913	963	1011	1057	1100	1143	1183	1260
1600	362	415	463	508	551	591	629	665	700	766	827	885	939	991	1041	1088	1133	1177	1219	1298
1700	371	425	475	521	564	605	644	682	718	785	849	908	964	1018	1069	1118	1164	1209	1253	1335
1800	379	434	485	533	577	619	660	698	735	804	869	930	988	1043	1096	1146	1195	1241	1286	1371
1900	387	444	496	544	590	633	674	713	751	823	889	952	1012	1068	1122	1174	1224	1271	1318	1405
2000	395	453	506	555	602	646	688	728	767	840	908	973	1034	1092	1147	1200	1252	1301	1348	1438
2100	402	461	516	566	614	659	702	743	782	857	927	993	1055	1115	1172	1226	1279	1329	1378	1470
2200	410	470	525	577	625	671	715	757	797	874	945	1013	1076	1137	1195	1251	1305	1356	1406	1501
2300	417	478	534	587	636	683	728	771	812	890	963	1031	1097	1159	1218	1275	1330	1383	1434	1532
2400	424	486	543	597	647	695	740	784	826	905	980	1050	1116	1180	1241	1299	1355	1409	1461	1561
2500	430	494	552	606	658	706	753	797	840	920	996	1068	1136	1200	1262	1322	1379	1434	1488	1589
2600	437	501	560	616	668	717	764	810	853	935	1012	1085	1154	1220	1283	1344	1402	1459	1513	1617
2700	443	509	569	625	678	728	776	822	866	950	1028	1102	1173	1240	1304	1366	1425	1483	1538	1644
2800	450	516	577	634	688	738	787	834	879	964	1043	1119	1190	1259	1324	1387	1447	1506	1562	1670
2900	456	523	585	643	697	749	798	845	891	977	1058	1135	1208	1277	1344	1408	1469	1529	1586	1696

	100	125	150	175	200	225	250	275	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	900
--	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Tiếp bảng (6-4)

a mm	b, mm																			
	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400	2500	2600	2700	2800	2900
1000	1093																			
1100	1146	1202																		
1200	1196	1256	1312																	
1300	1244	1306	1365	1421																
1400	1289	1366	1416	1475	1530															
1500	1332	1354	1464	1526	1584	1640														
1600	1373	1400	1511	1574	1635	1693	1749													
1700	1413	1444	1555	1621	1684	1745	1803	1858												
1800	1451	1486	1598	1667	1732	1794	1854	1912	1968											
1900	1488	1527	1640	1710	1778	1842	1904	1964	2021	2077										
2000	1523	1566	1680	1753	1822	1889	1952	2014	2073	2131	2186									
2100	1558	1604	1719	1793	1865	1933	1999	2063	2124	2183	2240	2296								
2200	1591	1640	1756	1833	1906	1977	2044	2110	2173	2233	2292	2350	2405							
2300	1623	1676	1793	1871	1947	2019	2088	2155	2220	2283	2343	2402	2459	2514						
2400	1655	1710	1828	1909	1986	2060	2131	2200	2266	2330	2393	2453	2411	2568	2624					
2500	1685	1744	1862	1945	2024	2100	2173	2243	2311	2377	2441	2502	2562	2621	2678	2733				
2600	1715	1776	1896	1980	2061	2139	2213	2285	2355	2422	2487	2551	2612	2672	2730	2787	2842			
2700	1744	1808	1929	2015	2097	2177	2253	2327	2398	2466	2533	2598	2661	2722	2782	2840	2896	2952		
2800	1772	1839	1961	2048	2133	2214	2292	2367	2439	2510	2578	2644	2708	2771	2832	2891	2949	3006	3061	
2900	1800	1869	1992	2081	2167	2250	2329	2406	2480	2552	2621	2689	2755	2819	2881	2941	3001	3058	3115	3170
1898																				
a, mm	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400	2500	2600	2700	2800	2900

### 3) Tổn thất áp suất trên đường ống gió

Có 2 dạng tổn thất áp lực:

- Tổn thất ma sát dọc theo đường ống  $\Delta p_{ms}$
- Tổn thất cục bộ ở các chi tiết đặc biệt : Côn, cút, tê, van ...

#### a. Tổn thất ma sát

Tổn thất ma sát được xác định theo công thức :

$$\Delta p_{ms} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \omega^2}{2}, mmH_2O \quad (6-9)$$

$\lambda$  - Hệ số trở lực ma sát

$l$  - chiều dài ống, m

$d$  - đường kính hoặc đường kính tương đương của ống, m

$\rho$  - Khối lượng riêng của không khí,  $kg/m^3$

$\omega$  - Tốc độ không khí chuyển động trong ống, m/s

Hệ số trở lực ma sát có thể tính như sau :

\* Đối với ống nhôm hoặc tôn mỏng bề mặt bên trong láng và tiết diện tròn

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}, khi Re < 10^5 \quad (6-10)$$

$$\lambda = 0,0032 + 0,221 \cdot Re^{-0,237}, khi Re > 10^5 \quad (6-11)$$

trong đó:

Re là tiêu chuẩn Reynolds :  $Re = \omega d / \nu$

$\nu$  - Độ nhớt động học của không khí,  $m^2/s$

\* Đối với bề mặt nhám

$$\lambda = \frac{1}{[1,81 \cdot \log \frac{Re}{Re \cdot k_1 / d + 7}]^2} \quad (6-12)$$

$k_1$  là hệ số mức độ gồ ghề trung bình, m

Bảng 6-5

Loại ống	$k_1 \cdot 10^3$ , mm
Kéo liền	0 ÷ 0,2
Mới sạch	3 ÷ 10
Không bị rỉ	6 ÷ 20
Tráng kẽm, mới	10 ÷ 30

\* Đối với ống bằng nhựa tổng hợp

- Đối với polyetylen 
$$\lambda = \frac{0,323}{d^{0,07} \cdot Re^{0,25}} \quad (6-13)$$

- Đối với vinylpast 
$$\lambda = d^{0,01} \frac{0,39}{Re^{0,25}} \quad (6-14)$$

Việc tính toán theo các công thức tương đối phức tạp, nên người ta đã xây dựng đồ thị để xác định tổn thất ma sát, cụ thể như sau:

Từ công thức (6-9) ta có thể viết lại như sau :

$$\Delta p_{ms} = l \cdot \Delta p_1 \quad (6-15)$$

$l$  - Chiều dài đường ống, m

$\Delta p_1$  - Tổn thất áp lực trên 1m chiều dài đường ống, Pa/m

Người ta đã xây dựng đồ thị nhằm xác định  $\Delta p_1$  trên hình 6.4. Theo đồ thị này khi biết 2 trong các thông số sau : lưu lượng gió  $V$  (lít/s), tốc độ không khí  $\omega$  (m/s) trong đường ống,

đường kính tương đương  $d_{td}$  (mm) là xác định được tổn thất trên 1m chiều dài đường ống. Phương pháp xác định theo đồ thị rất thuận lợi và nhanh chóng.

*Hình 6-4 : Đồ thị xác định tổn thất ma sát*

*b. Tổn thất cục bộ*

Tổn thất áp lực cục bộ được xác định theo công thức:

$$\Delta p_{cb} = \xi \cdot \rho \omega^2 / 2 \quad (6-16)$$

Trị số  $\xi$  trở lực cục bộ phụ thuộc hình dạng, kích thước và tốc độ gió qua chi tiết.

Nếu tốc độ trên toàn bộ ống đều thì có thể xác định

$$\Delta p_{cb} = \rho \omega^2 / 2 \times \Sigma \xi \quad (6-17)$$

Có 2 cách xác định tổn thất cục bộ :

- Xác định tổn thất cục bộ theo công thức (6-16), trong đó hệ số  $\xi$  được xác định cho từng kiểu chi tiết riêng biệt: Cút, côn, Tê, Chạc ...vv

$$\Delta p_{cb} = \xi \cdot \rho \omega^2 / 2, \text{ N/m}^2$$

- Qui đổi ra độ dài ống thẳng tương đương và xác định theo công thức tổn thất ma sát:

$$l_{td} = \xi \cdot d_{td} / \lambda$$

$$\Delta p_c = l_{td} \cdot \Delta p_1$$

(6-18)

Dưới đây chúng tôi lần lượt giới thiệu cách tính tổn thất cục bộ theo 2 cách nói trên.

c. Xác định hệ tổn thất cục bộ theo hệ số  $\xi$

$$\Delta p_{cb} = \xi \cdot \rho \omega^2 / 2, \text{ N/m}^2$$

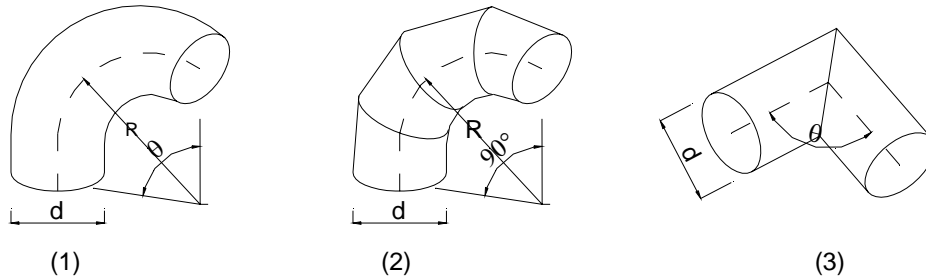
$\Delta p_{cb}$  - Tổn thất trở lực cục bộ, N/m<sup>2</sup>

$\xi$  - Hệ số trở lực cục bộ.

$\rho$  - Khối lượng riêng của không khí. Lấy  $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$

$\omega$  - Tốc độ gió đi qua chi tiết nghiên cứu, m/s

c.1 Cút tiết diện tròn



Hình 6-5:  
Cút tiết

diện tròn

Cút tiết diện tròn có các dạng chủ yếu sau:

- Cút 90° tiết diện tròn, cong đều
- Cút 90° tiết diện tròn, ghép từ 3÷5 đoạn
- Cút 90° nối thẳng góc
- Cút tiết diện tròn  $\alpha^\circ$  cong đều hoặc ghép.

c.1.1- Cút 90°, tiết diện tròn, cong đều.

Hệ số trở lực cục bộ  $\xi$  được tra theo tỷ số R/d ở bảng 6.6 dưới đây:

R - Bán kính cong tâm cút ống, m

d - Đường kính trong của ống, m

Bảng 6.6 : Hệ số  $\xi$

R/d	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5
$\xi$	0,71	0,33	0,22	0,15	0,13	0,12

Đối với cút khác 90° cần nhân hệ số hiệu chỉnh K cho ở bảng 6.7 dưới đây:

Bảng 6.7 : Hệ số xét tới ảnh hưởng của góc cút

$\theta$	0°	20°	30°	45°	60°	75°	90°	110°	130°	150°	180°
K	0	0,31	0,45	0,60	0,78	0,90	1,00	1,13	1,2	1,28	1,4

c.1.2. Cút 90°, tiết diện tròn, ghép từ 3-5 đoạn

Bảng 6.8 : Hệ số  $\xi$

Số đoạn	Tỷ số R/d				
	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0
5	-	0,46	0,33	0,24	0,19
4	-	0,50	0,37	0,27	0,24

3	0,98	0,54	0,42	0,34	0,33
---	------	------	------	------	------

R - Bán kính cong tâm cắt ống, m

d - Đường kính trong của ống, m

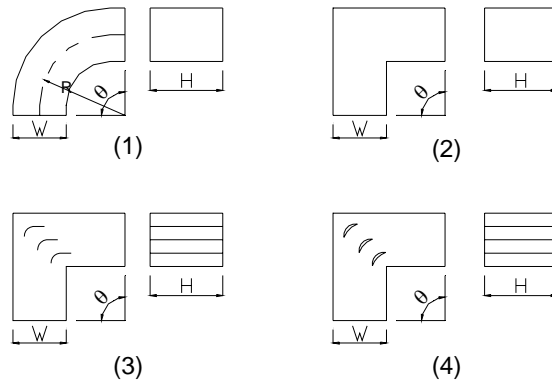
### c.1.3 Cút tiết diện tròn, ghép thẳng góc

Bảng 6.9 : Hệ số  $\xi$

Góc $\theta$	20°	30°	45°	60°	75°	90°
$\xi$	0,08	0,16	0,34	0,55	0,81	1,2

$\alpha$ - Góc của cút

### c.2 Cút tiết diện chữ nhật



Hình 6-6: Cút tiết diện

(3)

(4)

chữ nhật

Trên hình 6-6 là các dạng cút tiết diện chữ nhật có thể có.

- Trường hợp 1 : Cút 90°, tiết diện chữ nhật, cong đều. Yêu cầu kỹ thuật là bán kính trong  $R_1$  tùy chọn, nhưng không nên quá bé. Tối ưu là  $R_1=0,75W$ ,  $R_2=1,75W$  và  $R = 1,25W$

- Trường hợp 2 : Cút 90°, thẳng góc và không có cánh hướng. Loại này ít dùng trên thực tế.

- Trường hợp 3 : Cút 90°, thẳng góc và có các tấm hướng dòng cánh đơn với bước cánh là  $S$ , đoạn thẳng của cánh là  $L$

- Trường hợp 4 : Cút 90°, thẳng góc và có các cánh hướng dạng khí động, bước cánh  $S$ , bán kính cong của cánh là  $R$ .

#### c.2.1 Cút 90°, tiết diện hình chữ nhật, cong đều

R - Bán kính cong tâm cắt ống, mm

H - Chiều cao của cút (khi đặt nằm), mm

W - Chiều rộng của cút :  $W = R_2 - R_1$

$R_1, R_2$  - Bán kính trong và ngoài của cút, mm

Bảng 6.10 : Hệ số  $\xi$

R/W	H/W										
	0,25	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0
0,5	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1,0	1,0	1,1	1,1	1,2	1,2
0,75	0,57	0,52	0,48	0,44	0,40	0,39	0,39	0,40	0,42	0,43	0,44
1,0	0,27	0,25	0,23	0,21	0,19	0,18	0,18	0,19	0,20	0,27	0,21
1,5	0,22	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,14	0,15	0,16	0,17	0,17
2,0	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,13	0,13	0,14	0,14	0,15	0,15



Tỷ số tối ưu trong trường hợp này là  $R/W = 1,25$

*c.2.2 Cút 90°, tiết diện chữ nhật, thẳng góc, không có cánh hướng*

*Bảng 6.11 : Hệ số  $\xi$*

$\theta$	H/W										
	0,25	0,5	0,75	1,00	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0
20°	0,08	0,08	0,08	0,07	0,07	0,07	0,06	0,06	0,05	0,05	0,05
30°	0,18	0,17	0,17	0,16	0,15	0,15	0,13	0,13	0,12	0,12	0,11
45°	0,38	0,37	0,36	0,34	0,33	0,31	0,28	0,27	0,26	0,25	0,24
60°	0,60	0,59	0,57	0,55	0,52	0,49	0,46	0,43	0,41	0,39	0,38
75°	0,89	0,87	0,84	0,81	0,77	0,73	0,67	0,63	0,61	0,58	0,57
90°	1,3	1,3	1,2	1,2	1,1	1,1	0,98	0,92	0,89	0,85	0,83

*c.2.3 Cút 90°, tiết diện chữ nhật, thẳng góc, có cánh hướng đơn*

*Bảng 6.12 : Hệ số  $\xi$*

No	Kích thước, mm			Hệ số $\xi$
	R	S	L	
1*	50	38	19	0,12
2	115	57	0	0,15
3	115	83	41	0,18

trong đó :

R - Bán kính cong của cánh hướng, mm

S- Bước cánh hướng, mm

L- Độ dài phần thẳng của cánh hướng, mm

\* Số liệu để tham khảo

*c.2.4 Cút 90°, tiết diện chữ nhật, thẳng góc, có cánh hướng đôi (dạng khí động)*

*Bảng 6.13 : Hệ số  $\xi$*

TT	Kích thước, mm		Tốc độ không khí, m/s			
	R	S	5	10	15	20
1	50	38	0,27	0,22	0,19	0,17
2	50	38	0,33	0,29	0,26	0,23
3	50	54	0,38	0,31	0,27	0,24
4	115	83	0,26	0,21	0,18	0,16

trong đó:

R- Bán kính cong của cánh hướng, mm

S - Bước cánh, mm

*c.3. Côn mở và đột mở*

Côn mở hay đột mở là chi tiết nơi tiết diện tăng dần từ từ hay đột ngột

Trong trường hợp này tốc độ tính theo tiết diện đầu vào

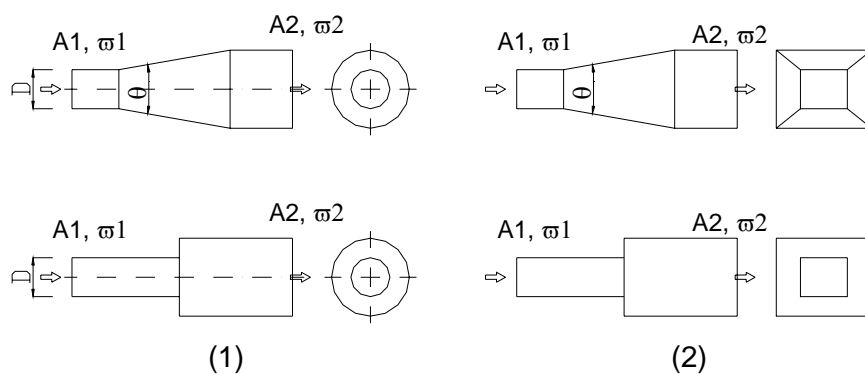
$A_1$ - Diện tích tiết diện đầu vào,  $m^2$

$A_2$ - Diện tích tiết diện đầu ra,  $m^2$

Đối với côn mở và đột mở ta có các trường hợp phổ biến sau :

- Côn hoặc đột mở tiết diện tròn

- Côn hoặc đột mở tiết diện chữ nhật



Hình 6-7 : Côn mở và đột thu

c.3.1 Côn tiết diện tròn hoặc đột mở tròn (khi  $\theta = 180^\circ$ )

Bảng 6.14 : Hệ số  $\xi$

Re	$A_2/A_1$	$\theta$							
		$16^\circ$	$20^\circ$	$30^\circ$	$45^\circ$	$60^\circ$	$90^\circ$	$120^\circ$	$180^\circ$
$0,5 \cdot 10^5$	2	0,14	0,19	0,32	0,33	0,33	0,32	0,31	0,30
	4	0,23	0,30	0,46	0,61	0,68	0,64	0,63	0,62
	6	0,27	0,33	0,48	0,66	0,77	0,74	0,73	0,72
	10	0,29	0,38	0,59	0,76	0,80	0,83	0,84	0,83
	$\geq 16$	0,31	0,38	0,60	0,84	0,88	0,88	0,88	0,88
$2 \cdot 10^5$	2	0,07	0,12	0,23	0,28	0,27	0,27	0,27	0,26
	4	0,15	0,18	0,36	0,55	0,59	0,59	0,58	0,57
	6	0,19	0,28	0,44	0,90	0,70	0,71	0,71	0,69
	10	0,20	0,24	0,43	0,76	0,80	0,81	0,81	0,81
	$\geq 16$	0,21	0,28	0,52	0,76	0,87	0,87	0,87	0,87
$6 \cdot 10^5$	2	0,05	0,07	0,12	0,27	0,27	0,27	0,27	0,27
	4	0,17	0,24	0,38	0,51	0,56	0,58	0,58	0,57
	6	0,16	0,29	0,46	0,60	0,69	0,71	0,70	0,70
	10	0,21	0,33	0,52	0,60	0,76	0,83	0,84	0,83
	$\geq 16$	0,21	0,34	0,56	0,72	0,79	0,85	0,87	0,89

trong đó:

$A_1$  - Tiết diện đầu vào côn,  $\text{mm}^2$

$A_2$  - Tiết diện đầu ra,  $\text{mm}^2$

$Re = 66,34 \cdot D \cdot \omega$

D - Đường kính ống nhỏ (đầu vào), mm

$\omega$  - Tốc độ không khí trong ống nhỏ (đầu vào), m/s

$\theta$  - Góc côn, đối với đột mở  $\theta = 180^\circ$

c.3.2 Côn tiết diện chữ nhật hoặc đột mở (khi  $\theta = 180^\circ$ )

Bảng 6.15 : Hệ số  $\xi$

$A_2/A_1$	$\theta$							
	$16^\circ$	$20^\circ$	$30^\circ$	$45^\circ$	$60^\circ$	$90^\circ$	$120^\circ$	$180^\circ$
2	0,18	0,22	0,25	0,29	0,31	0,32	0,33	0,30
4	0,36	0,43	0,50	0,56	0,61	0,63	0,63	0,63
6	0,42	0,47	0,58	0,68	0,72	0,76	0,76	0,75
$\geq 10$	0,42	0,49	0,59	0,70	0,80	0,87	0,85	0,86

$A_1$  - Tiết diện đầu vào côn,  $\text{mm}^2$

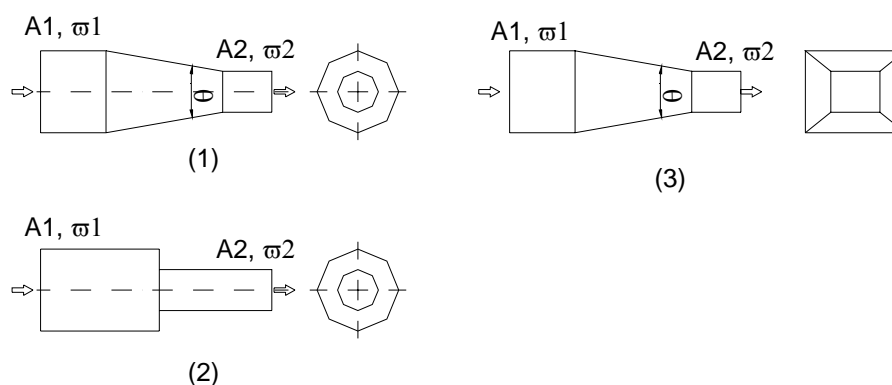
$A_2$  - Tiết diện đầu ra,  $\text{mm}^2$

$\theta$  - Góc côn, đối với đột mở  $\theta = 180^\circ$

#### c.4. Côn thu và đột thu

- Côn thu là nơi tiết diện giảm theo chiều chuyển động của không khí. Côn thu có 2 loại : loại tiết diện thay đổi từ từ và loại tiết diện thay đổi đột ngột (đột thu). Tiết diện côn có thể là loại tròn hay chữ nhật.

- Khi tính toán trở lực tính theo tiết diện và tốc độ đầu vào



Hình 6-8 : Côn thu và đột thu

$A_1$  - Tiết diện đầu vào của côn,  $\text{mm}^2$

$A_2$  - Tiết diện đầu ra của côn ( $A_2 > A_1$ ),  $\text{mm}^2$

$\theta$  - Góc côn,  $^\circ$

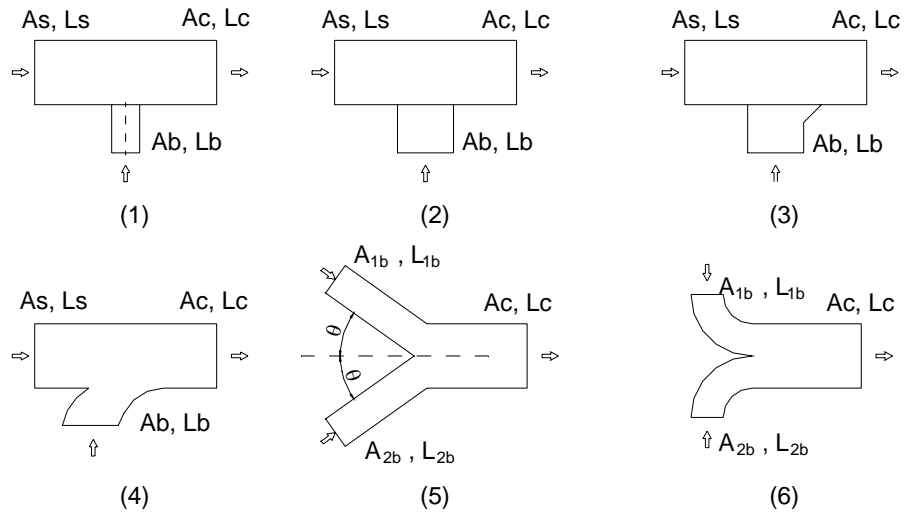
Bảng 6.16 : Hệ số  $\xi$

$A_2/A_1$	$\theta$						
	$10^\circ$	$15^\circ-40^\circ$	$50^\circ-60^\circ$	$90^\circ$	$120^\circ$	$150^\circ$	$180^\circ$
2	0,05	0,05	0,06	0,12	0,18	0,24	0,26
4	0,05	0,04	0,07	0,17	0,27	0,35	0,41
6	0,05	0,04	0,07	0,18	0,28	0,36	0,42
10	0,05	0,05	0,08	0,19	0,29	0,37	0,43

#### c.5 Đoạn ống hội tụ

Đoạn ống hội tụ là đoạn ống gộp từ 2 dòng không khí trở lên. Thông thường ta gặp các đoạn ống hội tụ trong các ống hút về, ống thải. Trên hình 6-9 là các trường hợp thường gặp.

Để tính toán trong trường hợp này , tốc độ được chọn là tốc độ đoạn ống ra



Hình 6-9: Đoạn ống hội tụ tiết diện chữ nhật

c.5.1 Tê hội tụ: Ống nhánh tròn nối với ống chính chữ nhật

Bảng 6.17 : Hệ số  $\xi$ , tính cho ống nhánh

$\omega$ m/s	$L_b/L_c$									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
< 6	-0,63	-0,55	0,13	9,23	0,78	1,30	1,93	3,10	4,88	5,60
> 6	-0,49	-0,21	0,23	0,60	1,27	2,06	2,75	3,70	4,93	5,95

$L_b$  - Lưu lượng gió ở nhánh,  $m^3/s$

$L_c$ - Lưu lượng gió tổng (sau khi hội tụ),  $m^3/s$

$\omega$  - Tốc độ không khí đầu ra (sau khi hội tụ), m/s

\* Các giá trị âm chứng tỏ một phần áp suất động biến thành áp suất tĩnh và vượt quá tổn thất

c.5.2 Ống nhánh chữ nhật nối với ống chính chữ nhật

Bảng 6.18 : Hệ số  $\xi$ , tính cho ống nhánh

$\omega$ m/s	$L_n/L_\Sigma$									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
< 6	-0,75	-0,53	-0,03	0,33	1,03	1,10	2,15	2,93	4,18	4,78
> 6	-0,69	-0,21	0,23	0,67	1,17	1,66	2,67	3,36	3,93	5,13

c.5.3 Tê hội tụ : Ống nhánh hướng góc  $45^\circ$  với ống chính chữ nhật

Bảng 6.19 : Hệ số  $\xi$ , tính cho ống nhánh

$\omega$ m/s	$L_n/L_\Sigma$									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
< 6	-0,83	-0,68	-0,30	0,28	0,55	1,03	1,50	1,93	2,50	3,03
> 6	-0,72	-0,52	-0,23	0,34	0,76	1,14	1,83	2,01	2,90	3,63

c.5.4 Tê hội tụ : Dạng chữ Y, tiết diện chữ nhật.

Bảng 6.20.a : Hệ số  $\xi_{bc}$ , tính cho ống nhánh

$A_b/A_s$	$A_b/A_c$	$L_b/L_c$								
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,25	0,25	-0,50	0	0,5	1,2	2,2	3,7	5,8	8,4	11
0,33	0,25	-1,2	-0,40	0,4	1,6	3,0	4,8	6,8	8,9	11
0,5	0,5	-0,50	-0,20	0	0,25	0,45	0,7	1,0	1,5	2,0
0,67	0,5	-1,0	-0,60	-0,2	0,1	0,30	0,6	1,0	1,5	2,0
1,0	0,5	-2,2	-1,50	-0,95	-0,5	0	0,4	0,8	1,3	1,9
1,0	1,0	-0,60	-0,30	-0,1	-0,04	0,13	0,21	0,29	0,36	0,42
1,33	1,0	-1,2	-0,80	-0,4	-0,2	0	0,16	0,24	0,32	0,38
2,0	1,0	-2,1	-1,4	-0,9	-0,5	-0,2	0	0,2	0,25	0,30

$A_b$  - Tiết diện nhánh ống, mm<sup>2</sup>

$A_s$  - Tiết diện vào của ống chính, mm<sup>2</sup>

$A_c$  - Tiết diện ra của ống chính, mm<sup>2</sup>

$L_b$  - Lưu lượng gió ống nhánh, m<sup>3</sup>/s

$L_c$  - Lưu lượng tổng đầu ra, m<sup>3</sup>/s

$\xi_{bc}$  - Hệ số tổn thất cục bộ khi tính theo đường nhánh từ b đến c

$\xi_{sc}$  - Hệ số tổn thất cục bộ khi tính theo đường nhánh từ s đến c

Bảng 6.20.b : Hệ số  $\xi_{sc}$ , tính cho ống chính

$A_b/A_s$	$A_b/A_c$	$L_b/L_c$								
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,75	0,25	0,30	0,30	0,20	-0,10	-0,45	-0,92	-1,5	-2,0	-2,6
1,0	0,5	0,17	0,16	0,10	0	-0,08	-0,18	-0,27	-0,37	-0,46
0,75	0,5	0,27	0,35	0,32	0,25	0,12	-0,03	-0,23	-0,42	-0,58
0,5	0,5	1,20	1,10	0,90	0,65	0,35	0	-0,40	-0,80	-1,3
1,0	1,0	0,18	0,24	0,27	0,26	0,23	0,18	0,10	0	-0,12
0,75	1,0	0,75	0,36	0,38	0,35	0,27	0,18	0,05	-0,08	-0,22
0,5	1,0	0,80	0,87	0,80	0,68	0,55	0,40	0,25	0,08	-0,10

c.5.5 Tê hội tụ chữ Y ống nhánh nghiêng góc  $\theta$  với ống chính

Bảng 6.21 : Hệ số  $\xi$

$\theta$	$L_{1b}/L_c = L_{2b}/L_c$										
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
15	-2,6	-1,9	-1,3	-0,77	-0,30	0,10	0,41	0,67	0,85	0,97	1,0
30	-2,1	-1,5	-1,0	-0,53	-0,10	0,28	0,69	0,91	1,1	1,4	1,6
45	-1,3	-0,93	-0,55	-0,16	0,20	0,56	0,92	1,3	1,6	2,0	2,3

c.5.6 Tê hội tụ chữ Y đối xứng tiết diện chữ nhật

Trong trường hợp đối xứng :

$$R/W_c = 1,5$$

$$L_{1b}/L_c = L_{2b}/L_c = 0,5$$

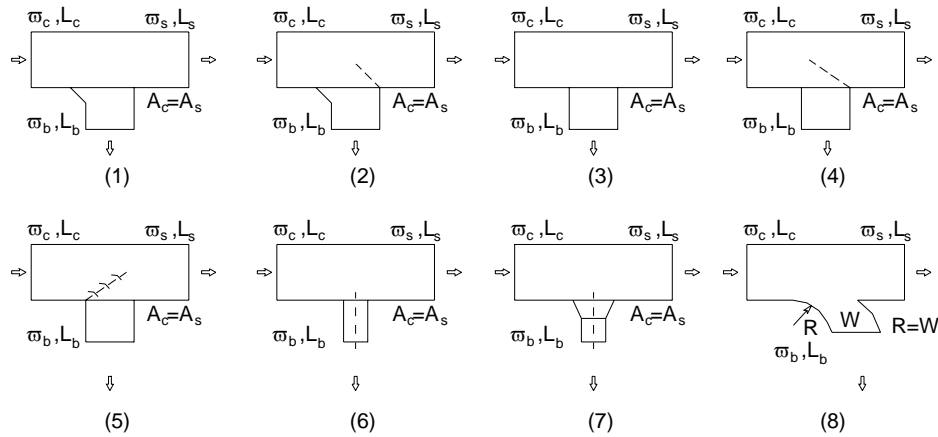
Bảng 6.22 : Hệ số  $\xi$

$A_{1b}/A_c$	0,5	1,0
$\xi$	0,23	0,07

c.6 Đoạn rẽ nhánh

- Đoạn ống rẽ nhánh là đoạn ống mà dòng phân thành 2 dòng nhỏ trở lên. Trong trường hợp này tính tổn thất theo tốc độ đầu vào của đoạn ống.

Trên hình 6-10 trình bày các trường hợp thường gặp của đoạn ống rẽ nhánh, dưới đây là hệ số trở lực cục bộ cho từng trường hợp cụ thể :



Hình 6-10 : Đoạn ống rẽ nhánh

c.6.1 Tê rẽ nhánh 45°, ống chính và ống nhánh chữ nhật

Bảng 6.23 : Hệ số  $\xi$ , tính cho ống nhánh

$\omega_b/\omega_c$	$L_b/L_c$									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	
0,2	0,91									
0,4	0,81	0,79								
0,6	0,77	0,72	0,70							
0,8	0,78	0,73	0,69	0,66						
1,0	0,78	0,98	0,85	0,79	0,74					
1,2	0,90	1,11	1,16	1,23	1,03	1,86				
1,4	1,19	1,22	1,26	1,29	1,54	1,25	0,92			
1,6	1,35	1,42	1,55	1,59	1,63	1,50	1,31	1,09		
1,8	1,44	1,50	1,75	1,74	1,72	2,24	1,63	1,40	1,17	

c.6.2 Tê rẽ nhánh 45°, ống chính và ống nhánh chữ nhật có cánh hướng

Bảng 6.24 : Hệ số  $\xi$ , tính cho ống nhánh

$\omega_b/\omega_c$	$L_b/L_c$									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	
0,2	0,61									
0,4	0,46	0,61								
0,6	0,43	0,50	0,54							
0,8	0,39	0,43	0,62	0,53						
1,0	0,34	0,57	0,77	0,73	0,68					

1,2	0,37	0,64	0,85	0,98	1,07	0,83			
1,4	0,57	0,71	1,04	1,16	1,54	1,36	1,18		
1,6	0,89	1,08	1,28	1,30	-1,69	2,09	1,81	1,47	
1,8	1,33	1,34	2,04	1,78	1,90	2,40	2,77	2,23	1,92

c.6.3 Tê rê nhánh , ống chính và ống nhánh chữ nhật, không có cánh hướng

Bảng 6.25 : Hệ số  $\xi$ , tính cho ống nhánh

$\omega_b/\omega_c$	$L_b/L_c$								
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,2	1,03								
0,4	1,04	1,01							
0,6	1,11	1,03	1,05						
0,8	1,16	1,21	1,17	1,12					
1,0	1,38	1,40	1,30	1,36	1,27				
1,2	1,52	1,61	1,68	1,91	1,47	1,66			
1,4	1,79	2,01	1,90	2,31	2,28	2,20	1,95		
1,6	2,07	2,28	2,13	2,71	2,99	2,81	2,09	2,20	
1,8	2,32	2,54	2,64	3,09	3,72	3,48	2,21	2,29	2,57

c.6.4 Tê rê nhánh , ống chính và ống nhánh chữ nhật có cánh hướng

Bảng 6.26 : Hệ số  $\xi$ , tính cho ống nhánh

$\omega_b/\omega_c$	$L_b/L_c$								
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,2	0,58								
0,4	0,67	0,64							
0,6	0,78	0,76	0,75						
0,8	0,88	0,98	0,81	1,01					
1,0	1,12	1,05	1,08	1,18	1,29				
1,2	1,49	1,48	1,40	1,51	1,70	1,91			
1,4	2,10	2,21	2,25	2,29	2,32	2,48	2,53		
1,6	2,72	3,30	2,84	3,09	3,30	3,19	3,29	3,16	
1,8	3,42	4,58	3,65	3,92	4,20	4,15	4,14	4,10	4,05

c.6.5 Tê rê nhánh , ống chính và ống nhánh chữ nhật có nhiều cánh hướng

Bảng 6.27.a : Hệ số  $\xi$ , tính cho ống nhánh

$\omega_b/\omega_c$	$L_b/L_c$								
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,2	0,60								
0,4	0,62	0,69							
0,6	0,74	0,80	0,82						
0,8	0,99	1,10	0,95	0,90					
1,0	1,48	1,12	1,41	1,24	1,21				
1,2	1,91	1,33	1,43	1,52	1,55	1,64			
1,4	2,47	1,67	1,70	2,04	1,86	1,98	2,47		
1,6	3,17	2,40	2,33	2,53	2,31	2,51	3,13	3,25	
1,8	3,85	3,37	2,89	3,23	3,09	3,03	3,30	3,74	4,11

Bảng 6.27.b : Hệ số  $\xi$ , tính cho ống chính

$\omega_b/\omega_c$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
$\xi$	0,03	0,04	0,07	0,12	0,13	0,14	0,27	0,30	0,25

c.6.6 Tê rẽ nhánh , ống chính chữ nhật, ống nhánh tròn

Bảng 6.28 : Hệ số  $\xi$ , tính cho ống nhánh

$\omega_b/\omega_c$	$L_b/L_c$								
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,2	1,00								
0,4	1,01	1,07							
0,6	1,14	1,10	1,08						
0,8	1,18	1,31	1,12	1,13					
1,0	1,30	1,38	1,20	1,23	1,26				
1,2	1,46	1,58	1,45	1,31	1,39	1,48			
1,4	1,70	1,82	1,65	1,51	1,56	1,64	1,71		
1,6	1,93	2,06	2,00	1,85	1,70	1,76	1,80	1,88	
1,8	2,06	2,17	2,20	2,13	2,06	1,98	1,99	2,00	2,07

c.6.7 Tê rẽ nhánh , ống chính chữ nhật, ống nhánh tròn có đoạn côn tròn

Bảng 6.29 : Hệ số  $\xi$ , tính cho ống nhánh

$\omega_b/\omega_c$	0,4	0,5	0,75	1,0	1,3	1,5
$\xi$	0,80	0,83	0,90	1,0	1,1	1,4

c.6.8 Tê chữ Y rẽ nhánh , tiết diện chữ nhật

Bảng 6.30.a : Hệ số  $\xi$ , tính cho ống nhánh

$A_b/A_s$	$A_b/A_c$	$L_b/L_c$								
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,25	0,25	0,55	0,50	0,60	0,85	1,20	1,80	3,10	4,40	6,00
	0,33	0,35	0,35	0,50	0,80	1,30	2,00	2,80	3,80	5,00
	0,50	0,62	0,48	0,40	0,40	0,48	0,60	0,78	1,10	1,50
	0,67	0,52	0,40	0,32	0,30	0,34	0,44	0,62	0,92	1,40
	1,00	0,44	0,38	0,38	0,41	0,52	0,68	0,92	1,20	1,60
	1,00	0,67	0,55	0,46	0,37	0,32	0,29	0,29	0,30	0,37
	1,33	0,70	0,60	0,51	0,42	0,34	0,28	0,26	0,26	0,29
	2,00	0,60	0,52	0,43	0,33	0,24	0,17	0,15	0,17	0,21

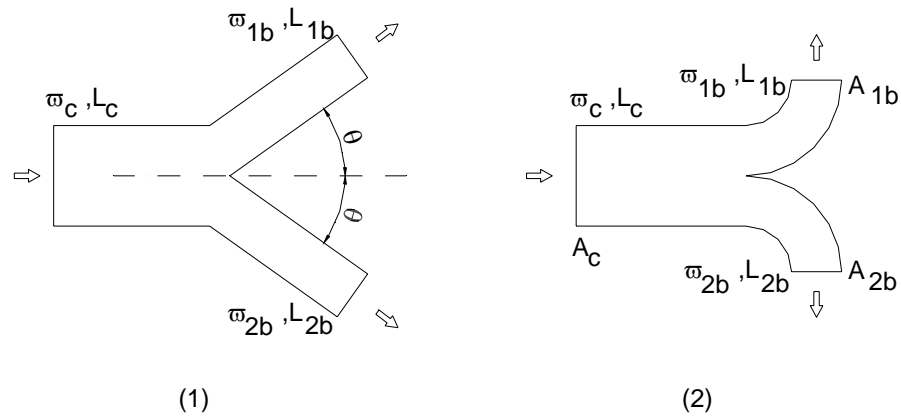
Bảng 6.30.b : Hệ số  $\xi$ , tính cho ống chính

$A_b/A_s$	$A_b/A_c$	$L_b/L_c$								
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,25	0,25	-0,10	-0,03	-0,01	0,05	0,13	0,21	0,29	0,38	0,46
0,33	0,25	0,08	0	-0,02	-0,01	0,02	0,08	0,16	0,24	0,34
0,5	0,50	-0,03	-0,06	-0,05	0	0,06	0,12	0,19	0,27	0,35
0,67	0,50	0,04	-0,02	-0,04	-0,03	-0,01	0,04	0,12	0,23	0,37
1,00	0,50	0,72	0,48	0,28	0,13	0,05	0,04	0,09	0,18	0,30



1,00	1,00	-0,02	-0,04	-0,04	-0,01	0,06	0,13	0,22	0,30	0,38
1,33	1,00	0,10	0	0,01	-0,03	-0,01	0,03	0,10	0,20	0,30
2,00	1,00	0,62	0,38	0,23	0,13	0,08	0,05	0,06	0,10	0,20

**c.7 Đoạn ống rẽ nhánh chữ Y đối xứng**



Hình 6-11 :

Đoạn ống rẽ  
nhánh chữ Y đối xứng

**c.7.1 Đoạn ống chữ Y đối xứng, nhánh rẽ nghiêng với nhánh chính một góc θ**

Bảng 6.31 : Hệ số ξ

θ	ωb/ωc												
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
15°	0,81	0,65	0,51	0,38	0,28	0,20	0,11	0,06	0,14	0,30	0,51	0,76	1,00
30°	0,84	0,69	0,56	0,44	0,34	0,26	0,19	0,15	0,15	0,30	0,51	0,76	1,00
45°	0,87	0,74	0,63	0,54	0,45	0,38	0,29	0,24	0,23	0,30	0,51	0,76	1,00
60°	0,90	0,82	0,79	0,66	0,59	0,53	0,43	0,36	0,33	0,39	0,51	0,76	1,00
90°	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

**c.7.1 Đoạn ống chữ Y đối xứng, nhánh rẽ vuông góc nhánh chính**

Bảng 6.32 : Hệ số ξ

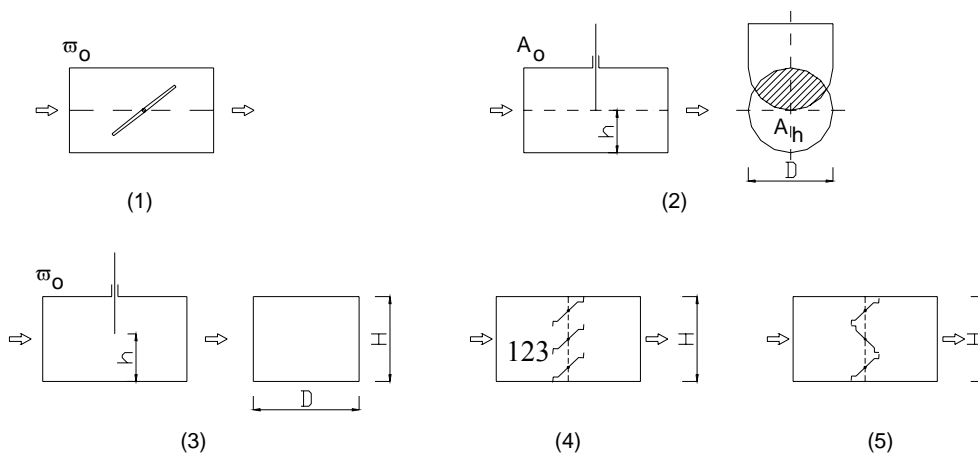
A1b/Ac hay A2b/Ac	0,5	1,0
R/Wc	1,5	1,5
L1b/Lc hay L2b/Lc	0,5	0,5
ξ	0,30	0,25

**c.8 Tổng thất do các vật chắn**

- Các vật chắn trên hệ thống đường ống chủ yếu là các van điều chỉnh lưu lượng gió, van chặn lửa ...

Trên hình 6-12 trình bày 3 dạng van điều chỉnh chủ yếu

- + Van điều chỉnh dạng cánh bướm.
- + Van điều chỉnh dạng cổng (tròn, chữ nhật)
- + Van điều chỉnh kiểu lá sách (song song hoặc đối nhau)



Hình 6-12: Các dạng vật chắn trên đường ống

c.8.1 Van điều chỉnh gió dạng cánh bướm tròn hoặc tiết diện (hình 6-12, 1)

\* Tiết diện tròn

Bảng 6.33 : Hệ số  $\xi$

D/D <sub>o</sub>	$\theta$ , độ										
	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	75°	80°	85°
0,5	0,19	0,27	0,37	0,49	0,61	0,74	0,86	0,96	0,99	1,00	1,00
0,6	0,19	0,32	0,48	0,69	0,94	1,20	1,50	1,70	1,80	1,90	1,90
0,7	0,19	0,37	0,64	1,00	1,50	2,10	2,80	3,50	3,70	3,90	4,1
0,8	0,19	0,45	0,87	1,60	2,60	4,1	6,10	8,40	9,40	10	10
0,9	0,19	0,54	1,20	2,50	5,00	9,60	17,00	30	38	45	50
1,0	0,19	0,67	1,80	4,40	11,00	32,00	113	-	-	-	-

D- Đường kính cánh van, mm

D<sub>o</sub>- Đường kính ống, mm

$\theta$ - Góc nghiêng của cánh điều chỉnh so với tâm ống.

\* Tiết diện chữ nhật

Bảng 6.34 : Hệ số  $\xi$

Loại	H/W	$\theta$ , độ								
		0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	65°	70°
Loại 1	< 0,25	0,04	0,30	1,1	3,0	8,0	23	60	100	190
Loại 1	0,25÷1,0	0,08	0,33	1,2	3,3	9,0	26	70	128	210
Loại 2	> 1,0	0,13	0,35	1,3	3,6	10	29	80	155	230

Lưu ý : H, W là chiều cao và rộng của tiết diện van.

- Loại 1 : Có trục van song song cạnh lớn của ống

- Loại 2 : Có trục van song song cạnh bé của ống

-  $\theta$  - Góc nghiêng của trục van với tâm ống

c.8.2 Van điều chỉnh dạng cổng tiết diện tròn (hình 6-12, 2)

Bảng 6.35 : Hệ số  $\xi$

h/D	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
A <sub>h</sub> /A <sub>o</sub>	0,25	0,38	0,50	0,61	0,71	0,81	0,90	0,96
$\xi$	35	10	4,6	2,1	0,98	0,44	0,17	0,06

A<sub>o</sub> - Tiết diện ống dẫn tròn, m<sup>2</sup>

A<sub>h</sub> - Tiết diện của đoạn ống không bị van điều chỉnh che, m<sup>2</sup>

c.8.3 Van điều chỉnh dạng cổng tiết diện chữ nhật (hình 6-12, 3)

Bảng 6.36 : Hệ số  $\xi$

H/W	h/H						
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,5	14	6,9	3,3	1,7	0,83	0,32	0,09
1,0	19	8,8	4,5	2,4	1,2	0,55	0,17
1,5	20	9,1	4,7	2,7	1,2	0,47	0,11
2,0	18	8,8	4,5	2,3	1,1	0,51	0,13

c.8.4 Van điều chỉnh dạng lá sách có các cánh song song (hình 6-12, 4)

Van điều chỉnh dạng lá sách cánh song song được biểu thị ở các trường hợp 1,3,4 trên hình 6-12

Bảng 6.37 : Hệ số  $\xi$

L/R	$\theta$ , độ							
	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°
0,3	0,52	0,79	1,4	2,3	5,0	9	14	32
0,4	0,52	0,85	1,5	2,4	5,0	9	16	38
0,5	0,52	0,92	1,5	2,4	5,0	9	18	45
0,6	0,52	0,92	1,5	2,4	5,4	9	21	45
0,8	0,52	0,92	1,5	2,5	5,4	9	22	55
1,0	0,52	1,00	1,6	2,6	5,4	10	24	65
1,5	0,52	1,00	1,6	2,7	5,4	10	28	102

trong đó :

N - Số cánh thẳng song song của van.

W - Cánh song song trục quay của van, mm

H- Chiều cao của ống, mm

L - Tổng chiều dài của các cánh, mm

R- Chu vi đường ống lắp đặt, mm

$\theta$ - Góc nghiêng của cánh với trục ống.

Ta có :

$$\frac{L}{R} = \frac{N.W}{2.(H + W)} \quad (6-19)$$

c.8.5 Van điều chỉnh dạng lá sách có các cánh đối nhau (hình 6-12, 5)

Bảng 6.38 : Hệ số  $\xi$

L/R	$\theta$ , độ							
	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°
0,3	0,52	0,85	2,1	4,1	9	21	73	284
0,4	0,52	0,92	2,2	5,0	11	28	100	332
0,5	0,52	1,00	2,3	5,4	13	33	122	377
0,6	0,52	1,00	2,3	6,0	14	38	148	411
0,8	0,52	1,10	2,4	6,6	18	54	188	495
1,0	0,52	1,20	2,7	7,3	21	65	245	547
1,5	0,52	1,40	3,0	9,0	28	107	361	677

c.9 Tổn thất ở đầu ra của quạt

c.9.1 Tổn thất ở đầu ra của quạt khi thổi vào không gian rộng

- Chiều dài hiệu dụng  $L_e$

$$L_e = \frac{\omega_o \cdot \sqrt{A_o}}{4500} \quad \text{khi } \omega > 13\text{m/s} \quad (6-20)$$

$$L_e = \frac{\sqrt{A_o}}{350} \quad \text{khi } \omega \leq 13\text{m/s} \quad (6-21)$$

trong đó :

$A_b$  - Diện tích miệng ra của quạt ở vị trí nhỏ nhất,  $\text{m}^2$

$\omega_o$  - Tốc độ không khí trong ống dẫn, m/s

$L_e$  - Chiều dài hiệu dụng, m

$A_o$  - Diện tích đường ống,  $m^2$

$L$  - Chiều dài của đoạn ống thẳng đầu ra của quạt, m

Bảng 6.39 : Hệ số  $\xi$

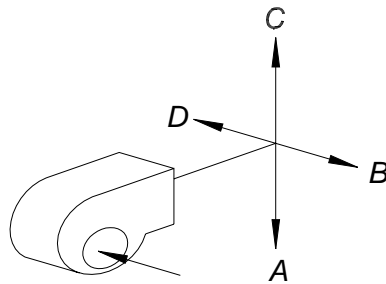
$A_b/A_o$	$L/L_e$				
	0	0,12	0,25	0,50	$\geq 1$
0,4	2,0	1,0	0,40	0,18	0
0,5	2,0	1,0	0,40	0,18	0
0,6	1,0	0,66	0,33	0,14	0
0,7	0,8	0,40	0,14	0	0
0,8	0,47	0,22	0,10	0	0
0,9	0,22	0,14	0	0	0
1,0	0	0	0	0	0

c.9.2 Tổn thất ở đầu ra của quạt khi thổi vào các cút

Có 2 dạng đầu hút của quạt

- Quạt có 01 cửa hút
- Quạt có 02 cửa hút

Khi đầu ra của quạt nối với cút liên tục. Ta có 4 trường hợp xảy ra



Hình 6-13 : Các vị trí lắp đặt cút đầu ra

Bảng 6.40 : Hệ số  $\xi$  đầu ra quạt có 1 cửa hút

$A_b/A_o$	Vị trí co	$L/L_e$				
		0	0,12	0,25	0,5	$\geq 1,0$
0,4	A	3,2	2,7	1,8	0,84	0
	B	4,0	3,3	2,2	1,0	0
	C	5,8	4,8	3,2	1,5	0
	D	5,8	4,8	3,2	1,5	0
0,5	A	2,3	1,9	1,3	0,60	0
	B	2,8	2,4	1,6	0,72	0
	C	4,0	3,3	2,2	1,0	0
	D	4,0	3,3	2,2	1,0	0
0,6	A	1,6	1,3	0,88	0,40	0
	B	2,0	1,7	1,1	0,52	0
	C	2,9	2,4	1,6	0,76	0
	D	2,9	2,4	1,6	0,76	0
0,7	A	1,1	0,88	0,60	0,28	0
	B	1,3	1,1	0,72	0,36	0
	C	2,0	1,6	1,1	0,52	0
	D	2,0	1,6	1,1	0,52	0

0,8	A	0,76	0,64	0,44	0,20	0
	B	0,96	0,80	0,52	0,24	0
	C	1,4	1,2	0,76	0,36	0
	D	1,4	1,2	0,76	0,36	0

Bảng 6.41 : Hệ số  $\xi$  đầu ra quạt có 2 cửa hút

$A_b/A_o$	Vị trí co	$L/L_e$				
		0	0,12	0,25	0,5	$\geq 1,0$
0,4	A	3,2	2,7	1,8	0,84	0
	B	5,0	4,2	2,8	1,3	0
	C	5,8	4,8	3,2	1,5	0
	D	4,9	4,1	2,7	1,3	0
0,5	A	2,3	1,9	1,3	0,60	0
	B	3,6	3,0	2,0	0,90	0
	C	4,0	3,3	2,2	1,0	0
	D	3,4	2,8	1,9	0,88	0
0,6	A	1,6	1,3	0,88	0,40	0
	B	2,5	2,1	1,4	0,65	0
	C	2,9	2,4	1,6	0,76	0
	D	2,5	2,1	1,4	0,65	0
0,7	A	1,1	0,88	0,60	0,28	0
	B	1,7	1,4	0,90	0,45	0
	C	2,0	1,6	1,1	0,52	0
	D	1,7	1,4	0,92	0,44	0
0,8	A	0,76	0,64	0,44	0,20	0
	B	1,2	1,0	0,65	0,30	0
	C	1,4	1,2	0,76	0,36	0
	D	1,2	0,99	0,65	0,31	0
0,9	A	0,60	0,48	0,32	0,16	0
	B	0,94	0,80	0,55	0,25	0
	C	1,1	0,92	0,78	0,54	0
	D	0,95	0,78	0,54	0,24	0
1,0	A	0,56	0,48	0,32	0,16	0
	B	0,85	0,70	0,45	0,20	0
	C	1,0	0,84	0,56	0,28	0
	D	0,85	0,71	0,48	0,24	0

c.10 Tổn thất ở đầu vào của quạt

c.10.1 Ống hút tiết diện tròn, nối cột liên tục, cách miệng hút quạt đoạn L

Bảng 6.42 : Hệ số  $\xi$

R/D	L/D		
	0	2	$\geq 5$
0,75	1,4	0,80	0,40
1,0	1,2	0,66	0,33
1,5	1,1	0,60	0,33
2,0	1,0	0,53	0,33
3,0	0,66	0,40	0,22

- R - Bán kính cong tâm cút, m
- D- đường kính ống hút, m
- L- Khoảng cách từ miệng hút của quạt ly tâm tới cút, m

c.10.2 Ống hút tiết diện tròn, nối cút thẳng góc hoặc cút ghép từ nhiều mảnh, cách miệng hút một khoảng L

- Cút thẳng góc:

Bảng 6.43: Hệ số  $\xi$

L/D	0	2	$\geq 5$
$\xi$	3,2	2	1

- Cút thẳng góc ghép từ 3 và 4 đoạn đoạn:

Bảng 6.44 : Hệ số  $\xi$

R/D	L/D		
	0	2	$\geq 5$
0,50	2,5	1,6	0,80
0,75	1,6	1,0	0,47
1,0	1,2	0,66	0,33
1,5	1,1	0,66	0,33
2,0	1,0	0,53	0,33
3,0	0,8	0,47	0,26

R/D	L/D		
	0	2	$\geq 5$
0,50	1,8	1,0	0,53
0,75	1,4	0,80	0,40
1,0	1,2	0,66	0,33
1,5	1,1	0,60	0,33
2,0	1,0	0,53	0,33
3,0	0,66	0,40	0,22

a) Cút ghép từ 3 mảnh

b) Cút ghép từ 4 mảnh

c.10.2 Ống hút tiết diện vuông, nối cút cong liên tục qua đoạn ống thẳng dài L và đoạn ống chuyển đổi tiết diện vuông-tròn

Bảng 6.45 : Hệ số  $\xi$

R/D	L/D		
	0	2,5	$\geq 6$
0,50	2,5	1,6	0,80
0,75	2,0	1,2	0,66
1,0	1,2	0,66	0,33
1,5	1,0	0,57	0,30
2,0	0,8	0,47	0,26

R/D	L/D		
	0	2,5	$\geq 6$
0,50	0,80	0,47	0,26
1,0	0,53	0,33	0,18
1,5	0,40	0,28	0,16
2,0	0,26	0,22	0,14

d. Xác định hệ tổn thất cục bộ theo chiều dài tương đương

Theo định nghĩa chiều dài tương đương là chiều dài của đoạn ống thẳng có tiết diện bằng tiết diện tính toán của chi tiết gây nên tổn thất cục bộ, nhưng có tổn thất tương đương nhau . Hay

$$l_{td} = \xi \cdot d_{td} / \lambda \quad (6-22)$$

$$\Delta p_c = l_{td} \cdot \Delta p_1$$

d.1 Chiều dài tương đương của cút tròn

Bảng 6.46 : Chiều dài tương đương  $l_{td}$

Dạng cút tròn	R/d	a = $l_{td}/d$
- Cút 90°, cong liên tục	1,5	9
- Cút 90°, ghép từ 3 đoạn	1,5	17

- Cút 90°, ghép từ 5 đoạn	1,5	12
- Cút 45°, ghép từ 3 đoạn	1,5	6
- Cút 45°, cong liên tục	1,5	4,5
- Cút thẳng góc		
+ Có hướng dòng		22
+ Không có hướng dòng		65

Trong đó:

R - Bán kính cong của tâm cút, mm

d- đường kính tiết diện cút, mm

#### d.2 Chiều dài tương đương của cút chữ nhật

Bảng 6.47 : Chiều dài tương đương  $l_{td}$

Dạng cút tròn	Hình dạng	W/H	$l_{td}/d$
- Cút cong 90°, không cánh hướng R=1,25 W		0,5	5
		1	7
		3	8
		6	12
-Cút cong 90°, 1 cánh hướng dòng, R = 0,75.W		0,5	8
		1	10
		3	14
		6	18
-Cút cong 90°, 2 cánh hướng dòng, R = 0,75.W		0,5	7
		1	8
		3	10
		6	12
-Cút cong 90°, 3 cánh hướng dòng, R = 0,75.W		0,5	7
		1	7
		3	8
		6	10
-Cút thẳng góc 90°, có nhiều cánh hướng		0,5	8
		1	10
		3	12
		6	13
-Cút thẳng góc 90°, nhiều cánh hướng dạng khí động		0,5	6
		1	8
		3	9
		6	10

### 6.1.2.3 Tính toán thiết kế đường ống dẫn không khí.

#### 1) Các phương pháp thiết kế kênh gió

Cho tới nay có rất nhiều phương pháp thiết kế đường ống gió . Tuy nhiên mỗi phương pháp có những đặc điểm riêng. Lựa chọn phương pháp thiết kế nào là tùy thuộc vào đặc điểm công trình, thói quen của người thiết kế và các thiết bị phụ trợ đi kèm đường ống.

Người ta thường sử dụng các phương pháp chủ yếu sau đây:

- *Phương pháp tính toán lý thuyết* : Phương pháp này dựa vào các công thức lý thuyết trên đây , nhằm thiết kế mạng đường ống thoả mãn yêu cầu duy trì áp suất tĩnh không đổi. Đây là phương pháp có thể coi là chính xác nhất. Tuy nhiên phương pháp này tính toán khá phức tạp.

- *Phương pháp giảm dần tốc độ.* Người thiết kế bằng kinh nghiệm của mình chủ động thiết kế giảm dần tốc độ theo chiều chuyển động của không khí trong đường ống. Đây là phương pháp thiết kế tương đối nhanh nhưng phụ thuộc nhiều vào chủ quan người thiết kế.

- *Phương pháp ma sát đồng đều :* Thiết kế hệ thống kênh gió sao cho tổn thất trên 1 m chiều dài đường ống đều nhau trên toàn tuyến, ở bất cứ tiết diện nào và bằng tổn thất trên 1m chiều dài đoạn ống chuẩn. Đây là phương pháp được sử dụng phổ biến nhất, nhanh và tương đối chính xác.

- *Phương pháp phục hồi áp suất tĩnh*

Phương pháp phục hồi áp suất tĩnh xác định kích thước của ống dẫn sao cho tổn thất áp suất trên đoạn đó đúng bằng độ gia tăng áp suất tĩnh do sự giảm tốc độ chuyển động của không khí sau mỗi nhánh rẽ .

Phương pháp này tương tự phương pháp lý thuyết nhưng ở đây để thiết kế người ta chủ yếu sử dụng các đồ thị.

Ngoài các phương pháp trên người ta còn sử dụng một số phương pháp sau đây :

- Phương pháp T
- Phương pháp tốc độ không đổi
- Phương pháp áp suất tổng.

## 2) Phương pháp thiết kế lý thuyết

Nội dung của phương pháp như sau

Dựa vào phương trình (6-5) tiến hành thiết kế mạng đường ống đảm bảo áp suất tĩnh không đổi ở tất cả các cửa rẽ nhánh của toàn tuyến ống ( $\Delta H=0$ ) .

Các bước thiết kế:

*Bước 1* - Chọn tốc độ đoạn ống đầu tiên  $\omega_1$  . Dựa vào lưu lượng gió, xác định kích thước của đoạn ống đầu tiên.

*Bước 2* - Xác định tốc độ các đoạn tiếp theo  $\omega_2$  dựa vào phương trình :

$$\rho(\omega_1^2 - \omega_2^2)/2 - \Sigma \Delta p_{12} = 0$$

trong đó  $\Sigma \Delta p_{12}$  tổng tổn thất áp suất tĩnh từ điểm phân nhánh thứ nhất đến điểm phân nhánh thứ 2, bao gồm tổn thất ma sát và các tổn thất cục bộ. Trong công thức này cần lưu ý là các tổn thất được tính theo tốc độ  $\omega_2$ , vì vậy để xác định  $\omega_2$  cần phải tính lặp.

Dựa vào lưu lượng đoạn kế tiếp, xác định kích thước đoạn đó

$$F_2 = L_2/\omega_2$$

*Bước 3* - Tiếp tục xác định tuần tự tốc độ và kích thước các đoạn kế tiếp cho đến đoạn cuối cùng của tuyến ống như đã tính ở bước 2

Phương pháp lý thuyết có các đặc điểm sau:

- Các kết quả tính toán chính xác, tin cậy cao.
- Tính toán tương đối dài và phức tạp, nên thực tế ít sử dụng.

## 3) Phương pháp giảm dần tốc độ

Nội dung của phương pháp giảm dần tốc độ là người thiết kế bằng kinh nghiệm của mình lựa chọn tốc độ trên cơ sở độ ồn cho phép và chủ động giảm dần tốc độ các đoạn kế tiếp dọc theo chiều chuyển động của không khí.

Phương pháp giảm dần tốc độ được thực hiện theo các bước sau :

*Bước 1* : Chọn tốc độ trên kênh chính trước khi rẽ nhánh  $\omega_1$ .

Chủ động giảm dần tốc độ gió dọc theo tuyến ống chính và ống rẽ nhánh  $\omega_2$ ,

$\omega_3 \dots \omega_n$

*Bước 2:*

Trên cơ sở lưu lượng và tốc độ trên mỗi đoạn tiến hành tính toán kích thước của các đoạn đó.

$$F_i = L_i/\omega_i$$

*Bước 3 :*



Dựa vào đồ thị xác định tổn thất áp suất theo tuyến ống dài nhất (tuyến có trở lực lớn nhất). Tổng trở lực theo tuyến này là cơ sở để chọn quạt.

Phương pháp giảm dần tốc độ có nhược điểm là phụ thuộc nhiều vào chủ quan của người thiết kế, vì thế các kết quả là rất khó đánh giá.

Đây là một phương pháp đơn giản, cho phép thực hiện nhanh nhưng đòi hỏi người thiết kế phải có kinh nghiệm.

#### 4) Phương pháp ma sát đồng đều

Nội dung của phương pháp ma sát đồng đều là thiết kế hệ thống kênh gió sao cho tổn thất áp suất trên 1m chiều dài đường ống bằng nhau trên toàn tuyến ống. Phương pháp này cũng đảm bảo tốc độ giảm dần và thường hay được sử dụng cho kênh gió tốc độ thấp với chức năng cấp gió, hồi gió và thải gió.

Có hai cách tiến hành tính toán

- *Cách 1* : Chọn tiết diện đoạn đầu nơi gần quạt làm tiết diện điển hình, chọn tốc độ không khí thích hợp cho đoạn đó. Từ đó xác định kích thước, tổn thất ma sát trên 1m chiều dài của đoạn ống điển hình. Giá trị tổn thất đó được coi là chuẩn trên toàn tuyến ống.

- *Cách 2* : Chọn tổn thất áp suất hợp lý và giữ nguyên giá trị đó trên toàn bộ hệ thống kênh gió. Trên cơ sở lưu lượng từng đoạn đã biết tiến hành xác định kích thước từng đoạn.

Cách 2 có nhược điểm là lựa chọn tổn thất thế nào là hợp lý. Nếu chọn tổn thất bé thì kích thước đường ống lớn, nhưng nếu chọn tốc độ lớn sẽ gây ồn, chi phí vận hành tăng.

Trên thực tế người ta chọn cách thứ nhất. Sau đây là các bước thiết kế:

*Bước 1* : Lựa chọn tiết diện đầu làm tiết diện điển hình. Chọn tốc độ cho tiết diện đó và tính kích thước đoạn ống điển hình : diện tích tiết diện  $f$ , kích thước các cạnh  $a, b$  và đường kính tương đương  $d_{td}$ .

Từ lưu lượng và tốc độ tiến hành xác định tổn thất áp suất cho 1 m ống tiết diện điển hình (dựa vào đồ thị hình 6-4). Giá trị đó được cố định cho toàn tuyến.

*Bước 2* :

Trên cơ sở tổn thất chuẩn tính kích thước các đoạn còn lại dựa vào lưu lượng đã biết. Người ta nhận thấy với điều kiện tổn thất áp suất không đổi thì với một tỷ lệ % lưu lượng so với tiết diện điển hình sẽ có tỷ lệ phần trăm tương ứng về tiết diện. Để quá trình tính toán được dễ dàng và thuận tiện người ta đã xây dựng mối quan hệ tỷ lệ % tiết diện so với đoạn ống điển hình theo tỷ lệ % lưu lượng cho ở bảng 6-48.

*Bước 3* :

Tổng trở lực đoạn ống có chiều dài tương đương lớn nhất là cơ sở để chọn quạt dàn lạnh.

*Bảng 6-48 : Xác định tỷ lệ phần trăm tiết diện theo phương pháp ma sát đồng đều*

Lưu lượng, %	Tiết diện %	Lưu lượng, %	Tiết diện %	Lưu lượng, %	Tiết diện %	Lưu lượng, %	Tiết diện %
1	2,0	26	33,5	51	59,0	76	81,0
2	3,5	27	34,5	52	60,0	77	82,0
3	5,5	28	35,5	53	61,0	78	83,0
4	7,0	29	36,5	54	62,0	79	84,0
5	9,0	30	37,5	55	63,0	80	84,5
6	10,5	31	39,0	56	64,0	81	85,5
7	11,5	32	40,0	57	65,0	82	86,0
8	13,0	33	41,0	58	65,5	83	87,0
9	14,5	34	42,0	59	66,5	84	87,5
10	16,5	35	43,0	60	67,5	85	88,5
11	17,5	36	44,0	61	68,0	86	89,5
12	18,5	37	45,0	62	69,0	87	90,0
13	19,5	38	46,0	63	70,0	88	90,5

14	20,5	39	47,0	64	71,0	89	91,5
15	21,5	40	48,0	65	71,5	90	92,0
16	24,0	41	49,0	66	72,5	91	93,0
17	24,0	42	50,0	67	73,5	92	94,0
18	25,0	43	51,0	68	74,5	93	94,5
19	26,0	44	52,0	69	75,5	94	95,0
20	27,0	45	53,0	70	76,5	95	96,0
21	28,0	46	54,0	71	77,0	96	96,5
22	29,5	47	55,0	72	78,0	97	97,5
23	30,5	48	56,0	73	79,0	98	98,0
24	31,5	49	57,0	74	80,0	99	99,0
25	32,5	50	58,0	75	80,5	100	100

- Phương pháp ma sát đồng đều có ưu điểm là thiết kế rất nhanh, người thiết kế không bắt buộc phải tính toán tuần tự từ đầu tuyến ống đến cuối mà có thể tính bất cứ đoạn ống nào tùy ý, điều này có ý nghĩa trên thực tế thi công ở công trường.

- Phương pháp ma sát đồng đều cũng đảm bảo tốc độ giảm dần dọc theo chiều chuyển động, có độ tin cậy cao hơn phương pháp giảm dần tốc độ.

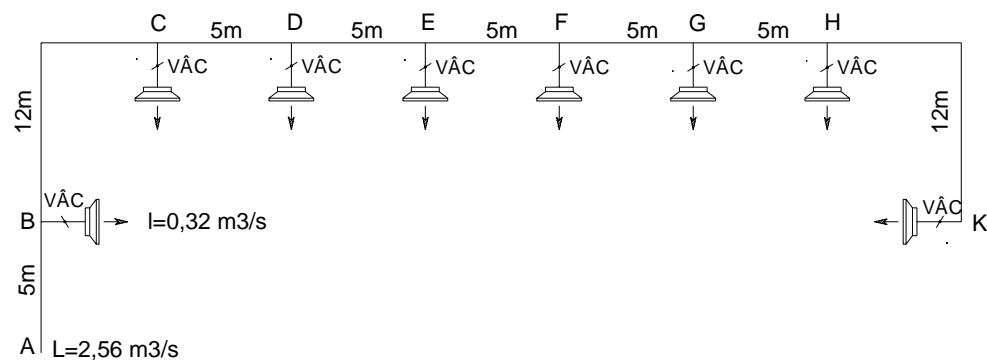
- Không đảm bảo phân bố lưu lượng đều trên toàn tuyến nên các miệng thổi cần phải bố trí thêm van điều chỉnh.

- Việc lựa chọn tổn thất cho 1m ống khó khăn. Thường chọn  $\Delta p = 0,5 - 1,5 \text{ N/m}^2$  cho 1 m ống

- Phương pháp ma sát đồng đều được sử dụng rất phổ biến.

*Ví dụ 1:*

Giả sử có 08 một kênh gió thổi có 8 miệng thổi với các đặc điểm trên hình 6-14. Lưu lượng yêu cầu cho mỗi miệng thổi là  $0,32 \text{ m}^3/\text{s}$ . Thiết kế hệ thống kênh gió.



Hình 6-14 : Sơ đồ đường ống

*Bước 1: Chọn và xác định các thông số tiết diện điển hình*

- Chọn đoạn đầu tiên AB làm tiết diện điển hình. Lưu lượng gió qua tiết diện đầu là  $L_1 = 8 \times 0,32 = 2,56 \text{ m}^3/\text{s}$

- Chọn tốc độ đoạn đầu  $\omega_1 = 8 \text{ m/s}$

- Diện tích tiết diện đoạn ống đầu :  $f_1 = L_1/\omega_1 = 2,56 / 8 = 0,32 \text{ m}^2$

- Chọn kích thước đoạn đầu : 800x400mm

- Tra bảng (6-3) ta có đường kính tương đương :  $d_{td} = 609\text{mm}$

- Dựa vào lưu lượng  $L_1 = 2560 \text{ L/s}$  và  $d_{td} = 609\text{mm}$  tra đồ thị ta được tổn thất

$\Delta p_1 = 1,4 \text{ Pa/m}$ .

*Bước 2 : Thiết kế các đoạn ống*

Trên cơ sở tỷ lệ phần trăm lưu lượng của các đoạn kế tiếp ta xác định được tỷ lệ phần trăm diện tích của nó, xác định kích thước  $a_i \times b_i$  của các đoạn đó, xác định diện tích thực và tốc độ thực.

Bảng 6-49 : Kết quả tính toán

Đoạn	Lưu lượng		Tiết diện		Tốc độ	Kích thước a x b (mm)
	%	m <sup>3</sup> /s	%	m <sup>2</sup>		
AB	100	2,56	100	0,32	8 m/s	800 x 400
BC	87,5	2,24	90,2	0,289	7,76	725 x 400
CD	75	1,92	80,5	0,258	7,45	600 x 400
DE	62,5	1,60	70	0,224	7,14	550 x 400
EF	50	1,28	58	0,186	6,90	475 x 400
FG	37,5	0,96	46	0,147	6,52	475 x 300
GH	25	0,64	32,5	0,104	6,15	350 x 300
HK	12,5	0,32	19,5	0,062	5,13	300 x 200

Bước 3 : Tính tổng trở lực

Bảng 6.50

Đoạn	Chi tiết	$d_{td}$ , mm	Chiều dài, m	Chiều dài tương đương, m
AB	Đường ống	609	5	
BC	Đường ống Cút	583	12	4,1
CD	Đường ống	533	5	
DE	Đường ống	511	5	
EF	Đường ống	476	5	
FG	Đường ống	410	5	
GH	Đường ống Cút	354	12	2,5
HK	Đường ống	266	5	

Tổng chiều dài tương đương của đoạn AK là 60,6m bao gồm các đoạn ống thẳng và chiều dài tương đương của các cút.

Tổng trở lực đường ống :

$$\Sigma \Delta p = 60,6 \times 1,4 = 84,84 \text{ Pa}$$

### 5) Phương pháp phục hồi áp suất tĩnh

Nội dung của phương pháp phục hồi áp suất tĩnh xác định kích thước của ống dẫn sao cho tồn thất áp suất trên đoạn đó đúng bằng độ gia tăng áp suất tĩnh do sự giảm tốc độ chuyển động của không khí sau mỗi nhánh rẽ.

Phương pháp phục hồi áp suất tĩnh được sử dụng cho ống cấp gió, không sử dụng cho ống hồi. Về thực chất nội dung của phương pháp phục hồi áp suất tĩnh giống phương pháp lý thuyết, tuy nhiên ở đây người ta căn cứ vào các đồ thị để xác định tốc độ đoạn ống kế tiếp.

Các bước tính thiết kế :

Bước 1: - Chọn tốc độ hợp lý của đoạn ống chính ra khỏi quạt  $\omega_1$  và tính kích thước đoạn ống đó.

Bước 2: Xác định tốc độ đoạn kế tiếp như sau

- Xác định tỉ số  $L_{td}/Q^{0,61}$  dựa vào tính toán hoặc đồ thị (hình 6-16) cho đoạn

ống đầu.

trong đó

$L_{td}$  - Chiều dài tương đương của đoạn đầu gồm chiều dài thực đường ống cộng với chiều dài tương đương tất cả các cút.

Q - lưu lượng gió trên đoạn đầu

- Dựa vào tốc độ đoạn đầu  $\omega_1$  và tỷ số  $a = L_{td}/Q^{0,61}$ , theo đồ thị hình (6-13) xác định tốc độ đoạn ống tiếp theo, tức là tốc độ sau đoạn rẽ nhánh thứ nhất  $\omega_2$ .

- Xác định kích thước đoạn ống thứ 2

$$F_2 = L_2/\omega_2$$

*Bước 3:* Xác định tốc độ và kích thước đoạn kế tiếp như đã xác định với đoạn thứ 2

\* *Đặc điểm của phương pháp phục hồi áp suất tĩnh*

- Đảm bảo phân bố lưu lượng đều và do đó hệ thống không cần van điều chỉnh.

- Tốc độ cuối tuyến ống thấp hơn nên đảm bảo độ ồn cho phép.

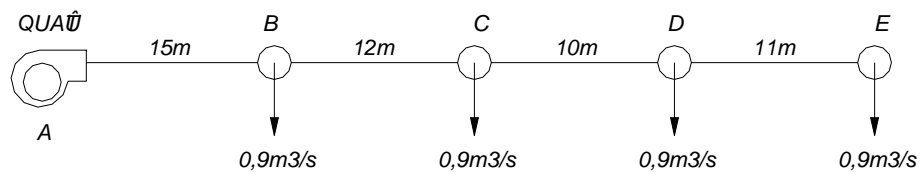
- Khối lượng tính toán tương đối nhiều.

- Kích thước đường ống lớn hơn các cách tính khác nhất là các đoạn rẽ nhánh, nên

chi phí đầu tư cao.

*Ví dụ 2:*

Thiết kế hệ thống kênh dẫn gió cho hệ thống kênh gió gồm 4 miệng thổi, mỗi miệng có lưu lượng gió là  $0,9 \text{ m}^3/\text{s}$ . Kích thước các đoạn như trên hình 6-15.



Hình 6-15 : Sơ đồ đường ống

\* *Xác định các thông số đoạn đầu*

- Lựa chọn tốc độ đoạn AB :  $\omega_1 = 12 \text{ m/s}$

- Lưu lượng gió :  $Q_1 = 4 \times 0,9 = 3,6 \text{ m}^3/\text{s}$

- Tiết diện đoạn đầu :  $F_1 = 3,6/12 = 0,3 \text{ m}^2$

- Kích thước các cạnh  $600 \times 500 \text{ mm}$

- Tra bảng ta có đường kính tương đương :  $d_{td} = 598 \text{ mm}$

- Tổn thất cho 1m ống :  $0,4 \text{ Pa/m}$

\* *Xác định tốc độ và kích thước đoạn tiếp*

- Tỷ số  $a = L/Q^{0,61}$  :  $L_1/Q^{0,61} = 49 / 7628^{0,61} = 0,211$

- Xác định  $\omega_2$  theo đồ thị với  $\omega_1 = 7628 \text{ FPM}$  và  $L/Q^{0,61} = 0,211$  :  $\omega_2 = 2000 \text{ FPM}$

hay  $\omega_2 = 10,16 \text{ m/s}$

\* *Xác định các đoạn kế tiếp một cách tương tự bước 2 và ghi kết quả vào bảng dưới đây*

Bảng 6-51 : bảng kết quả tính toán

Tiết diện	Lưu lượng		Tốc độ		$L_{td}$		$L/Q^{0,61}$
	$\text{m}^3/\text{s}$	CFM	m/s	FPM	m	FT	
AB	3.6	7628	12	2362	15	49	0.211
BC	2.7	5721	10.16	2000	12	39	0.201
CD	1.8	3814	8.53	1680	10	33	0.214
DE	0.9	1907	7.32	7	11	36	0.360

Hình 6-16 : Đồ thị xác định tốc độ đoạn ống kế tiếp

## 6.2 THIẾT KẾ HỆ THỐNG MIỆNG THỞ VÀ MIỆNG HÚT

### 6.2.1 Các cơ sở lý thuyết

#### 6.2.1.1 Cấu trúc luồng không khí trước một miệng thổi

\* *Tình hình chuyển động không khí trong phòng*

Quá trình trao đổi nhiệt ẩm trong phòng thực hiện chủ yếu nhờ chuyển động của không khí trong phòng, các chuyển động đó bao gồm:

- *Chuyển động đối lưu tự nhiên* : Động lực gây nên chuyển động đối lưu tự nhiên là sự chênh lệch nhiệt độ và độ ẩm giữa các vùng khác nhau trong phòng. Không khí nóng và khô nhẹ hơn nên thoát lên cao và không khí lạnh nặng hơn sẽ chìm xuống. Thực tế chuyển động đối lưu tự nhiên chủ yếu là do chênh lệch nhiệt độ, khi nhiệt độ chênh lệch càng cao thì chuyển động càng mạnh.

- *Chuyển động đối lưu cưỡng bức* : Do quạt tạo nên và đóng vai trò quyết định trong việc trao đổi không khí trong nhà.

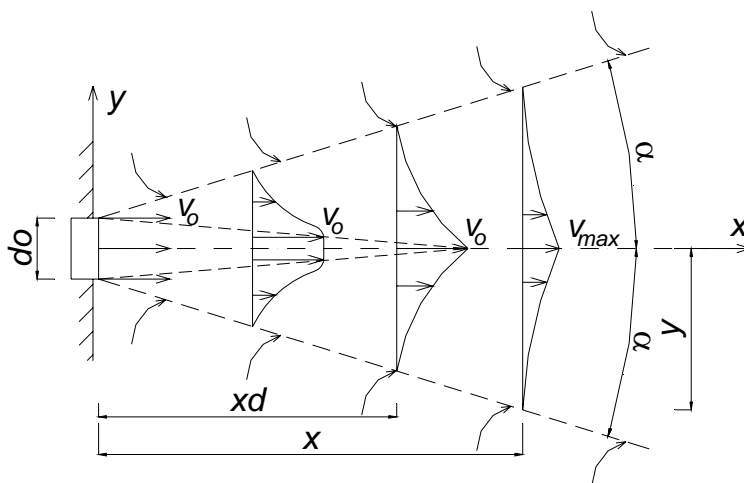
- *Chuyển động khuếch tán* : Ngoài 2 dạng chuyển động đối lưu tự nhiên và cưỡng bức, không khí trong phòng còn tham gia chuyển động khuếch tán. Chuyển động khuếch tán là sự chuyển động của không khí đứng yên vào một luồng không khí đang chuyển động. Chuyển động khuếch tán có ý nghĩa lớn trong việc giảm tốc độ của dòng không khí sau khi ra khỏi miệng thổi, làm đồng đều tốc độ không khí trong phòng và gây ra sự xáo trộn cần thiết trên toàn bộ không gian phòng.

\* *Luồng không khí từ một miệng thổi tròn*

Một dòng không khí thổi vào một thể tích không gian nào đó và choán đầy thể tích ấy gọi là *luồng không khí*.

Khi nghiên cứu luồng không khí được thổi ra từ một miệng thổi tròn đường kính  $d_0$ , tốc độ thổi trung bình ra miệng thổi là  $v_0$  người ta nhận thấy:

- Do chuyển động khuếch tán của không khí trong phòng nên tiết diện luồng càng ra xa càng lớn.
- Phân bố tốc độ trên luồng ban đầu có dạng hình thang chiều cao là  $v_0$ , sau chuyển dần dạng tam giác và tốc độ ở tâm giảm dần.



Hình 6-17 :  
Cấu trúc luồng không khí đầu ra miệng thổi

Trên hình 6-17 là cấu trúc của luồng không khí ở đầu ra một miệng thổi tròn. Người ta đã xác định được tốc độ của luồng không khí tại một vị trí cách miệng thổi một khoảng  $x$  như sau

- Đối với miệng thổi tròn

+ Tốc độ cực đại tại tâm

$$v_{\max} = v_0 \frac{3,29}{1 + \frac{2x}{d_0} \operatorname{tg} \alpha} \quad (6-23)$$

+ Tốc độ trung bình

$$v_{TB} = v_0 \frac{0,645}{1 + \frac{2x}{d_0} \operatorname{tg} \alpha} = 0,2 \cdot v_{\max} \quad (6-24)$$

- Đối với miệng thổi dẹt

Miệng thổi dẹt là miệng thổi mà cạnh lớn lớn gấp ít nhất 5 lần cạnh bé  $a_0 \geq 5 \cdot b_0$

+ Tốc độ cực đại tại tâm

$$v_{\max} = v_0 \frac{1,88}{\sqrt{1 + \frac{2x}{b_0} \operatorname{tg} \alpha}} \quad (6-25)$$

+ Tốc độ trung bình

$$v_{TB} = v_0 \frac{0,78}{\sqrt{1 + \frac{2x}{b_0} \operatorname{tg} \alpha}} \approx 0,4 \cdot v_{\max} \quad (6-26)$$

$\alpha$  - Là góc khuyếch tán của đoạn đầu :  $\alpha_o = 14^\circ 30'$  với miệng thổi tròn và  $\alpha_o = 12^\circ 40'$  với miệng thổi dẹt.

$d_o, b_o$  - Đường kính của miệng thổi tròn và chiều nhỏ của miệng thổi dẹt

Muốn luồng không khí đi xa cần chọn  $m$  lớn, tốc độ luồng suy giảm chậm và khi cần luồng đi gần thì chọn  $m$  nhỏ, luồng suy giảm tốc độ nhanh. Vì vậy trong các xí nghiệp công nghiệp khi không gian điều hòa rộng, tốc độ cho phép lớn có thể chọn miệng thổi dẹt, còn trong các phòng làm việc, phòng ở không gian thường hẹp, trần thấp, tốc độ cho phép nhỏ thì nên chọn miệng thổi kiểu khuyếch tán hoặc có các cánh hướng .

### 6.2.1.2 Cấu trúc của dòng không khí gần miệng hút.

Khác với luồng không khí trước các miệng thổi, luồng không khí trước các miệng hút có 2 đặc điểm khác cơ bản:

- Luồng không khí trước miệng thổi có góc khuyếch tán nhỏ, luồng không khí trước miệng thổi chiếm toàn bộ không gian phía trước nó .

- Lưu lượng không khí trong luồng trước miệng thổi tăng dần do hiện tượng khuyếch tán , lưu lượng của luồng trước miệng hút coi như không đổi.

Do 2 đặc điểm trên nên khi đi ra xa, cách miệng hút một khoảng  $x$  nào đó thì tốc độ giảm rất nhanh so với trước miệng thổi. Nên có thể nói luồng không khí trước miệng hút triệt tiêu rất nhanh.

Tốc độ trên trục của luồng không khí trước miệng hút xác định theo công thức sau :

$$V_x = k_H \cdot v_o \cdot (d_o/x)^2 \quad (6-27)$$

$V_o$  - Tốc độ không khí tại đầu vào miệng hút, m/s

$D_o$  - Đường kính của miệng hút

$X$  - Khoảng cách từ miệng hút tới điểm xác định

$k_H$  - Hệ số phụ thuộc dạng miệng hút

Bảng 6-52: Xác định hệ số  $k_H$

Sơ đồ	Dạng	Tiết diện ngang	
		Tròn, vuông	Dẹt
- Lắp nhô lên cao	Góc khuyếch tán $\alpha > 180^\circ$ , mép có cạnh	0,06	0,12
- Lắp sát tường, trần	$\alpha=180^\circ$ , Có mặt bích	0,12	0,24
- Lắp ở góc	$\alpha=90^\circ$ , bố trí ở góc	0,24	0,48

Từ giá trị  $k_H$  ta có nhận xét là tốc độ không khí tại tâm luồng trước miệng thổi giảm rất nhanh khi tăng khoảng cách  $x$ . Ví dụ đối với miệng thổi tròn, khi bố trí nhô lên khỏi tường (góc khuyếch tán  $\alpha > 180^\circ$ ) khi  $x=d_o$  thì  $v_x = 0,06 \cdot v_o$  tốc độ không khí tại tâm luồng chỉ còn 6% tốc độ đầu vào miệng hút.

Với các kết quả trên ta có thể rút ra kết luận sau :

- Miệng hút chỉ gây xáo động không khí tại một vùng rất nhỏ trước nó và do đó hầu như không ảnh hưởng tới sự luân chuyển không khí ở trong phòng. Vị trí miệng hút không ảnh hưởng tới việc luân chuyển không khí.

- Việc bố trí các miệng hút chỉ có ý nghĩa về mặt thẩm mỹ . Để tạo điều kiện hút được đều gió trong phòng và việc thải kiệt các chất độc hại cần tạo ra sự xáo trộn trong phòng nhờ quạt hoặc luồng gió cấp.

## 6.2.2 Miệng thổi, miệng hút và lựa chọn lắp đặt

### 6.2.2.1. Yêu cầu của miệng thổi và miệng hút

- Có kết cấu đẹp, hài hoà với trang trí nội thất công trình , dễ dàng lắp đặt và tháo dỡ

- Cấu tạo chắc chắn, không gây tiếng ồn .
- Đảm bảo phân phối gió đều trong không gian điều hoà và tốc độ trong vùng làm việc không vượt quá mức cho phép.
- Trở lực cực bộ nhỏ nhất.
- Có van điều chỉnh cho phép dễ dàng điều chỉnh lưu lượng gió. Trong một số trường hợp miệng thổi có thể điều chỉnh được hướng gió tới các vị trí cần thiết trong phòng.
- Kích thước nhỏ gọn và nhẹ nhàng, được làm từ các vật liệu đảm bảo bền đẹp và không rỉ
- Két cấu dễ vệ sinh lau chùi khi cần thiết.

### 6.2.2.2. Phân loại

Miệng thổi và miệng hút có rất nhiều dạng khác nhau.

#### a) Theo hình dạng

- Miệng thổi tròn.
- Miệng thổi chữ nhật, vuông
- Miệng thổi dẹt

#### b) Theo cách phân phối gió

- Miệng thổi khuếch tán
- Miệng thổi có cánh điều chỉnh đơn và đôi
- Miệng thổi kiểu lá sách
- Miệng thổi kiểu chắn mưa
- Miệng thổi có cánh cố định.
- Miệng thổi đục lỗ
- Miệng thổi kiểu lưới

#### c) Theo vị trí lắp đặt

- Miệng thổi gắn trần.
- Miệng thổi gắn tường.
- Miệng thổi đặt nền, sàn.

#### d) Theo vật liệu

- Miệng thổi bằng thép
- Miệng thổi nhôm đúc.
- Miệng thổi nhựa.

### 6.2.2.3 Các loại miệng thổi thông dụng

#### 1) Miệng thổi kiểu khuếch tán gắn trần (ceiling diffuser)

Là loại miệng thổi được sử dụng phổ biến nhất vì đơn giản và bề mặt đẹp. Thường được gắn trên trần, dòng không khí khi đi qua miệng thổi sẽ được khuếch tán rộng ra theo nhiều hướng nên tốc độ không khí tại vùng làm việc nhanh chóng giảm nhỏ và đồng đều. Nhờ vậy miệng thổi kiểu khuếch tán thường được sử dụng nhiều trong các công sở, phòng làm việc, phòng ngủ khi mà độ cao laphông thấp.



*Hình 6-18 : Cấu tạo miệng thổi khuếch tán*

Trên hình 6-18 là cấu tạo của miệng thổi kiểu khuếch tán. Các bộ phận chính gồm phần vỏ và phần cánh. Các cánh nghiêng một góc từ 30, 45 và 60°, nhưng phổ biến nhất là loại nghiêng 45°. Bộ phận cánh có thể tháo rời để vệ sinh cũng như thuận tiện khi lắp miệng thổi. Miệng thổi khuếch tán có thể có 1, 2, 3 hoặc 4 hướng khuếch tán (hình 6-19), người thiết kế có thể dễ dàng chọn loại tùy ý để bố trí tại các vị trí khác nhau. Ví dụ khi lắp đặt ở giữa phòng chọn loại a, ở tường chọn loại b, ở góc phòng thì chọn loại c, ở cuối hành lang thì chọn loại d.

Miệng thổi khuếch tán thường có dạng hình vuông, chữ nhật hoặc tròn. Lựa chọn kiểu nào là tùy thuộc vào công trình cụ thể và sở thích của khách hàng. Với hình dạng như vậy nên chúng rất dễ lắp đặt lên trần. Có thể phối kết hợp với các bộ đèn hình thù khác nhau tạo nên một mặt bằng trần đẹp. Có thể tham khảo các đặc tính kỹ thuật của miệng thổi khuếch tán ACD của hãng HT Air Grilles trên bảng 6-50.

*\* Vật liệu*

- Cánh thường làm từ nhôm định hình dày 1,2 mm hoặc tôn
- Khung làm nhôm định hình dày 1,5mm hoặc tôn
- Sơn tĩnh điện theo màu khách hàng

a)

b)

c)

d)

*6-19 : Các loại miệng thổi kiểu khuếch tán*

**2) Miệng thổi có cánh chỉnh đơn và đôi (Single and double Deflection Register)**

Trên hình 6-20 là miệng thổi cánh chỉnh đơn và cánh chỉnh đôi.

*Đặc điểm sử dụng :*

- Thường sử dụng làm miệng hút . Có thể làm miệng thổi khi cần lưu lượng lớn.
- Được lắp trên trần, tường hoặc trên ống gió
- Khi làm miệng hút cần lắp thêm phin lọc.
- Các cánh có thể điều chỉnh góc nghiêng tùy theo yêu cầu sử dụng.
- Tùy theo vị trí lắp đặt mà chọn loại cánh đơn hay cánh đôi cho phù hợp

*Vật liệu và màu sắc*

- Cánh làm từ nhôm định hình dày từ 1 đến 1,5mm hoặc tôn.
- Khung là từ nhôm định hình dày 1,5mm hoặc 2,0mm hoặc tôn
- Sơn tĩnh điện màu trắng hoặc màu khác theo yêu cầu khách hàng.

Có thể tham khảo các đặc tính kỹ thuật của miệng thổi có cánh chỉnh đôi ARS của hãng HT Air Grilles trên bảng 6-51.

a) Miệng gió có cánh chỉnh đơn

b)

Miệng gió có cánh chỉnh đôi

*Hình 6-20 : Miệng gió có cánh chỉnh*

### 3) Miệng thổi dài khuyếch tán

Miệng thổi dài kiểu khuyếch tán làm từ vật liệu nhôm định hình. Có kích thước tương đương các hộp đèn trần nên có khả năng tạo ra mặt bằng trần hài hoà, đẹp. Các cánh hướng cho phép dễ dàng điều chỉnh gió tới các hướng cần thiết trong khoảng 0 đến 180°. Miệng thổi có từ 1 đến 8 khe thổi gió. Kích thước chuẩn của các khe là 20 và 25 mm. Các cánh hướng gió còn đóng vai trò là van chặn, khi cần thiết có thể chặn hoàn toàn một miệng thổi hay một khe bất kỳ. Có thể dễ dàng điều chỉnh cánh hướng ngay cả khi miệng thổi đã được lắp đặt, phù hợp với tất cả các loại trần.

Có thể tham khảo các đặc tính kỹ thuật của miệng thổi dài khuyếch tán ALD của hãng HT Air Grilles trên bảng 6-52.

a) Miệng thổi có 1 khe gió

b) Miệng thổi có 2 khe gió

*Hình 6-21 : Miệng thổi dài kiểu khuyếch tán*

### 4) Miệng gió dài kiểu lá sách (Linear Bar Grille)

Miệng thổi dài kiểu lá sách được thiết kế từ nhôm định hình có khả năng chống ăn mòn cao. Bề mặt được phủ lớp men chống trầy xước. Miệng thổi dài kiểu lá sách được sử dụng rất phổ biến cho hệ thống lạnh, sưởi và thông gió. Nó được thiết kế để cung cấp lưu lượng gió lớn nhưng vẫn đảm bảo độ ồn và tổn thất áp suất có thể chấp nhận được.

Miệng thổi dài kiểu lá sách được thiết kế chủ yếu lắp đặt trên các tường cao. Có thể sử dụng làm miệng hút hay miệng thổi. Độ nghiêng của cánh từ 0° đến 15°.

Khoảng cách chuẩn giữa các tâm cánh là 12mm. Từ phía trước miệng thổi có thể điều chỉnh độ mở của van điều chỉnh phía sau nhờ đinh vít đặt ở góc.

Hình 6-22 : Cấu tạo miệng gió dài kiểu lá sách

### 5) Miệng gió kiểu lá sách cánh cố định (Fixed louvre Grille) - AFL

Miệng gió kiểu lá sách cánh cố định AFL có thể sử dụng gắn tường hay trần. Nó được thiết kế thường để làm miệng hồi gió và hút xả, có lưu lượng gió lớn, nhưng trở lực và độ ồn bé. Có thể sử dụng làm tấm ngăn cách giữa các phòng mà vẫn đảm bảo thông thoáng.

Các cánh miệng gió nghiêng  $45^\circ$  và cách khoảng 18mm từ vật liệu nhôm định hình có độ dày từ 1,0mm đến 1,5mm.

Khung làm bằng nhôm định hình hoặc tôn dày 1,5mm. Toàn bộ được sơn tĩnh điện màu trắng hay theo yêu cầu của khách hàng.

Hình 6-23 : Cấu tạo miệng gió kiểu lá sách cánh cố định

### 6) Miệng gió lá sách kiểu chắn mưa cánh đơn

\* Đặc điểm sử dụng:

- Miệng gió lá sách cánh đơn có 2 loại : Loại cánh 1 lớp và cánh 2 lớp (hình 6-22).  
- Được sử dụng làm miệng thổi gió, miệng hút hoặc tấm ngăn giữa phòng và ngoài trời. Được gắn lên tường bảo vệ cho nơi sử dụng không bị ảnh hưởng bởi thời tiết bên ngoài. Miệng gió có thể gắn thêm lưới chắn côn trùng.

- Các cánh có độ nghiêng  $45^\circ$  và được cố định.

\* Vật liệu làm cánh

- Cánh được làm từ nhôm định hình hoặc tôn dày 2mm. Khung làm bằng nhôm định hình dày 2÷3mm hoặc tôn.

- Toàn bộ được sơn tĩnh điện màu trắng hoặc theo yêu cầu của khách hàng.

a) Cánh đơn 1 lớp

b) Cánh đơn 2 lớp

Hình 6-24 : Miệng gió lá sách kiểu chắn mưa cánh đơn

### 7) Miệng gió lá sách cánh đôi

\* Đặc điểm sử dụng:

- Miệng gió lá sách cánh đôi có 2 loại : Loại cánh đôi 1 lớp và cánh đôi 2 lớp (hình 6-23).
- Được sử dụng làm tấm ngăn trên tường, hoặc cửa ra vào tại vị trí ngăn cách giữa các nơi sử dụng. Có tác dụng ngăn cách ánh sáng lọt vào nơi sử dụng mà vẫn đảm bảo thông thoáng.
- \* Vật liệu làm cánh
- Cánh được làm từ nhôm định hình hoặc tôn dày 1mm. Khung làm bằng nhôm định hình dày 1,5÷2mm hoặc tôn.
- Toàn bộ được sơn tĩnh điện màu trắng hoặc theo yêu cầu của khách hàng.

a) Cánh đôi 1 lớp

b) Cánh đôi 2 lớp

Hình 6-25 : Miệng gió lá sách cánh đôi

#### 6.2.2.4 Tính chọn miệng thổi

##### 1) Chọn loại miệng thổi

Để chọn loại miệng thổi thích hợp nhất ta căn cứ vào :

- Các chỉ tiêu kỹ thuật, đặc tính của từng loại miệng thổi do các nhà sản xuất cung cấp.
- Đặc điểm về kết cấu và kiến trúc công trình, trang trí nội thất.
- Yêu cầu của khách hàng.

##### 2) Tính chọn miệng thổi

a) Căn cứ vào đặc điểm công trình , mặt bằng trần chọn sơ bộ số lượng miệng thổi

b) Tính lưu lượng trung bình cho một miệng thổi

$$L_{MT} = \frac{L}{N} \quad (6-28)$$

trong đó

L - Lưu lượng gió yêu cầu trong không gian điều hoà, m<sup>3</sup>/s.

N - Số lượng miệng thổi.

L<sub>MT</sub> - Lưu lượng gió của một miệng thổi , m<sup>3</sup>/s

c) Căn cứ vào lưu lượng và quãng đường đi từ miệng thổi đến vùng làm việc tiến hành tính toán hoặc chọn miệng thổi thích hợp sao cho đảm bảo tốc độ trong vùng làm việc đạt yêu cầu.

+ Tính tốc độ đầu ra ω<sub>o</sub> miệng thổi dựa vào công thức (6-23) và (6-25), trong đó v<sub>max</sub> = 0,25 m/s và x là khoảng cách từ miệng thổi đến vùng làm việc.

Với miệng thổi tròn

$$v_o = v_{\max} \cdot \frac{1 + 2 \frac{x}{d_o} \operatorname{tg} \alpha}{3,29} \quad (6-29)$$

Với miệng thổi dẹt

$$v_o = v_{\max} \cdot \frac{\sqrt{1 + 2 \frac{x}{b_{42}} \operatorname{tg} \alpha}}{1,88}$$

+ Kích thước đầu ra của miệng thổi:

$$F = L_{MT}/\omega_0$$

(6-30)

Việc tính toán theo các công thức trên gặp khó khăn là ta không biết được trước góc khuyếch tán  $\alpha$  của tất cả các loại miệng thổi. Vì vậy thực tế người ta căn cứ vào quãng đường T từ vị trí miệng thổi đến điểm mà tốc độ gió tại tâm đạt 0,25m/s . Các số liệu này thường được dẫn ra trong các tài liệu của các miệng thổi .

Căn cứ vào quãng đường T và lưu lượng gió ta có thể chọn loại miệng thổi thích hợp.

Ví dụ : Tính chọn miệng gió cho phòng điều hoà với các thông số : Lưu lượng gió yêu cầu cho L = 0,8 m<sup>3</sup>/s. Quãng đường đi từ miệng thổi đến vùng làm việc là 3,5m.

- Chọn kiểu miệng thổi khuyếch tán lắp trần
- Chọn số miệng thổi n = 8 miệng
- Lưu lượng gió qua 01 miệng thổi

$$L_{MT} = 0,8 / 8 = 0,1 \text{ m}^3/\text{s} = 100 \text{ Lit/s}$$

- Căn cứ vào  $L_{MT} = 100 \text{ Lit/s}$  và T = 3,5m ta chọn loại miệng thổi ACD 150 x 150.

Tốc độ gió tại khi vào vùng làm việc  $\omega_T = 0,25 \text{ m/s}$

- Kích thước cổ miệng thổi 150 x 150
- Kích thước cửa ra miệng thổi : 240 x 240
- Diện tích cửa ra :  $F = 0,24 \times 0,24 = 0,0576 \text{ m}^2$
- Tốc độ đầu ra miệng thổi :  $\omega_0 = 0,1 / 0,0576 = 1,74 \text{ m/s}$

Bảng 6-53: Thông số hoạt động miệng thổi khuấy tán gắn trần - ACD (Air Ceiling Diffuser)- hãng HT Air Grilles (Singapore)

Kích thước đầu vào (mm)	Diện tích (m <sup>2</sup> )	Lưu lượng (L/s)	50	60	70	80	90	100	120	140	160	180	200	250	300	350	400	450	500	600	700	
150 x 150	0,0225	SP (Pa)	13	16	18	21	38	43	51	60	98	122										
		NC (dB)	15	18	21	24	31	35	42	46	48	52										
		T (m)	2,3	2,8	3,1	3,2	3,3	3,5	4,2	4,7	5	6,5										
200 x 200	0,04	SP (Pa)			10	14	16	22	28	34	41	55	74									
		NC (dB)			14	16	19	24	29	35	39	44	51									
		T (m)			2,5	2,8	2,9	3,2	3,8	4,3	4,8	5,3	5,8									
250 x 250	0,0625	SP (Pa)				3	5	8	13	14	16	25	32	41	57	79						
		NC (dB)				11	14	18	23	27	33	38	39	47	55	65						
		T (m)				2,2	2,5	2,9	3,3	3,7	4,1	4,5	4,7	5,5	5,9	6,4						
300 x 300	0,09	SP (Pa)						4	5	6	7	8	12	15	26	35	45	58	64	97		
		NC (dB)						15	18	20	21	22	23	27	29	33	37	41	46	51		
		T (m)						4	4,5	5,2	6	6,5	6,5	8	9,5	10,5	12	>	>	>		
350 x 350	0,1225	SP (Pa)								3	5	6	7	9	14	21	25	37	40	43	46	
		NC (dB)									15	16	17	18	20	26	28	33	35	38	42	47
		T (m)									4,9	5,2	5,7	6,2	6,9	7,5	8,1	8,6	8,9	9,4	9,9	10,5
400 x 400	0,16	SP (Pa)									3	4	5	6	10	13	17	24	27	39	45	
		NC (dB)									10	12	14	17	22	25	28	32	34	40	45	
		T (m)									5,4	5,6	6,1	6,8	7,3	7,8	8,8	9	9,3	9,9	10,5	
450 x 450	0,2025	SP (Pa)										4	5	8	11	15	19	22	29	41	54	
		NC (dB)											19	21	23	25	30	35	38	41	48	51
		T (m)											7,5	8,5	9,5	10	11	11,5	>	>	>	>

SP - Áp suất tĩnh

NC - Độ ồn

T - Quảng đường đi để đạt tốc độ 0,25 m/s

Bảng 6-54: Thông số hoạt động miệng thổi cánh chỉnh đôi - ASR (Air supply Register) - hãng HT Air Grilles (Singapore)

Kích thước (mm)	Diện tích (m <sup>2</sup> )	Lưu lượng (L/s)	50	60	70	80	90	100	120	140	160	180	200	250	300	350	400	450	500	600	700	
150 x 150	0,0225	SP (Pa)	13	16	18	21	38	43	51	60	98	122										
		NC (dB)	15	18	21	24	31	35	42	46	48	52										
		T (m)	2,3	2,8	3,1	3,2	3,3	3,5	4,2	4,7	5	6,5										
200 x 200	0,04	SP (Pa)			10	14	16	22	28	34	41	55	74									
		NC (dB)			14	16	19	24	29	35	39	44	51									
		T (m)			2,5	2,8	2,9	3,2	3,8	4,3	4,8	5,3	5,8									
250 x 250	0,0625	SP (Pa)				3	5	8	13	14	16	25	32	41	57	79						
		NC (dB)				11	14	18	23	27	33	38	39	47	55	65						
		T (m)				2,2	2,5	2,9	3,3	3,7	4,1	4,5	4,7	5,5	5,9	6,4						
300 x 300	0,09	SP (Pa)						4	5	6	7	8	12	15	26	35	45	58	64	97		
		NC (dB)						15	18	20	21	22	23	27	29	33	37	41	46	51		
		T (m)						4	4,5	5,2	6	6,5	6,5	8	9,5	10,5	12	>	>	>		
400 x 250	0,1	SP (Pa)								3	5	6	7	9	14	21	25	37	40	43	46	
		NC (dB)									15	16	17	18	20	26	28	33	35	38	42	47
		T (m)									4,9	5,2	5,7	6,2	6,9	7,5	8,1	8,6	8,9	9,4	9,9	10,5
400 x 400	0,16	SP (Pa)									3	4	5	6	10	13	17	24	27	39	45	
		NC (dB)										10	12	14	17	22	25	28	32	34	40	45
		T (m)										5,4	5,6	6,1	6,8	7,3	7,8	8,8	9	9,3	9,9	10,5
600 x 300	0,18	SP (Pa)																				
		NC (dB)																				
		T (m)																				
600 x 600	0,36	SP (Pa)																				
		NC (dB)																				
		T (m)																				
1200 x 450	0,54	SP (Pa)																				
		NC (dB)																				
		T (m)																				
750 x 750	0,5625	SP (Pa)																				
		NC (dB)																				
		T (m)																				
1200 x 600	0,72	SP (Pa)										4	5	8	11	15	19	22	29	41	54	
		NC (dB)											19	21	23	25	30	35	38	41	48	51
		T (m)											7,5	8,5	9,5	10	11	11,5	>	>	>	>
																		12	12	12	12	

Bảng 6-55: Thông đặc tính kỹ thuật miệng thổi dài kiểu khuếch tán ALD (Supply Air Linear Diffuser) - HT (Singapore)

Số khe thổi	Lưu lượng ( L/s)	25	30	40	50	60	70	80	90	100	150	200	250	300	400	500	600	700	800	900	1000		
1	SP (Pa) NC (dB) T (m)	2 - 1,1	3 - 1,2	4 - 1,3	6 8 1,5	8,5 13 2	11,5 15 6	15 19 7	18, 5 23 9	22, 5 26 10	49, 5 36 12	81 46 > 14											
2	SP (Pa) NC (dB) T (m)			2 - 4,1	4 8 4,7	6 11 5,5	8 13 6	10 15 6,5	13 17 7	16 19 7,4	35 26 9	62 30 10, 7	96 34 12	137 37 12	241 43 14								
3	SP (Pa) NC (dB) T (m)				4 - 4,3	5 - 5	6 8 5,7	7 10 6,5	9 12 7,2	11 14 7,8	24 21 9,6	42 25 11, 5	65 29 12, 8	93 33 14	164 39 > 14	255 43 > 14							
4	SP (Pa) NC (dB) T (m)					4 - 6	5 8 6	5,5 9 7	6,5 11 7	8 21 9	17, 5 26 12	31 38 > 14	51, 5 46 > 14	72 51 > 14	119 60 > 14	185 68 > 14	265 76 > 14	359 84 > 14					
5	SP (Pa) NC (dB) T (m)							2 8 6	3 10 7	5 13 8	12 23 11	20 31 14	32 37 > 14	46 41 > 14	80 54 > 14	125 60 > 14	179 65 > 14	242 66 > 14	314 68 > 14	396 70 > 14	487 76 > 14		
6	SP (Pa) NC (dB) T (m)									6 18 5	13 21 6,5	20 25 8	28 34 10	40, 5 41 > 14	70 48 > 14	102 57 > 14	140 62 > 14	187 67 > 14	242 70 > 14	304 73 > 14	371 75 > 14		

SP (Stactic Pressure, Pa) - Áp suất tĩnh

NC (dB) - Độ ồn

T (m) - Quảng đường từ miệng thổi đến vị trí tốc độ tâm luồng đạt 0,25 m/s



Bảng 6-56: Thông số hoạt động miệng dài kiểu lá sách - ABL (Air Bar Linear Grille) - hãng HT Air Grilles (Singapore)

Kích thước đầu vào (mm)	Diện tích (m <sup>2</sup> )	Lưu lượng (L/s)	25	30	40	50	60	70	80	90	100	150	200	250	300	400	500	600	700	800	900	1000		
300 x 150	0,045	SP (Pa)	1	1	3	3	4	5	7	9	10	20	35	55	77	138	208							
		NC (dB)	-	9	11	12	12	13	14	14	15	17	22	26	36	50	60							
		T (m)	1	1,2	1,6	1,9	4	4,8	5,4	6,5	6,9	7,8	10,8	11,6	12,6	>16	>16							
450 x 150	0,0675	SP (Pa)			1	1	2	3	4	5	6	12	19	28	41	72	118	160	190					
		NC (dB)			8	9	10	11	12	13	14	15	17	22	32	40	50	56	62					
		T (m)			1,1	1,5	3,8	4,5	5,1	5,3	6,1	7,3	8,4	9,5	11,1	>16	>16	>16	>16					
600 x 150	0,09	SP (Pa)					1	2	3	4	5	7	10	13	19	33	50	71	83	95				
		NC (dB)					-	-	-	-	-	-	10	14	17	24	33	39	44	51	58			
		T (m)					2	2,3	2,6	2,9	3,2	4,8	6,4	8	9	13	15	>16	>16	>16				
750 x 150	0,1125	SP (Pa)					1	1	2	5	7	9	11	17	24	33	53	62	70	89	110			
		NC (dB)					6	8	10	11	13	15	16	23	32	39	41	46	54	58	60			
		T (m)					2,4	3	3,6	4,4	5,5	6,8	7,4	8,4	12	14	16	>16	>16	>16	>16			
900 x 150	0,135	SP (Pa)						1	1	1	2	3	6	10	18	28	40	46	53	68	83			
		NC (dB)						15	17	17	19	22	24	25	28	34	37	43	45	48	50			
		T (m)						2	3	4	5	6,3	7,1	8	11	13	15	>16	>16	>16	>16			
1050x150	0,1575	SP (Pa)								1	1	3	5	7	11	17	24	40	50	60	78			
		NC (dB)									15	17	20	23	24	26	31	36	40	43	46	49		
		T (m)									2,3	2,7	4,1	4,4	4,9	6	6,8	8,5	9	10	11	11,5		
1200x150	0,18	SP (Pa)									3	4	5	6	8	13	18	24	27	30	33			
		NC (dB)										10	13	16	19	25	31	35	39	45	51	56		
		T (m)										2	2,6	3,3	3,9	5,2	6,5	7,6	8,2	9,4	11	12,2		

Bảng 6-57: Thông số hoạt động miệng hút lá sách - AFL (Air fixed Louvres) - hãng HT Air Grilles (Singapore)

Kích thước đầu vào (mm)	Diện tích (m <sup>2</sup> )	Lưu lượng (L/s)	20	25	30	40	50	60	70	80	90	100	150	200	250	300	400	500	600	700	800	900	1000	1500	1800	
150x150	0,0225	SP (Pa)	4	7	11	20	31	46	62	82	104	128	278	480												
		NC (dB)	-	-	-	11	14	18	21	24	26	29	34	40												
200x200	0,04	SP (Pa)	1	1	2	4	8	13	20	27	35	43	94	162	175	336										
		NC (dB)	-	-	-	-	-	9	11	14	17	19	26	31	37	39										
250x250	0,0625	SP (Pa)			1	2	3	4	8	11	14	18	41	70	106	150	252	390								
		NC (dB)			-	-	-	-	8	9	10	11	32	39	40	50	57	64								
300x300	0,09	SP (Pa)					5	6	7	8	9	10	20	36	54	77	123	153	183	213	243	273	306			
		NC (dB)					-	-	-	-	8	9	22	31	36	42	50	62	74	86	98	110	120			
400x250	0,1	SP (Pa)					1	1	2	3	4	7	12	20	33	47	80	123	180	240	313	391	479			
		NC (dB)					-	-	-	-	-	8	12	21	25	30	38	41	47	50	53	55	56			
400x400	0,16	SP (Pa)						1	1	2	2	4	5	10	12	17	25	45	63	86	112	138	173	380		
		NC (dB)						-	-	-	-	-	9	11	13	17	22	27	31	34	38	42	43	53		
600x300	0,18	SP (Pa)							1	1	1	1	2	5	10	14	23	35	50	68	86	110	132	289	416	
		NC (dB)							-	-	-	8	15	22	23	26	32	38	41	47	49	53	57	66	72	
1200x250	0,3	SP (Pa)									1	1	1	2	4	8	11	18	24	31	42	48	60	132	188	
		NC (dB)									-	-	10	13	16	20	21	25	29	32	36	37	41	52	59	
600x600	0,36	SP (Pa)											1	2	3	4	7	11	15	20	23	26	29	43	52	
		NC (dB)											14	19	24	36	43	51	57	62	71	80	88	132	159	
750x750	0,5625	SP (Pa)												1	1	2	4	5	7	9	12	15	15	35	51	
		NC (dB)												11	14	16	20	21	22	23	24	25	26	36	44	
1200x600	0,72	SP (Pa)													1	2	3	5	8	9	11	13	14	21	24	
		NC (dB)													12	14	27	35	41	44	47	53	59	88	106	

## 6.3 TÍNH CHỌN QUẠT GIÓ

### 6.3.1 Khái niệm và phân loại quạt

Quạt là thiết bị dùng để vận chuyển và phân phối không khí là thiết bị không thể thiếu được trong hệ thống điều hòa không khí và đời sống. Có 2 loại quạt : Loại được lắp đặt trong các máy điều hoà hoặc quạt được sử dụng thông gió.

Mỗi quạt đều được đặc trưng bởi 2 thông số cơ bản sau:

Lưu lượng gió,  $V$ ,  $m^3/s$ ,  $m^3/hr$

Cột áp  $H_q$ , Pa hoặc  $mmH_2O$

\* Phân loại

- Theo đặc tính khí động

+ Hướng trục : Không khí vào và ra đi dọc theo trục. Gọn nhẹ có thể cho lưu lượng lớn với áp suất bé. Thường dùng trong hệ thống không có ống gió hoặc ống ngắn

+ Ly tâm : Đi vào theo hướng trục quay đi ra vuông góc trục quay, cột áp tạo ra do ly tâm. Vì vậy cần có ống dẫn gió mới tạo áp suất lớn. Nó có thể tạo nên luồng gió có áp suất lớn. Trong một số máy ĐHKK dạng Package thường sử dụng quạt ly tâm.

- Theo cột áp:

+ Quạt hạ áp :  $H_q < 1000$  Pa

+ Quạt trung áp :  $1000 \text{ pa} < H_q < 3000$  Pa

+ Quạt cao áp  $H_q > 3000$  Pa

- Theo công dụng

+ Quạt gió

+ Quạt khói

+ Quạt bụi

+ Quạt thông hơi

### 6.3.2 Các loại quạt gió

#### 6.3.2.1 Quạt ly tâm

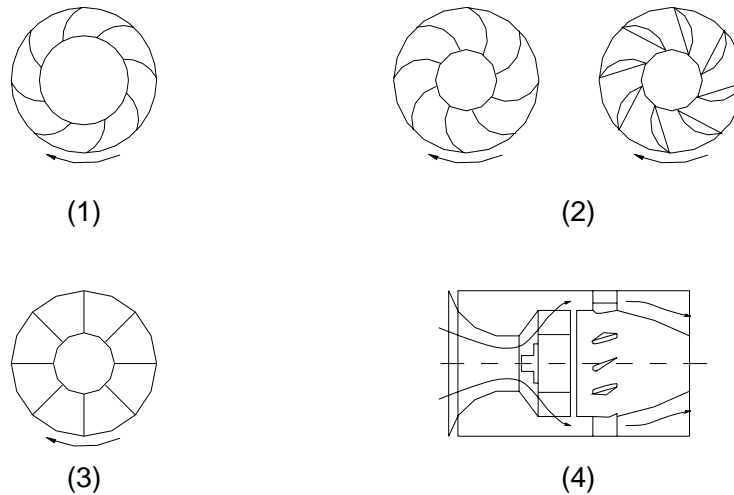
Quạt ly tâm được chia ra làm các loại sau (hình 6-26):

- Quạt ly tâm cánh cong về phía trước (forward Curve - FC)

- Quạt ly tâm cánh nghiêng về phía sau (Backward Inclined - BI)

- Quạt ly tâm cánh hướng kính (Radial Blade - RB)

- Quạt ly tâm dạng ống (Tubular Centrifugal - TC)



Hình

6-26 : Các loại quạt ly tâm

Nguyên tắc hoạt động của hầu hết các quạt ly tâm như sau : Không khí được guồng cánh quay hút vào bên trong và ép lên thành vỏ quạt. Vỏ quạt có cấu tạo đặc biệt để biến áp suất động thành áp suất tĩnh lớn ở đầu ra, đồng thời đổi hướng chuyển động của luồng gió. Mô tơ dẫn động thường được gắn trực tiếp lên trục quạt hoặc dẫn động bằng đai.

Dưới đây là đặc điểm của một số quạt ly tâm thường gặp.

### 1. Quạt ly tâm cánh cong về phía trước (FC)

Quạt ly tâm cánh hướng về phía trước được sử dụng trong các trường hợp cần lưu lượng lớn nhưng áp suất tĩnh thấp. Số lượng cánh của quạt thường nằm từ 24 đến 64 cánh. Khoảng làm việc có hiệu quả cao (hiệu suất cao) của quạt nằm trong khoảng 30% đến 80% lưu lượng định mức. Hiệu suất có thể đạt tới 70%. Quạt ly tâm có cánh cong về phía trước có các ưu điểm :

- Đơn giản nên giá thành rẻ
- Tốc độ quay thấp.
- Phạm vi hoạt động rộng.

Tuy nhiên , quạt FC cũng có nhược điểm là khi cột áp tĩnh thấp có khả năng động cơ bị quá tải, kết cấu cánh không vững chắc.

### 2. Quạt ly tâm cánh nghiêng về phía sau (BI)

Quạt ly tâm cánh hướng sau có 2 dạng cánh đơn và cánh dạng khí động (cánh 2 lớp). Đặc điểm của quạt BI là tốc độ quay lớn, áp suất tạo ra lớn. Do đặc điểm cấu tạo nên hiệu suất quạt BI khá lớn, có thể đạt 80%. Khả năng quá tải của động cơ ít xảy ra do đường đặc tính của công suất đạt cực đại ở gần ngoài vùng làm việc. Khoảng làm việc hiệu quả từ 45% đến 85% lưu lượng định mức.

### 3. Quạt ly tâm cánh hướng kính (RB)

Quạt RB ít được sử dụng trong kỹ thuật do đường kính rôto lớn. Đặc điểm của quạt RB là khả năng tạo áp suất tĩnh lớn , chính vì vậy nó thường được sử dụng để vận chuyển vật liệu dạng hạt. Đường đặc tính công suất N gần như tỷ lệ với lưu lượng, vì thế loại này có thể kiểm soát lưu lượng thông qua kiểm soát năng lượng cung cấp mô tơ. Nhược điểm của quạt RB là giá thành cao và hiệu suất không cao. Hiệu suất cực đại có thể đạt 68%.

#### 4. Quạt ly tâm dạng ống (TC)

Quạt ly tâm thổi thẳng (dạng ống) : (Tubular centrifugal fan, in-line centrifugal fan)

Quạt TC gồm một vỏ hình trụ, guồng cánh, cánh, miệng hút và ống côn. Dòng khí đi vào quạt theo trục, qua quạt đổi hướng  $90^\circ$  và bị ép vào vỏ trụ tạo nên áp suất, sau đó lại đổi hướng song song với trục. Quạt TC thoát trông giống quạt hướng trục nhưng nguyên lý khí động khác hẳn. Hiệu suất thấp và độ ồn cao, nhưng không thay đổi dòng nên được sử dụng thay cho quạt hướng trục khi cần áp suất cao.

#### 6.3.2.2 Quạt hướng trục :

Có 3 loại chủ yếu :

- Quạt dọc trục kiểu chong chóng
- Dạng ống
- Có cánh hướng

*Hình 6-27 : Các loại quạt hướng trục*

Đối với quạt hướng trục các đặc tính của nó phụ thuộc rất lớn vào tỷ số đường kính chân cánh và đỉnh cánh  $R_h = D_o/D_1$

#### 1. Quạt hướng trục dạng chong chóng :

Sử dụng tương đối rộng rãi, có 3 đến 6 cánh, tỷ số  $R_h$  nhỏ hơn 0,15 nên cột áp bé trong khi lưu lượng lớn. Loại quạt ly tâm kiểu chong chóng thường thêm vành cánh hay vành đĩa phía trước.

#### 2. Quạt hướng trục dạng ống

Loại dạng ống thường có 6 đến 9 cánh, đặt trong vỏ trụ, hai đầu uốn cong dạng khí động. Tỷ số  $R_h$  không quá 0,3. Quạt có lưu lượng và cột áp lớn so với kiểu chong chóng

#### 3. Quạt có cánh hướng

Quạt có cánh hướng cũng có vỏ trụ tương tự quạt dạng ống. Để triệt tiêu dòng xoáy và nâng thẳng dòng phía sau guồng cánh còn có thêm các cánh hướng. Các cánh hướng còn có tác dụng biến một phần áp suất động thành áp suất tĩnh.

Quạt có cánh hướng thường có tỷ số  $R_h \geq 0,3$ , nên có khả năng tạo ra áp suất cao và lưu lượng lớn. Số lượng cánh thường nhiều từ 8 đến 16 cánh.

### 6.3.3 Đặc tính quạt và điểm làm việc của quạt trong mạng đường ống.

\* Đồ thị đặc tính:

Đồ thị biểu diễn quan hệ giữa cột áp  $H$  và lưu lượng  $V$  ứng với số vòng quay  $n$  của guồng cánh của quạt gọi là *đồ thị đặc tính của quạt*.

Trên đồ thị đặc tính người ta còn biểu thị các đường tham số khác như đường hiệu suất quạt  $\eta_q$ , đường công suất quạt  $N_q$ .

\* Đặc tính mạng đường ống:

Mỗi một quạt ở một tốc độ quay nào đó đều có thể tạo ra các cột áp  $H_q$  và lưu lượng  $V$  khác nhau ứng với tổng trở lực  $\Delta p$  dòng khí đi qua

Quan hệ  $\Delta p - V$  gọi là *đặc tính mạng đường ống*.

Trên đồ thị đặc tính điểm A được xác định bởi tốc độ làm việc của quạt và tổng trở lực mạng đường ống gọi là *điểm làm việc của quạt*. Như vậy ở một tốc độ quay quạt có thể có nhiều chế độ làm việc khác nhau tùy thuộc đặc tính mạng đường ống. Do đó hiệu suất của quạt sẽ khác nhau và công suất kéo đòi hỏi khác nhau.

Nhiệm vụ của người thiết kế hệ thống đường ống là phải làm sao với một lưu lượng  $V$  cho trước phải thiết kế đường ống sao cho đạt hiệu suất cao nhất hoặc chí ít càng gần  $\eta_{\max}$  càng tốt.

Hình 6-28 : Đồ thị đặc tính của quạt

### 6.3.4 Lựa chọn và tính toán quạt gió.

Muốn chọn quạt và định điểm làm việc của quạt cần phải tiến hành xác định các đại lượng:

- Lưu lượng cần thiết  $V_q$
- Cột áp cần thiết  $H_q$

Các đại lượng  $V_q$  và  $H_q$  được xác định thông qua lưu lượng tính toán  $V_{tt}$  và cột áp tính toán  $H_{tt}$ . Sau đó cần lưu ý một số yếu tố như : độ ồn cho phép, độ rung nơi đặt máy, nhiệt độ chất khí, khả năng gây ăn mòn kim loại, nồng độ bụi trong khí

#### 1) Lưu lượng tính toán $V_{tt}$

Lưu lượng tính toán  $V_{tt}$  được xác định tùy thuộc vào chức năng của quạt.

Đối với hệ thống điều hoà không khí, quạt dàn lạnh, dàn ngưng được lắp đặt kèm theo máy. Ta có thể xác định điểm làm việc dựa vào đường đặc tính của quạt

- *Quạt dàn lạnh* : Lưu lượng tính toán của quạt dàn lạnh chính là lưu lượng gió cần thiết  $L_v$  của thiết bị xử lý không khí đã xác định trong chương 4

$$V = \frac{Q_o}{\rho \cdot (I_c - I_o)}; m^3/kg \quad (6-31)$$

$Q_o$  - Công suất lạnh của dàn lạnh, W

$I_c, I_o$  - Entanpi của không khí vào ra dàn lạnh, J/kg

$\rho$  - Khối lượng riêng của không khí :  $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$

- *Quạt dàn ngưng* : Khi qua dàn ngưng chỉ có trao đổi nhiệt không có sự trao đổi ẩm nên lưu lượng không khí được xác định theo công thức

$$V = \frac{Q_k}{\rho \cdot C_p \cdot (t''_k - t'_k)} \quad (6-32)$$

trong đó :

$Q_k$  - Công suất giải nhiệt của dàn ngưng

## 2) Cột áp tính toán chính là $H_{tt} = \Sigma \Delta p$

### 3) Lưu lượng cần thiết của quạt chọn như sau :

- Với môi trường sạch :  $V_q = V_{tt}$

- Với quạt hút hay tải liệu :  $V_q = 1,1 V_{tt}$

### 4) Cột áp cần thiết của quạt $H_q$ chọn theo áp suất khí quyển và và

$$H_q = H_{tt} \cdot \frac{273 + t}{293} \cdot \frac{760}{B} \cdot \frac{\rho_K}{\rho_{KK}} \quad (6-33)$$

#### nhiệt độ chất khí

$\rho_k, \rho_{kk}$  khối lượng riêng của chất khí và không khí tính ở  $0^\circ\text{C}$  và  $B_o = 760\text{mmHg}$

- Nếu quạt tải bụi hoặc các vật rắn khác (bông, vải, sợi . . ) thì chọn

$$H_q = 1,1 \cdot (1 + K \cdot N) \cdot H_{tt}$$

(6-34)

$K$  là hệ số tùy thuộc vào tính chất của bụi

$N$  - Nồng độ khối lượng của hỗn hợp được vận chuyển

$$N = \frac{\text{Khối lượng bụi hút tải (kg/s)}}{\text{Khối lượng không khí (kg/s)}} \quad (6-35)$$

### 5) Căn cứ vào $V_q$ và $H_q$ tiến hành chọn quạt thích hợp sao cho đường đặc tính H-V có hiệu suất cao nhất (gần $\eta_{\max}$ ).

### 6) Định điểm làm việc của quạt và xác định số vòng quay $n$ và hiệu suất của nó. Từ đó tính được công suất động cơ kéo quạt.

Khi chọn quạt cần định tốc độ tiếp tuyến cho phép nằm trong khoảng  $u \leq 40 \div 45 \text{ m/s}$  để tránh gây ồn quá mức. Riêng quạt có kích thước lớn hơn  $D_o \geq 1000\text{mm}$  cho phép chọn  $u \leq 60\text{m/s}$

## 7) Công suất yêu cầu trên trục

$$N_q = V_q \cdot H_q \cdot 10^{-3} / \eta_q, \text{ kW}$$

(6-36)

Trong đó  $V_q$  m<sup>3</sup>/s và  $H_q$ , Pa

Với quạt hút bụi hoặc quạt tải:

$$N_q = 1,2 \cdot V_q \cdot H_q \cdot 10^{-3} / \eta_q, \text{ kW}$$

(6-37)

## 8) Công suất đặt của động cơ:

$$N_{dc} = N_q \cdot K_{dt} / \eta_{td}$$

$\eta_{td}$  - Hiệu suất truyền động

+ Trục tiếp  $\eta_{td} = 1$

+ Khớp mềm :  $\eta_{td} = 0,98$

+ Đai :  $\eta_{td} = 0,95$

$K_{dt}$  - Hệ số dự trữ phụ thuộc công suất yêu cầu trên trục quạt.

Bảng 6-58

$N_q$ , kW	Quạt ly tâm	Quạt dọc trục
$\leq 0,5$	1,5	1,20
0,51 - 1,0	1,3	1,15
1,1 - 2,0	1,2	1,10
2,1 - 5,0	1,15	1,05
$> 5$	1,10	1,05

Khi chọn quạt phải lưu ý độ ồn. Độ ồn của quạt thường được các nhà chế tạo đưa ra trong các catalogue. Nếu không có catalogue ta có thể kiểm tốc độ dài trên đỉnh quạt. Tốc độ đó không được quá lớn

$$\omega = \pi \cdot D1 \cdot n \leq 40 \div 45 \text{ m/s}$$

\* \* \*



# CHƯƠNG 7

## TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG ĐƯỜNG ỐNG DẪN NƯỚC

Trong các kỹ thuật điều hoà không khí có sử dụng các loại đường ống nước như sau :

- Đường ống nước giải nhiệt cho các thiết bị ngưng tụ.
- Đường ống nước lạnh để làm lạnh không khí.
- Đường ống nước nóng và hơi bão hoà để sưởi ấm không khí
- Đường ống nước ngưng.

Mục đích của việc tính toán ống dẫn nước là xác định kích thước hợp lý của đường ống, xác định tổng tổn thất trở lực và chọn bơm. Để làm được điều đó cần phải biết trước lưu lượng nước tuần hoàn. Lưu lượng đó được xác định từ các phương trình trao đổi nhiệt.

### 7.1 Hệ thống đường ống dẫn nước

\* **Vật liệu đường ống** : Người ta sử dụng nhiều loại vật liệu khác nhau làm đường ống cụ thể như sau :

Bảng 7-1 : Vật liệu ống dẫn nước

Chức năng	Vật liệu
1. Ống nước lạnh chiller	- Thép đen hoặc thép tráng kẽm - Ống đồng cứng
2. Ống nước giải nhiệt và nước cấp	- Ống thép tráng kẽm - Ống đồng cứng
3. Ống nước ngưng hoặc xả cận	- Ống thép tráng kẽm - Ống đồng cứng - Ống PVC
4. Bão hoà hoặc nước ngưng bão hoà	- Ống thép đen - Ống đồng cứng
5. Nước nóng	- Ống thép đen - Ống đồng cứng

\* **Đặc tính của đường ống thép**

Các loại ống thép đen thường được sử dụng để dẫn nước có nhiều loại với độ dày mỏng khác nhau. Theo mức độ dày người ta chia ra làm nhiều mức khác nhau từ Schedul 10 đến Schedul 160. Trên bảng 7-2 các loại ống ký hiệu ST là ống có độ dày tiêu chuẩn, các ống XS là loại ống có chiều dày rất lớn

Bảng 7-2 : Đặc tính của đường ống thép

Đường kính danh nghĩa		Đường kính trong mm	Đường kính ngoài mm	Áp suất làm việc at	Loại
in	mm				
1 / 4	6,35	9,245	13,716	13	40ST
1 / 4	6,35	7,67	13,716	61	80XS
3/8	9,525	12,52	17,145	14	40ST
3/8	9,525	10,74	17,145	58	80XS
1 / 2	12,7	15,798	21,336	15	40ST

1 / 2	12,7	13,868	21,336	53	80XS
3 / 4	19,05	20,93	26,67	15	40ST
3 / 4	19,05	18,46	26,67	48	80XS
1	25,4	26,64	28,83	16	40ST
1	25,4	24,3	28,83	45	80XS
1.1/4	31,75	35,05	42,164	16	40ST
1.1/4	31,75	32,46	42,164	42	80XS
1.1/2	38,1	40,98	48,26	16	40ST
1.1/2	38,1	38,1	48,26	40	80XS
2	50,8	52,5	60,325	16	40ST
2	50,8	49,25	60,325	39	80XS
2.1/2	63,5	62,71	73,025	37	40 ST
2.1/2	63,5	59	73,025	59	80XS
3	76,2	77,927	88,9	34	40ST
3	76,2	73,66	88,9	54	80XS
4	101,6	102,26	114,3	30	40ST
4	101,6	97,18	114,3	49	80XS
6	152,4	154,05	168,275	49	40ST
6	152,4	146,33	168,275	85	80XS
8	203,2	205	219,07	37	30
8	203,2	202,171	219,07	45	40ST
8	203,2	193,675	219,07	78	80XS
10	254	257,45	273,05	34	30
10	254	254,5	273,05	43	40ST
10	254	247,65	273,05	62	80XS
12	304,8	307,08	323,85	32	30ST
12	304,8	303,225	323,85	41	40
12	304,8	298,45	323,85	53	XS
12	304,8	288,95	323,85	76	80
14	355,6	336,55	355,6	34	30 ST
14	355,6	333,4	355,6	41	40
14	355,6	330,2	355,6	48	XS
14	355,6	317,5	355,6	76	80

Đường ống đồng được chia ra các loại K, L, M và DWV. Loại K có bề dày lớn nhất, loại DWV là mỏng nhất. Thực tế hay sử dụng loại L. Bảng 7-3 trình bày các đặc tính kỹ thuật của một số loại ống đồng khác nhau.

Bảng 7-3 : Đặc tính của đường ống đồng

Đường kính danh nghĩa		Loại	Đường kính trong, mm	Đường kính ngoài, mm
in	mm			
1.1/4	31,75	DWV	32,89	34,925
1.1/2	38,1	DWV	39,14	41,275
2	50,8	DWV	51,84	53,975
3	76,2	DWV	77,089	79,375
4	101,6	DWV	101,828	104,775
5	127	DWV	126,517	130,185

6	152,4	DWV	151,358	155,57
8	203,2	K	192,6	206,375
8	203,2	L	196,215	206,375
8	203,2	M	197,74	206,375
8	203,2	DWV	200,83	206,375
10	254	K	240	257,175
10	254	L	244,475	257,175
10	254	M	246,4	257,175
12	304,8	K	287,4	307,975
12	304,8	L	293,75	307,975
12	304,8	M	295,07	307,975

**\* Sự giãn nở vì nhiệt của các loại đường ống**

Trong quá trình làm việc nhiệt độ của nước luôn thay đổi trong một khoản tương đối rộng, nên cần lưu ý tới sự giãn nở vì nhiệt của đường ống để có các biện pháp ngăn ngừa thích hợp.

Trên bảng 7-4 là mức độ giãn nở của đường ống đồng và ống thép, so với ở trạng thái 0°C. Mức độ giãn nở hầu như tỷ lệ thuận với khoảng thay đổi nhiệt độ. Để bù giãn nở trong kỹ thuật điều hoà người ta sử dụng các đoạn ống chữ U, chữ Z và chữ L.

Bảng 7-4 : Mức độ giãn nở đường ống

Khoảng nhiệt độ	Mức độ giãn nở, mm/m	
	Ống đồng	Ống thép
0	0	0
10	0,168	0,111
20	0,336	0,223
30	0,504	0,336
40	0,672	0,459
50	0,840	0,572
60	1,080	0,684
70	1,187	0,805

Ngoài phương pháp sử dụng các đoạn ống nêu ở trên, trong thực tế để bù giãn nở người ta còn sử dụng các roăn giãn nở, dùng ống mềm cao su nếu nhiệt độ cho phép.

**\* Giá đỡ đường ống**

Để treo đỡ đường ống người ta thường sử dụng các loại sắt chữ L hoặc sắt U làm giá đỡ. Các giá đỡ phải đảm bảo chắc chắn, dễ lắp đặt đường ống và có khẩu độ hợp lý. Khi khẩu độ nhỏ thì số lượng giá đỡ tăng, chi phí tăng. Nếu khẩu độ lớn đường ống sẽ võng, không đảm bảo chắc chắn. Vì thế người ta qui định khoảng cách giữa các giá đỡ. Khoảng cách này phụ thuộc vào kích thước đường ống, đường ống càng lớn khoảng cách cho phép càng lớn.

Bảng 7-5 : Khẩu độ hợp lý của giá đỡ ống thép

Đường kính danh nghĩa của ống, mm	Khẩu độ m
Từ 19,05 ÷ 31,75	2,438
38,1 ÷ 63,5	3,048
76,2 ÷ 88,9	3,657

101,6 ÷ 152,4	4,267
203,2 đến 304,8	4,877
355,6 đến 609,6	6,096

Bảng 7-6 : Khẩu độ hợp lý của giá đỡ ống đồng

Đường kính danh nghĩa của ống , mm	Khẩu độ m
15,875	1,829
22,225 ÷ 28,575	2,438
34,925 ÷ 53,975	3,048
66,675 ÷ 130,175	3,657
155,575 ÷ 206,375	4,267

## 7.2 Tính toán đường ống dẫn nước và chọn bơm

### 7.2.1 Lưu lượng nước yêu cầu

Lưu lượng nước yêu cầu được xác định tùy thuộc trường hợp cụ thể  
 - Nếu nước sử dụng để giải nhiệt bình ngưng máy điều hoà

$$G_n = \frac{Q_k}{C_p \cdot \Delta t_K} \quad (7-1)$$

- Lưu lượng nước lạnh

$$G_{NL} = \frac{Q_{Ok}}{C_p \cdot \Delta t_O} \quad (7-2)$$

- Lưu lượng nước nóng

$$G_{NN} = \frac{Q_{SI}}{C_p \cdot \Delta t_{NN}} \quad (7-3)$$

trong đó:

$Q_k$ ,  $Q_o$  và  $Q_{SI}$  - Công suất nhiệt bình ngưng, công suất lạnh bình bay hơi và công suất bộ gia nhiệt không khí, kW.

$\Delta t_n$ ,  $\Delta t_{NL}$ ,  $\Delta t_{NN}$  - Độ chênh nhiệt độ nước vào ra bình ngưng, bình bay hơi và bộ sấy. Thường  $\Delta t \approx 3 \div 5$  °C.

$C_p$  - Nhiệt dung riêng của nước,  $C_p \approx 4186$  J/kg.°C

Đọc theo tuyến ống lưu lượng thay đổi vì vậy cần phải thay đổi tiết diện đường ống một cách tương ứng.

### 7.2.2 Chọn tốc độ nước trên đường ống

Tốc độ của nước chuyển động trên đường ống phụ thuộc 2 yếu tố

- Độ ồn do nước gây ra. Khi tốc độ cao độ ồn lớn, khi tốc độ nhỏ kích thước đường ống lớn nên chi phí tăng
- Hiện tượng ăn mòn : Trong nước có lẫn cặn bẩn như cát và các vật khác, khi tốc độ cao khả năng ăn mòn rất lớn

Bảng 7-7 : Tốc độ nước trên đường ống

Trường hợp	Tốc độ của nước
- Đầu đẩy của bơm	2,4 ÷ 3,6
- Đầu hút của bơm	1,2 ÷ 2,1
- Đường xả	1,2 ÷ 2,1
- Ống góp	1,2 ÷ 4,5
- Đường hướng lên	0,9 ÷ 3,0
- Các trường hợp thông thường	1,5 ÷ 3
- Nước thành phố	0,9 ÷ 2,1

### 7.2.3. Xác định đường kính ống dẫn

Trên cơ sở lưu lượng và tốc độ trên từng đoạn ống tiến hành xác định đường kính trong của ống như sau :

$$d = \sqrt{\frac{4.V}{\pi.\omega}}, m \quad (7-4)$$

trong đó:

V- Lưu lượng thể tích nước chuyển động qua đoạn ống đang tính, m<sup>3</sup>/s

V = L/ρ

L - Lưu lượng khối lượng nước chuyển động qua ống, kg/s

ρ- Khối lượng riêng của nước, kg/m<sup>3</sup>

ω- Tốc độ nước chuyển động trên ống, được lựa chọn theo bảng 7-7, m/s

### 7.2.4. Xác định tổn thất áp suất

Có 2 cách xác định tổn thất áp lực trên đường ống

- Phương pháp xác định theo công thức

- Xác định theo đồ thị

#### 7.2.4.1 Xác định tổn thất áp suất theo công thức

Tổn thất áp lực được xác định theo công thức

$$\Sigma\Delta p = \Sigma\Delta p_{ms} + \Sigma\Delta p_{cb} \quad (7-5)$$

trong đó

$$\Delta p_{ms} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho\omega^2}{2} \quad (7-6)$$

$$\Delta p_{cb} = \xi \cdot \frac{\rho\omega^2}{2} = \lambda \cdot \frac{l_{td}}{d} \cdot \frac{\rho\omega^2}{2} \quad (7-7)$$

\* **Hệ số trở lực ma sát λ**

- Khi chảy tầng  $Re = \omega d/\nu \leq 2.10^3$

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (7-8)$$

- Khi chảy rối  $Re \geq 10^4$  :

$$\lambda = \frac{1}{(1,82 \log Re - 1,64)^2} \quad (7-9)$$

**\* Hệ số ma sát cục bộ lấy theo bảng 7-8.**

Bảng 7-8 : Hệ số ma sát

Vị trí	Hệ số $\xi$
- Từ bình vào ống	0,5
- Qua van	$2 \div 3$
- Cút 45° tiêu chuẩn	0,35
- Cút 90° tiêu chuẩn	0,75
- Cút 90° bán kính cong lớn	0,45
- Chữ T, nhánh chính	0,4
- Chữ T, Nhánh phụ	1,5
- Qua ống thắt	0,1
- Qua ống mở	0,25
- Khớp nối	0,04
- Van công mở 100%	0,20
mở 75%	0,90
mở 50%	4,5
mở 25%	24,0
- Van cầu có độ mở 100%	6,4
mở 50%	9,5

Đối với đoạn ống mở rộng đột ngột, hệ số tổn thất cục bộ có thể tính theo công thức sau :

$$\xi = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \quad (7-10)$$

trong đó :  $A_1, A_2$  - lần lượt là tiết diện đầu vào và đầu ra của ống

Trường hợp đường ống thu hẹp đột ngột thì hệ số trở lực ma sát có thể tra theo bảng 7-9. Cần lưu ý là tốc độ dùng để tính tổn thất trong trường hợp này là ở đoạn ống có đường kính nhỏ.

Bảng 7-9 : Hệ số ma sát đoạn ống đột mở

Tỉ số $A_2/A_1$	Hệ số $\xi$
0,1	0,37
0,2	0,35
0,3	0,32
0,4	0,27
0,5	0,22
0,6	0,17
0,7	0,10
0,8	0,06
0,9	0,02
1,0	0

**\* Xác định trở lực cục bộ bằng độ dài tương đương**

Để xác định trở lực cục bộ ngoài cách xác định nhờ hệ số trở lực cục bộ  $\xi$ , người ta còn có cách qui đổi ra tổn thất ma sát tương đương và ứng với nó là chiều dài tương đương.

Dưới đây là chiều dài tương đương của một số thiết bị đường ống nước.

**Bảng 7- 10 : Chiều dài tương đương của các loại van (mét đường ống)**

Đường kính in	Van cầu	Van 60° Y	Van 45° Y	Van góc	Van cửa	Van 1 chiều lật	Lọc Y mặt bích	Lọc Y ren	Van 1 chiều nâng
3/8	5,180	2,438	1,829	1,829	0,183	1,524	-	-	Van 1 chiều dạng cầu giống van cầu
1/2	5,486	2,743	2,134	2,134	0,213	1,829	-	0,914	
3/4	6,705	3,353	2,743	2,743	0,274	2,438	-	1,219	
1	8,839	4,572	3,657	3,657	0,305	3,048	-	1,524	
1 <sup>1/4</sup>	11,582	6,096	4,572	4,572	0,457	4,267	-	2,743	
1 <sup>1/2</sup>	13,106	7,315	5,486	5,486	0,548	4,877	-	3,048	
2	16,764	9,144	7,315	7,315	0,701	6,096	8,229	4,267	
2 <sup>1/2</sup>	21,031	10,668	8,839	8,839	0,853	7,620	8,534	6,096	
3	25,603	13,106	10,668	10,668	0,975	9,144	12,800	12,192	
3 <sup>1/2</sup>	30,480	15,240	12,496	12,496	1,219	10,668	14,630	-	
4	36,576	17,678	14,325	14,325	1,372	12,192	18,288	-	
5	42,672	21,641	17,678	17,678	1,829	15,240	23,380	-	
6	51,816	26,882	21,336	21,336	2,134	18,288	33,528	-	
8	67,056	35,052	25,910	25,910	2,743	24,384	45,720	-	
10	85,344	44,196	32,000	32,000	3,657	30,480	57,192	-	
12	97,536	50,292	39,624	39,624	3,692	36,576	76,200	-	
14	109,728	56,388	47,240	47,240	4,572	41,148	-	-	
16	124,968	61,010	54,864	54,864	5,182	45,720	-	-	
18	140,208	73,152	60,960	60,960	5,791	50,292	-	-	
20	158,496	83,820	71,628	71,628	6,705	60,960	-	-	
24	185,928	97,536	80,772	80,772	7,620	73,152	-	-	

**Bảng 7- 11 : Chiều dài tương đương của Tê, cút**

Đường kính in	Cút 90° chuẩn	Cút 90° dài	Cút 90° ren trong ren ngoài	Cút 45° chuẩn	Cút 45° ren trong ren ngoài	Cút 180° chuẩn	Tê			
							Đường nhánh	Đường chính		
								d không đổi	d giảm 25%	d giảm 50%
3/8	0,427	0,274	0,701	0,213	0,335	0,701	0,823	0,274	0,366	0,427
1/2	0,487	0,305	0,762	0,244	0,396	0,762	0,914	0,305	0,427	0,487
3/4	0,609	0,427	0,975	0,274	0,487	0,975	1,220	0,427	0,579	0,609
1	0,792	0,518	1,250	0,396	0,640	1,250	1,524	0,518	0,701	0,792
1 <sup>1/4</sup>	1,006	0,701	1,707	0,518	0,914	1,707	2,133	0,701	0,945	1,006
1 <sup>1/2</sup>	1,219	0,792	1,920	0,640	1,036	1,920	2,438	0,792	1,128	1,219
2	1,524	1,006	2,500	0,792	1,371	2,500	3,048	1,006	1,432	1,524
2 <sup>1/2</sup>	1,829	1,249	3,048	0,975	1,585	3,048	3,657	1,249	1,707	1,829
3	2,286	1,524	3,657	1,220	1,951	3,657	4,572	1,524	2,133	2,286
3 <sup>1/2</sup>	2,743	1,798	4,572	1,432	2,225	4,572	5,486	1,798	2,438	2,743
4	3,048	2,042	5,182	1,585	2,591	5,182	6,400	2,042	2,743	3,048
5	3,692	2,500	6,400	1,981	3,353	6,400	7,620	2,500	3,657	3,692
6	4,877	3,050	7,620	2,408	3,962	7,620	9,144	3,050	4,267	4,877
8	6,096	3,692	-	3,048	-	10,060	12,190	3,692	5,486	6,096
10	7,620	4,877	-	3,962	-	12,800	15,240	4,877	7,010	7,620
12	9,1144	5,791	-	4,877	-	15,240	18,288	5,791	7,925	9,1144
14	10,363	7,010	-	5,486	-	16,760	20,726	7,010	9,144	10,363
16	11,582	7,925	-	6,096	-	18,897	23,774	7,925	10,670	11,582
18	12,800	8,839	-	7,010	-	21,336	25,910	8,839	12,192	12,800

20	15,240	10,058	-	7,925		24,690	30,480	10,058	13,411	15,240
24	18,288	12,192	-	9,144		28,650	35,050	12,192	15,240	18,288

**Bảng 7- 12 : Chiều dài tương đương của một số trường hợp đặc biệt**

Đường kính		Đột mở, d/D			Đột thu, d/D			Đường ống nối vào thùng			
in	mm	1/4	1/2	3/4	1/4	1/2	3/4	(1)	(2)	(3)	(4)
3/8	9,525	0,427	0,244	0,092	0,213	0,152	0,0914	0,457	0,244	0,457	0,335
1/2	12,7	0,548	0,335	0,122	0,274	0,213	0,122	0,548	0,305	0,548	0,457
3/4	19,05	0,762	0,457	0,152	0,366	0,305	0,152	0,853	0,427	0,853	0,67
1	25,4	0,975	0,609	0,213	0,487	0,366	0,213	1,127	0,548	1,127	0,823
1.1/4	31,75	1,432	0,914	0,305	0,701	0,548	0,305	1,615	0,792	1,615	1,28
1.1/2	38,1	1,768	1,097	0,366	0,884	0,67	0,366	2,012	1,006	2,012	1,524
2	50,8	2,438	1,463	0,488	1,22	0,914	0,488	2,743	1,341	2,743	2,073
2.1/2	63,5	3,05	1,859	0,609	1,524	1,158	0,609	3,657	1,707	3,657	2,651
3	76,2	3,962	2,438	0,792	1,981	1,493	0,792	4,267	2,194	4,267	3,353
3.1/2	88,9	4,572	2,804	0,914	2,347	1,829	0,914	5,181	2,59	5,181	3,962
4	101,6	5,181	3,353	1,158	2,743	2,072	1,158	6,096	3,048	6,096	4,877
5	127	7,315	4,572	1,524	3,657	2,743	1,524	8,23	4,267	8,23	6,096
6	152,4	8,839	6,705	1,829	4,572	3,353	1,829	10,058	5,791	10,058	7,62
8	203,2	-	7,62	2,591	-	4,572	2,591	14,325	7,315	14,325	10,688
10	254	-	9,753	3,353	-	6,096	3,353	18,288	8,839	18,288	14,02
12	304,8	-	12,496	3,962	-	7,62	3,962	22,25	11,28	22,25	17,37
14	355,6	-	-	4,877	-	-	4,877	26,21	13,716	26,21	20,117
16	406,4	-	-	5,486	-	-	5,486	29,26	15,24	29,26	23,47
18	457,2	-	-	6,096	-	-	6,096	35,05	17,678	35,05	27,43
20	508	-	-	-	-	-	-	43,28	21,336	43,28	32,918
24	609,6	-	-	-	-	-	-	49,68	25,298	49,68	39,624

Các trường hợp đường ống nối vào thùng :

(1) - Nước chuyển động từ ống vào thùng và đường ống nối bằng mặt với cạnh thùng.

(2) - Nước chuyển động từ thùng ra đường ống và đường ống nối bằng mặt với cạnh thùng.

(3) - Nước chuyển động từ ống vào thùng và đường ống nối nhô lên khỏi cạnh thùng.

(4) - Nước chuyển động từ thùng ra đường ống và đường ống nối nhô lên khỏi cạnh thùng.

#### 7.2.4.2 Xác định tổn thất áp suất theo đồ thị

Ngoài cách xác định theo công thức, trên thực tế người ta hay sử dụng phương pháp đồ thị. Các đồ thị thường xây dựng tổn thất áp suất cho 1m chiều dài đường ống. Khi biết 2 trong ba thông số : Lưu lượng nước tuần hoàn (L/s), đường kính ống (mm) và tốc độ chuyển động (m/s). Thông thường chúng ta biết trước lưu lượng và chọn tốc độ sẽ xác định được kích thước ống và tổn thất áp suất cho 1m ống.



**Hình 7-1 : Tổn thất áp suất (Pa/m) trên ống dẫn thép đen Schedul 40**

**Hình 7-2 : Tổn thất áp suất (Pa/m) trong ống dẫn nước bằng đồng**

Trên hình 7-2 biểu diễn đồ thị xác định tổn thất áp suất (Pa/m) trong các ống dẫn đồng loại K, L, M

**Hình 7-3 : Tổn thất áp suất (Pa/m) trong các ống dẫn nước bằng plastic**

Hình 7-3 trình bày đồ thị xác định tổn thất áp suất trong các ống dẫn plastic . Khi xây dựng đồ thị người ta lấy nhiệt độ nước là 20°C.

**Ví dụ 1** : Xác định tổn thất áp suất trên một tuyến ống thép  $\Phi 100\text{mm}$  trước đầu đẩy bơm, biết chiều dài tổng là 50m, 01 van chặn và có 6 cút 90°

- Chiều dài tương đương của 6 cút 90°

$$l_{td1} = 6 \times 3,048\text{m} = 18,28 \text{ m}$$

- Chiều dài tương đương của van chặn

$$l_{td2} = 1,362 \text{ m}$$

- Tổng chiều dài tương đương

$$L_{td} = 50 + 18,28 + 1,372 = 69,652 \text{ m}$$

- Đối với đoạn ống trước đầu đẩy của bơm , theo bảng tốc độ nằm trong khoảng 2,4 ÷ 3,6 m/s. Chọn  $\omega = 3 \text{ m/s}$ .

- Căn cứ vào đồ thị hình 7-1 , xác định được  $L = 25 \text{ Li/s}$  và  $\Delta p = 800 \text{ Pa/m}$

- Tổng tổn thất trên toàn tuyến

$$\Sigma \Delta p = 69,652 \times 800 = 55.722 \text{ Pa} = 0,557 \text{ bar}$$

## 7.3 Tháp giải nhiệt và bình giãn nở

### 7.3.1 Tháp giải nhiệt

Trong hệ thống điều hoà không khí giải nhiệt bằng nước bắt buộc phải sử dụng tháp giải nhiệt. Tháp giải nhiệt được sử dụng để giải nhiệt nước làm mát bình ngưng trong hệ thống lạnh máy điều hoà không khí.

Trên hình 7-4 trình bày cấu tạo của một tháp giải nhiệt

Hình 7-4 : Tháp giải nhiệt RINKI (Hồng Kông)

**Cấu tạo gồm** : Thân và đáy tháp bằng nhựa composit . Bên trong có các khối sợi nhựa có tác dụng làm toả nước, tầng bề mặt tiếp xúc, thường có 02 khối. Ngoài ra bên trong còn có hệ thống ống phun nước, quạt hướng trục. Hệ thống ống phun nước quay xung quanh trục khi có nước phun. Mô tơ quạt đặt trên đỉnh tháp. Xung quanh phần thân còn có các tấm lưới , có thể dễ dàng tháo ra để vệ sinh đáy tháp, cho phép quan sát tình hình nước trong tháp nhưng vẫn ngăn cản rác có thể rơi vào bên trong tháp. Thân tháp được lắp từ một vài tấm riêng biệt, các vị trí lắp tạo thành gân tăng sức bền cho thân tháp.

Phần dưới đáy tháp có các ống nước sau : Ống nước vào, ống nước ra, ống xả cặn, ống cấp nước bổ sung và ống xả tràn.

Khi chọn tháp giải nhiệt người ta căn cứ vào công suất giải nhiệt . Công suất đó được căn cứ vào mã hiệu của tháp. Ví dụ tháp FRK-80 có công suất giải nhiệt 80 Ton

Bảng 7-3 dưới đây trình bày các đặc tính kỹ thuật của tháp giải nhiệt RINKI. Theo bảng đó ta có thể xác định được lưu lượng nước yêu cầu, các thông số về cấu trúc và khối lượng của tháp. Từ lưu lượng của tháp có thể xác định được công suất giải nhiệt của tháp

$$Q = G \cdot C_n \cdot \Delta t_n$$

G- Lưu lượng nước của tháp, kg/s

C<sub>n</sub>- Nhiệt dung riêng của nước : C<sub>n</sub> = 1 kcal/kg.độ

Δt<sub>n</sub> - Độ chênh lệch nhiệt độ nước vào ra tháp Δt<sub>n</sub> = 4°C

Bảng 7-13: Bảng đặc tính kỹ thuật của tháp giải nhiệt RINKI

MODEL	LL (L/s)	Kích thước				Đường ống					Quạt			Khối lượng		Độ ồn dB
		m	h	H	D	Vào	Ra	Xả tràn	Xả đáy	Bổ sung	m <sup>3</sup> /ph	Φmm	kW	Tinh	Có nước	
FRK-8	1,63	170	950	1600	930	40	40	25	15		70	530	0,20	54	185	46,0
10	2,17	170	1085	1735	930	40	40	25	15		85	630	0,20	58	195	50,0
15	3,25	170	990	665	1170	50	50	25	15		140	630	0,37	70	295	50,5
20	4,4	170	1170	1845	1170	50	50	25	15		170	760	0,37	80	305	54,0
25	5,4	180	1130	1932	1400	80	80	25	15		200	760	0,75	108	400	55,0
30	6,5	180	1230	2032	1400	80	80	25	15		230	760	0,75	114	420	56,0
40	8,67	200	1230	2052	1580	80	80	25	15		290	940	1,50	155	500	57,0
50	10,1	200	1200	2067	1910	80	80	25	15		330	940	1,50	230	800	57,5
60	13,0	270	1410	2417	1910	100	100	25	20		420	1200	1,50	285	1100	57,0
80	17,4	270	1480	2487	2230	100	100	25	20		450	1200	1,50	340	1250	58,0
90	19,5	270	1480	2487	2230	100	100	25	20		620	1200	2,25	355	1265	59,5
100	21,7	270	1695	2875	2470	125	125	50	20		680	1500	2,25	510	1850	61,0
125	27,1	270	1740	3030	2900	125	125	50	20		830	1500	2,25	610	2050	60,5
150	32,4	270	1740	3030	2900	150	150	50	20		950	1500	2,25	680	2120	61,0
175	38,0	350	1740	3100	3400	150	150	50	25	25	1150	1960	3,75	760	2600	61,5
200	43,4	350	1840	3200	3400	150	150	50	25	25	1250	1960	3,75	780	2750	62,5
225	48,5	350	1840	3200	3400	150	150	50	25	25	1350	1960	3,75	795	2765	62,5
250	54,2	590	1960	3760	4030	200	200	80	32	32	1750	2400	5,50	1420	2950	56,5
300	65	680	1960	3860	4030	200	200	80	32	32	2200	2400	7,50	1510	3200	57,5
350	76	680	2000	4160	4760	200	200	80	32	32	2200	2400	7,50	1810	3790	61,0
400	86,7	720	2100	4300	4760	200	200	80	32	32	2600	3000	11,0	2100	4080	61,0
500	109	720	2125	4650	5600	250	250	100	50	50	2600	3000	11,0	2880	7380	62,5
600	130	840	2450	5360	6600	250	250	100	50	50	3750	3400	15,0	3750	9500	66,0
700	152	840	2450	5360	6600	250	250	100	50	50	3750	3400	15,0	3850	9600	66,0
800	174	940	3270	6280	7600	250	250	100	80	80	5000	3700	22,0	5980	14650	74,0
1000	217	940	3270	6280	7600	250	250	100	80	80	5400	3700	22,0	6120	14790	74,0

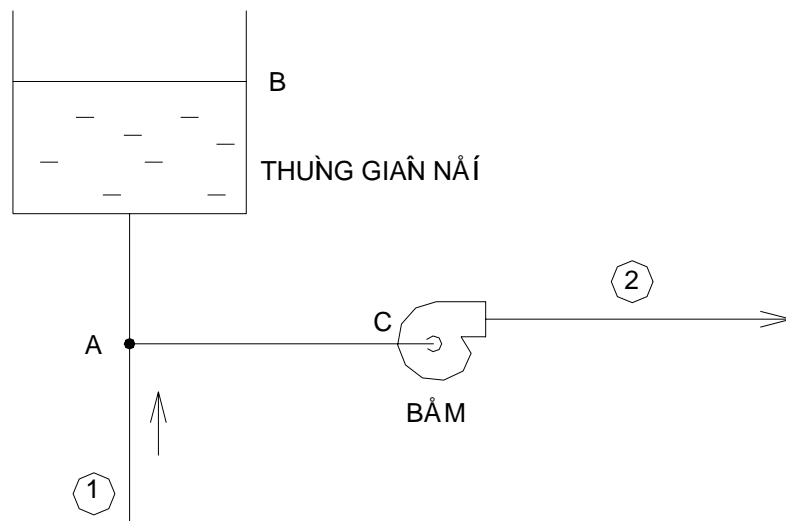
### 7.3.2 Bình (thùng) giãn nở

Trong các hệ thống ống dẫn nước kín thường có trang bị bình giãn nở. Mục đích của bình giãn nở là tạo nên một thể tích dự trữ nhằm điều hoà những ảnh hưởng do giãn nở nhiệt của nước gây ra, ngoài ra bình còn có chức năng bổ sung nước cho hệ thống trong trường hợp bị rò rỉ.

Có 2 loại bình giãn nở : Loại hở và loại kín.

Bình giãn nở kiểu hở là bình mà mặt thoáng tiếp xúc với khí trời trên phía đầu hút của bơm và ở vị trí cao nhất của hệ thống.

Độ cao của bình giãn nở phải đảm bảo tạo ra cột áp thuỷ tĩnh lớn hơn tổn thất thuỷ lực từ vị trí nối thông bình giãn nở tới đầu hút của bơm.



Hình 7-5 : Lắp đặt thùng giãn nở

Trên hình 7-5 , cột áp thuỷ tĩnh đoạn AB phải đảm bảo lớn hơn trở lực của đoạn AC, nếu không nước về trên đường (1) không trở về đầu hút của bơm mà bị đẩy vào thùng giãn nở làm tràn nước. Khi lắp thêm trên đường hút của bơm các thiết bị phụ, ví dụ như lọc nước thì cần phải tăng độ cao đoạn AB.

Để tính toán thể tích bình giãn nở chúng ta căn cứ vào mức độ tăng thể tích của nước cho ở bảng 7-14 .

Bảng 7-14 : Giãn nở thể tích nước theo nhiệt độ

$t, ^\circ\text{C}$	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
% Thể tích	0,02	0,11	0,19	0,28	0,37	0,46	0,55	0,69	0,90	1,11
$t, ^\circ\text{C}$	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
% Thể tích	1,33	1,54	1,76	2,11	2,49	2,85	3,10	3,35	3,64	4,00

Bình giãn nở kiểu kín được sử dụng trong hệ thống nước nóng và nhiệt độ cao . Bình giãn nở kiểu kín không mở ra khí quyển và vận hành ở áp suất khí quyển. Bình cần trang bị van xả khí. Bình giãn nở kiểu kín được lắp đặt trên đường hút của bơm, cho phép khi vận hành áp suất hút của bơm gần như không đổi.

Trong hệ thống điều hoà chúng ta ít gặp bình giãn nở kiểu kín.

## 7.4 Lắp đặt hệ thống đường ống nước

Khi lắp đặt hệ thống đường ống nước cần lưu ý bố trí sao cho trở lực trên các nhánh ống đều nhau, muốn vậy cần bố trí sao cho tổng chiều dài các nhánh đều nhau.

Trên hình 7-6 trình bày sơ đồ đường dẫn nước lạnh cung cấp cho các FCU và AHU. Ở hình 7-6a, ta thấy chiều dài của các nhánh ABGHA, ABCFGHA và ABCDEFGHA là không đều nhau, do đó trở lực của các nhánh không đều nhau. Sơ đồ này gọi là *sơ đồ đường quay về trực tiếp*. Đây là sơ đồ đơn giản, dễ lắp đặt và tổng chiều dài đường ống nhỏ. Tuy nhiên do trở lực không đều nên cần lắp đặt các van điều chỉnh để điều chỉnh lượng nước cấp cho các nhánh đều nhau.

Ở hình 7-6b là *sơ đồ đường quay về không trực tiếp*, trong trường hợp này chiều dài đường đi của các nhánh đến các FCU và AHU đều nhau. Các FCU (AHU) có đường cấp nước dài thì đường hồi nước ngắn và ngược lại.

Cần lưu ý khi trở lực của các FCU đều nhau thì nên sử dụng sơ đồ không trực tiếp. Nếu các FCU có trở lực khác nhau thì về mặt kinh tế nên chọn sơ đồ loại trực tiếp, lúc đó cần sử dụng các biện pháp khác để hiệu chỉnh cần thiết. Một trong những biện pháp mà người ta hay áp dụng là sử dụng van cầu trên đường hút.

Hình 7-6 : Các loại sơ đồ bố trí đường ống

Trên hình 7-7 trình bày hai trường hợp lắp đặt đường ống theo sơ đồ không trực tiếp, phương án thường được áp dụng cho hệ thống kín.

Hình 7-7a trình bày minh họa ứng với trường hợp các FCU bố trí với độ cao khác nhau và trên hình 7-7b là trường hợp các FCU bố trí trên cùng một độ cao. Trong trường hợp này ngoài việc cần chú ý bố trí đường ống đi và về cho các nhánh đều nhau, người thiết kế cần lưu ý tới cột áp tĩnh do cột nước tạo nên. Theo cách bố trí như trên quãng đường đi cho tất cả các FCU gần như nhau và cột áp tĩnh đều nhau, do đó đảm bảo phân bố nước đến các nhánh đều nhau.

Hình 7-7 : Cách bố trí đường ống cấp nước FCU

\* \* \*

# THÔNG GIÓ

## 8.1 Thông gió

### 8.1.1 Phân loại

#### *Khái niệm*

Trong quá trình sản xuất và sinh hoạt của con người thường sinh ra các chất độc hại và thải vào trong phòng.

Do đó một yêu cầu không thể thiếu được là phải thực hiện thông gió. Quá trình thông gió thực chất là quá trình thay đổi không khí trong phòng đã ô nhiễm bằng không khí mới bên ngoài trời.

#### *Phân loại*

##### *1. Theo hướng chuyển động của gió*

Người ta chia ra các loại sau :

- *Thông gió kiểu thổi* : Thổi không khí sạch vào phòng và không khí trong phòng thải ra bên ngoài qua các khe hở của phòng nhờ chênh lệch cột áp
- *Thông gió kiểu hút* : Hút xả không khí bị ô nhiễm ra khỏi phòng và không khí bên ngoài tràn vào phòng theo các khe hở nhờ chênh lệch cột áp.
- *Thông gió kết hợp* : Kết hợp cả hút xả lẫn thổi vào phòng, đây là phương pháp hiệu quả nhất.

##### *2. Theo động lực tạo ra thông gió*

- *Thông gió tự nhiên* : Là hiện tượng trao đổi không khí trong nhà và ngoài trời nhờ chênh lệch cột áp. Thường cột áp chênh lệch do nhiệt độ khác nhau là phổ biến nhất.
- *Thông gió cưỡng bức* : Quá trình thông gió thực hiện bằng quạt.

##### *3. Theo phương pháp tổ chức*

- *Thông gió tổng thể* : Thông gió tổng thể cho toàn bộ phòng hay công trình
- *Thông gió cục bộ* : Thông gió cho một khu vực nhỏ đặc biệt trong phòng hay các phòng có sinh các chất độc hại lớn.

### 8.1.2 Lưu lượng thông gió

Lưu lượng gió sử dụng để thông gió được tính phụ thuộc vào mục đích thông gió. Mục đích đó có thể là khử các chất độc hại, thải nhiệt thừa, ẩm thừa phát sinh trong phòng, khử bụi...vv.

$$L = \frac{G}{y_c - y_o}, m^3 / h \quad (8-1)$$

#### 8.1.2.1 Lưu lượng thông gió khử khí độc

trong đó

G - Lượng chất độc hại tỏa ra phòng , g/h

$y_c$  - Nồng độ cho phép của chất độc hại (tham khảo bảng 2.8), g/m<sup>3</sup>

$y_o$  - Nồng độ chất độc hại trong không khí thổi vào, g/m<sup>3</sup>

### 8.1.2.2 Lưu lượng thông gió khử hơi nước thừa

$$L = \frac{G_{hn}}{d_{max} - d_o}, kg / h \quad (8-2)$$

$G_{hn}$  - Lượng hơi nước toả ra phòng, kg/h

$d_{max}$  - Dung ẩm cực đại cho phép của không khí trong phòng, g/kg

$d_o$  - Dung ẩm của không khí thổi vào phòng, g/kg

$$L = \frac{G_b}{S_c - S_o}, m^3 / h \quad (8-3)$$

### 8.1.2.3 Lưu lượng thông gió khử bụi

trong đó:

$G_b$  - Lượng bụi thải ra phòng, g/h

$S_c$  - Nồng độ bụi cho phép trong không khí, g/m<sup>3</sup>

$S_o$  - Nồng độ bụi trong không khí thổi vào, g/m<sup>3</sup>

$$L = \frac{Q_T}{I_r - I_v}, kg / h \quad (8-4)$$

### 8.1.2.4 Lưu lượng thông gió khử nhiệt thừa

$Q_T$  - Lượng nhiệt thừa trong phòng, kCal/h

$I_r, I_v$  - Entanpi của không khí thổi vào và hút ra phòng, KCal/kg.

Trong trường hợp không khí trong phòng chỉ toả nhiệt mà không toả hơi ẩm thì có thể áp dụng công thức :

$$L = \frac{Q_T}{0,24(t_r - t_v)}, kg / h \quad (8-5)$$

$t_r, t_v$  - Nhiệt độ của không khí thổi vào và hút ra phòng, °C

Nhiệt dung riêng của không khí  $C_k = 0,24$  kCal/kg.°C

Khi tính toán cần lưu ý

- Nhiệt độ không khí trong phòng lấy theo yêu cầu vệ sinh và công nghệ của quá trình sản xuất.

- Nhiệt độ không khí vào phải thoả mãn điều kiện vệ sinh  $t_v > t_T - a$ . Giá trị a tùy thuộc vị trí lắp đặt miệng thổi nêu ở chương 4.

- Nhiệt độ không khí ra : Có thể lấy bằng nhiệt độ không khí trong phòng. Nếu miệng hút đặt cao thì tính theo công thức sau :

$$t_R = t_T + \beta(H-Z) \quad (8-6)$$

H - Khoảng cách từ mặt sàn đến miệng hút, m

Z - Chiều cao vùng làm việc, m

$\beta$  - Gradient nhiệt độ theo chiều cao.

+ Thông thường :  $\beta = 0,2 \div 1,5$  °C/m

+ Đối với rạp hát, rạp chiếu bóng :  $\beta = 0,2 \div 0,3$

+ Đối với xưởng nguội :  $\beta = 0,4 \div 1,0$

+ Đối với xưởng nóng:  $\beta = 1 \div 1,5$



### 8.1.3 Bội số tuần hoàn

Khi thông gió theo yêu cầu điều kiện vệ sinh nói chung mà không vì một mục đích cụ thể nào đó thì người ta tính lưu lượng gió thông gió dựa vào bội số tuần hoàn.

Bội số tuần hoàn là số lần thay đổi không khí trong phòng trong một đơn vị thời gian.

$$K = V_{kk}/V_{gm} \quad (8-7)$$

trong đó

K - Bội số tuần hoàn

$V_{kk}$  - Lưu lượng không khí cấp vào phòng, m<sup>3</sup>/h

$V_{gm}$  - Thể tích gian máy, m<sup>3</sup>

**Bảng 8-1 : Bội số tuần hoàn và lưu lượng gió thông gió, m<sup>3</sup>/h**

TT	Khu vực thông gió	Nhiệt độ t <sub>r</sub> , °C	Bội số tuần hoàn hoặc lưu lượng gió tuần hoàn (m <sup>3</sup> /h)	
<b>Nhà ở</b>				
1	Phòng ở hộ gia đình (tính cho 1m <sup>2</sup> diện tích sàn)	18 ÷ 20	(3)	-
2	Nhà bếp	15	(60)	-
3	Phòng tắm	25	(25)	-
4	Phòng vệ sinh (xí, tiểu)	16	(25)	-
5	Phòng vệ sinh : Tắm và xí tiểu	25	(50)	-
6	Phòng vệ sinh chung	16	(50)	-
7	Phòng sinh hoạt tập thể trong ký túc xá, phòng học chung	18	6	-
<b>Khách sạn</b>				
8	Phòng ngủ (tính cho 1 người)	20	(30)	-
9	Khu vệ sinh riêng			
	- Phòng 1 giường	25	(50)	-
	- Phòng 2 giường	25	(60)	-
10	Khu vệ sinh chung			
	- Cho 1 chậu xí	16	(50)	-
	- Cho 1 chậu tiểu	16	(25)	-
<b>Bệnh xá, trạm xá</b>				
11	Phòng bệnh nhân (tính cho 1 giường)	20		(40)
12	Phòng phụ	25	2	1,5
13	Phòng cho trẻ sơ sinh bú	22	2	1,5
14	Phòng bác sĩ	20	1	1
15	Phòng X quang, chiếu xạ	20	4	3
16	Phòng chuẩn bị dụng cụ mổ, khử trùng	18	3	1
17	Phòng vật lý trị liệu, răng hàm mặt	20	3	2
18	Nhà xác	2	3	-
<b>Công trình thể thao</b>				
19	Phòng tập luyện, thi đấu			
	- Cho 1 vận động viên	15	-	(80)
	- Cho khán giả	15	-	(20)
20	Bể bơi trong nhà	26	-	(20)

21	Phòng thay quần áo cạnh bể bơi	20	2	-
22	Phòng nghỉ của VĐ viên, lớp học	18	2	2
23	Khu vệ sinh <i>Rạp hát, rạp chiếu bóng, câu lạc bộ</i>	23	(100)	
24	Phòng khán giả	16	Theo	
25	Hành lang	16	tính toán	2
26	Căng tin	18	5	-
27	Phòng hút thuốc	16	10	-
28	Phòng vệ sinh (tính cho 1 chậu xí hoặc chậu tiểu)	16	(100)	
29	Phòng nghỉ của nhạc công	18	5	3
30	Phòng máy chiếu phim	16	3	3

## 8.2 Thông gió tự nhiên

Thông gió tự nhiên là hiện tượng trao đổi không khí trong nhà và ngoài trời do chênh lệch mật độ không khí. Thông gió tự nhiên được thực hiện nhờ gió, nhiệt hoặc tổng hợp cả hai.

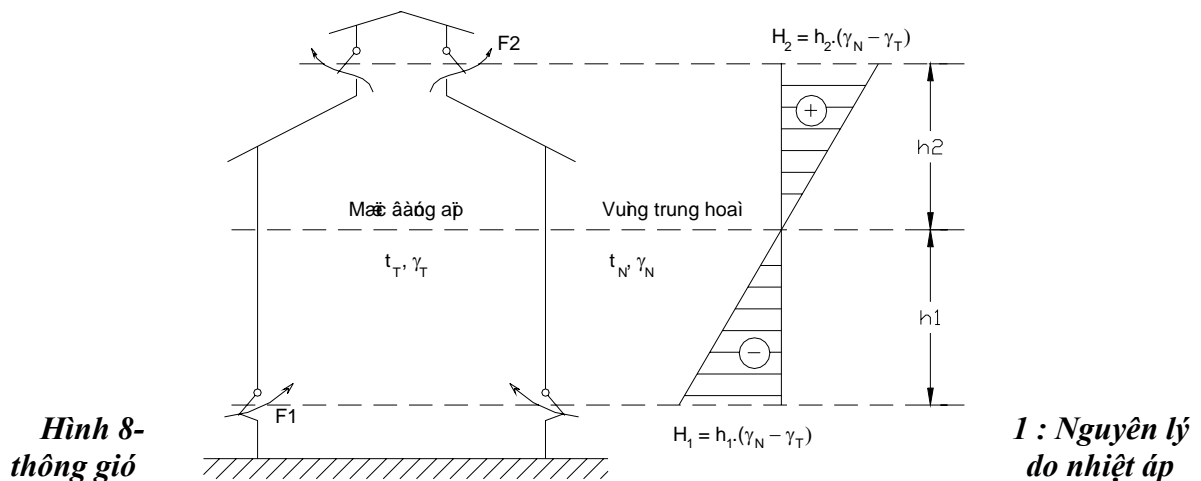
Thông gió tự nhiên bao gồm :

- Thông gió do thâm lọt
- Thông gió do khí áp : nhiệt áp và áp suất gió
- Thông gió nhờ hệ thống kênh dẫn

### 8.2.1 Thông gió tự nhiên dưới tác dụng của nhiệt thừa

Khi nhiệt độ trong phòng lớn hơn nhiệt độ bên ngoài thì giữa chúng có sự chênh lệch áp suất và do đó có sự trao đổi không khí bên ngoài với bên trong.

Các phân tử không khí trong phòng có nhiệt độ cao, khối lượng riêng nhẹ nên bốc lên cao, tạo ra vùng chân không phía dưới phòng và không khí bên ngoài sẽ tràn vào thế chỗ. Ở phía trên các phân tử không khí bị dồn ép và có áp suất lớn hơn không khí bên ngoài và thoát ra ngoài theo các cửa gió phía trên. Như vậy ở một độ cao nhất định nào đó áp suất trong phòng bằng áp suất bên ngoài, vị trí đó gọi là vùng trung hoà



Trên hình 8-1 biểu thị sự phân bố chênh lệch cột áp trong nhà và ngoài trời.

- Cột áp tạo nên sự chuyển động đối lưu không khí là:

$$H = g.h.(\rho_N - \rho_T) \quad (8-8)$$

$h = h_1 + h_2$  - Là khoảng cách giữa các cửa cấp gió và cửa thải, m

- Cột áp tạo ra sự chuyển động của không khí vào phòng:

$$H_1 = g.h_1.(\rho_N - \rho_T) \quad (8-9)$$

- Cột áp xả khí ra khỏi phòng:

$$H_2 = g.h_2.(\rho_N - \rho_T) \quad (8-10)$$

Tốc độ không khí chuyển động qua các cửa vào và cửa thải :

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{2.H_1}{\rho_N}} = \sqrt{\frac{2gh_1(\rho_N - \rho_T)}{\rho_N}} \quad (8-11)$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{2.H_2}{\rho_T}} = \sqrt{\frac{2gh_2(\rho_N - \rho_T)}{\rho_T}} \quad (8-12)$$

- Lưu lượng không khí qua các cửa là :

$$L_1 = F_1.\omega_1.\mu_1 \quad (8-13)$$

$$L_2 = F_2.\omega_2.\mu_2 \quad (8-14)$$

$F_1, F_2$  : Diện tích cửa vào và cửa thải, m<sup>2</sup>

$\mu_1, \mu_2$  : Hệ số lưu lượng của cửa vào và cửa thải.

Thay vào ta có:

$$L_1 = F_1.\mu_1.\sqrt{\frac{2gh_1(\rho_N - \rho_T)}{\rho_N}} \quad (8-15)$$

$$L_2 = F_2.\mu_2.\sqrt{\frac{2gh_2(\rho_N - \rho_T)}{\rho_T}} \quad (8-16)$$

Ở chế độ ổn định ta có  $L_1 = L_2$  hay:

$$F_1.\omega_1.\mu_1 = F_2.\omega_2.\mu_2 \quad (8-17)$$

Từ đây ta rút ra :

Giải hệ phương trình

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{\mu_2}{\mu_1} \cdot \sqrt{\frac{h_2 \cdot \rho_N}{h_1 \cdot \rho_T}} = \alpha \cdot \sqrt{\frac{h_2}{h_1}} \quad (8-18)$$

$$h = h_1 + h_2$$

Và thay vào phương trình tính lưu lượng ta có lưu lượng không khí trao đổi trong trường hợp này là :

Lưu lượng không khí trao đổi phụ thuộc vào độ cao h và độ chênh mật độ giữa bên trong và ngoài.

Trường hợp đặc biệt khi  $F_1 = F_2$  và  $\mu_1 = \mu_2$

$$L = \sqrt{\frac{2gh(\rho_N - \rho_T)}{\frac{\rho_N}{(F_1\mu_1)^2} + \frac{\rho_T}{(F_2\mu_2)^2}}} \quad (8-20)$$

$$(8-19)$$

$$L = F \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot h (\rho_N - \rho_T)}{\rho_N + \rho_T}}$$

## 8.2.2 Thông gió tự nhiên dưới tác dụng áp suất gió.

Người ta nhận thấy khi một luồng gió đi qua một kết cấu bao che thì có thể tạo ra độ chênh cột áp 2 phía của kết cấu :

- Ở phía trước ngọn gió : Khi gặp kết cấu bao che tốc độ dòng không khí giảm đột ngột nên áp suất tĩnh cao, có tác dụng đẩy không khí vào gian máy.

- Ngược lại phía sau công trình có dòng không khí xoáy quẩn nên áp suất giảm xuống tạo nên vùng chân không, có tác dụng hút không khí ra khỏi gian máy.

Cột áp (hay độ chân không) do gió tạo ra có giá trị:

$$H_g = K_{kd} \cdot \rho_N \cdot \omega_g^2 / 2 = K_{kd} \cdot \gamma \omega_g^2 / 2g \quad (8-21)$$

$K_{kd}$  - Hệ số khí động

$\omega_g$  - Tốc độ gió, m/s

$\rho_N$  - Khối lượng riêng của không khí bên ngoài trời, kg/m<sup>3</sup>

Hệ số  $K_{kd}$  được xác định bằng thực nghiệm, người ta tạo ra những luồng gió thổi vào các mô hình các công trình đó rồi đo áp suất phân bố trên các điểm cần xét trên mô hình rồi dựa vào lý thuyết tương tự suy ra áp suất trên công trình thực.

Hệ số  $K_{kd}$  được lấy như sau :

- Phía đầu gió :  $K_{max} = 0,8$  thường lấy  $k = 0,5 \div 0,6$

- Phía khuất gió :  $K_{min} = - 0,75$  thường lấy  $k = - 0,3$

Hệ số  $K_{kd}$  không phụ thuộc vào tốc độ mà phụ thuộc vào góc thổi của không khí vào so với nhà, hình dạng nhà và vị trí tương đối giữa các nhà với nhau

Nếu tính ảnh hưởng của nhiệt áp và khí áp ta có lưu lượng không khí trao đổi là

$$L_1 = F_1 \cdot \mu_1 \cdot \left[ \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot h_1 (\rho_N - \rho_T)}{\rho_N}} + \omega_g \cdot \sqrt{K_{kd}} \right], m^3 / s \quad (8-22)$$

Sử dụng thông gió tự nhiên do khí áp cần phải khéo léo bố trí các cửa vào và cửa thải mới đem lại hiệu quả cao.

- Về mùa hè độ chênh nhiệt độ trong phòng vào ngoài trời thấp nên việc thông gió do khí áp chủ yếu nhờ áp suất gió.

- Về mùa Đông độ chênh lớn nên việc thông gió do khí áp tăng, nhưng lưu lượng không khí trao đổi cần ít do nhiệt thừa giảm, vì thế nên khép các cửa thông gió lại một phần.

+ Việc sử dụng thông gió tự nhiên đối với các phòng lớn rất kinh tế và hiệu quả vì hầu như không có chi phí vận hành.

+ Tuy nhiên có nhược điểm là phân phối gió không đều, không chủ động đưa được tới nơi yêu cầu

## 8.2.3 Thông gió tự nhiên theo kênh dẫn gió

Việc thông gió do nhiệt áp có nhược điểm là khi kết cấu công trình xây dựng không kín thì có rất nhiều cửa gió vào và ra. Kết quả chênh lệch độ cao giữa các cửa hút và thải nhỏ nên lưu lượng không khí trao đổi sẽ giảm.

Mặt khác nhiều công trình phức tạp có nhiều tầng, muốn thải gió lên trên nhờ thông gió tự nhiên không dễ dàng thực hiện được.

Vì thế người ta sử dụng các kênh dẫn gió để đưa gió lên cao và hút những nơi cần thiết trong công trình.

Các kênh gió thường được bố trí kín bên trong các kết cấu xây dựng. Ở phía đỉnh của kênh gió thường có các nón để chắn mưa, nắng. Để tránh hiện tượng quán gió các ống thông gió cần nhô lên cao hẳn so với mái nhà 0,5m.

Cột áp do kênh gió tạo nên là:

$$H = g.h. (\rho_N - \rho_T), N/m^2$$

Cột áp do kênh gió tạo nên cũng phụ thuộc mùa và có giá trị lớn về mùa đông.

Về phía bên trong người ta sử dụng các miệng hút có tính chất trang trí kết hợp. Với hệ thống này không cần phải thực hiện thổi gió vào phòng mà nhờ thông gió thẩm lọt để bù lại lượng gió thoát ra.

Việc tính độ cao kênh gió được thực hiện như sau:

- Căn cứ vào lưu lượng thông gió yêu cầu, tiết diện kênh gió ta xác định được tốc độ gió :

$$\omega = L/F, m/s$$

- Trên cơ sở tốc độ và tiết diện xác định tổng trở lực

$$\Delta p = \Sigma \Delta p_{cb} + \Sigma \Delta p_{ms}$$

- Chiều cao h phải đủ lớn để khắc phục trở lực đường ống, hay :

$$H = g.h. (\rho_N - \rho_T) \geq \Sigma \Delta p_{cb} + \Sigma \Delta p_{ms}$$

## 8.3 Thông gió cưỡng bức

Thông gió nhờ quạt gọi là thông gió cưỡng bức

### 8.3.1 Phân loại các hệ thống thông gió cưỡng bức

Các quạt thông gió sử dụng cho các công trình thường có 2 loại chủ yếu :

- *Thông gió cục bộ* : Là thông gió cho một khu vực nhỏ hẹp.

Trong công nghiệp để thực hiện thông gió cục bộ người ta thường sử dụng 2 cách : Thông gió thổi cục bộ và thông gió hút cục bộ.

Trong các công trình dân dụng khi thông gió cục bộ người ta sử dụng các quạt gắn tường, gắn trần và hút trực tiếp không khí từ bên trong phòng thổi ra bên ngoài. Ngoài ra để thông gió người ta có thể thổi không khí bên ngoài vào phòng, tuy nhiên nếu phòng có sinh ra nhiều chất độc hại thì không được làm theo cách này vì như vậy các khí độc có thể tràn ra các phòng xung quanh.

- *Thông gió tổng thể* : Thông gió tổng thể là thông gió cho một vùng rộng hoặc một tập hợp gồm nhiều phòng. Để thực hiện được thông gió tổng thể cần thiết phải có hệ thống kênh gió. Quạt thông gió thường đặt trên laphông và có lưu lượng lớn. Thông gió tổng thể có thể kết hợp với hệ thống điều hoà trung tâm với chức năng cung cấp khí tươi cho hệ thống.

### 8.3.2. Thông gió cục bộ

#### 8.3.2.1. Thông gió cục bộ trong công nghiệp

\* *Thông gió thổi cục bộ* : Khi cần thông gió cho một khu vực nhỏ ví dụ như khu vực nhiệt độ cao và có nhiều chất độc hại người ta bố trí các miệng thổi gió tại vị trí người đang làm việc. Các miệng thổi thường có dạng hoa sen

Trong một số trường hợp khác người ta sử dụng thiết bị làm mát kiểu di động. Thiết bị này gồm bơm, quạt và một tủ đứng bên trong có bố trí các vòi phun nước, lớp lọc chắn nước. Không khí trong phòng được quạt hút vào thiết bị, đi qua ngăn phun nước trao đổi nhiệt ẩm và hạ nhiệt độ trước khi thổi ra làm mát.

\* *Thông gió hút cục bộ* :

- **Chụp hút** : Chụp hút là dạng hút cục bộ đơn giản và phổ biến , thường được sử dụng để hút thải nóng , bụi, khí độc có tính chất nhẹ hơn không khí

Nếu chụp có dạng chữ nhật thì kích thước của chụp được xác định như sau:

$$A = a + 0,8 Z_a, m$$

$$B = b + 0,8 Z_a, m$$

trong đó a, b là kích thước các cạnh của vật sinh chất độc hại

A, B Kích thước chụp chữ nhật

Z<sub>a</sub> - Khoảng cách từ chụp tới chụp hút

Nếu chụp hút dạng tròn thì đường kính của miệng chụp xác định như sau

$$D = d_H + 0,8 Z_a$$

trong đó d<sub>H</sub> là đường kính của vật phát sinh chất độc hại

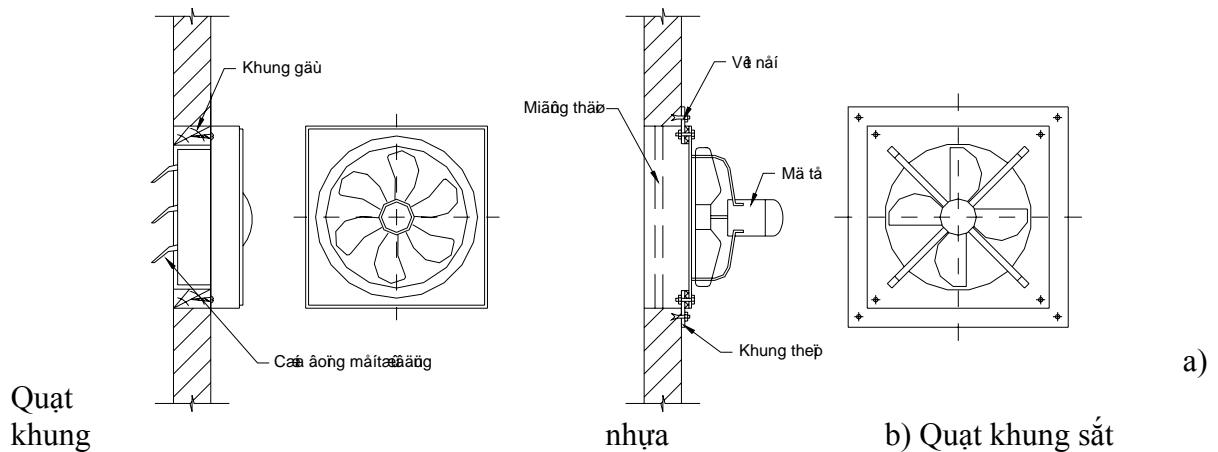
Góc loe của chụp φ thường được lấy là 60°, h<sub>s</sub> = 0,1 ÷ 0,3m

- **Tủ hút** : Tủ hút dùng để hút thải các loại khí độc bên trong tủ để thải ra ngoài. Khác với chụp hút, tủ hút là nơi người công nhân thực hiện các thao tác công việc.

- **Phễu hút** : Phễu hút được sử dụng để thải các loại bụi, hơi độc ở các thiết bị công nghệ như máy móc gia công cơ khí, máy dệt ..vv

### 8.3.2.2. Trong dân dụng

Để thực hiện thông gió cho các phòng nhỏ và tiếp xúc với không khí ngoài trời người ta thường lắp đặt các quạt gắn tường. Tùy từng trường hợp mà có thể chọn giải pháp hút thải không khí trong phòng hay thổi cấp khí tươi vào phòng.



Hình 8-2 : Lắp đặt quạt gắn tường

Trên hình 8-2 trình bày 2 kiểu quạt thông gió hay được sử dụng. Quạt khung nhựa hình thức phù hợp các công trình dân dụng, quạt khung sắt thường được sử dụng trong các xí nghiệp công nghiệp.

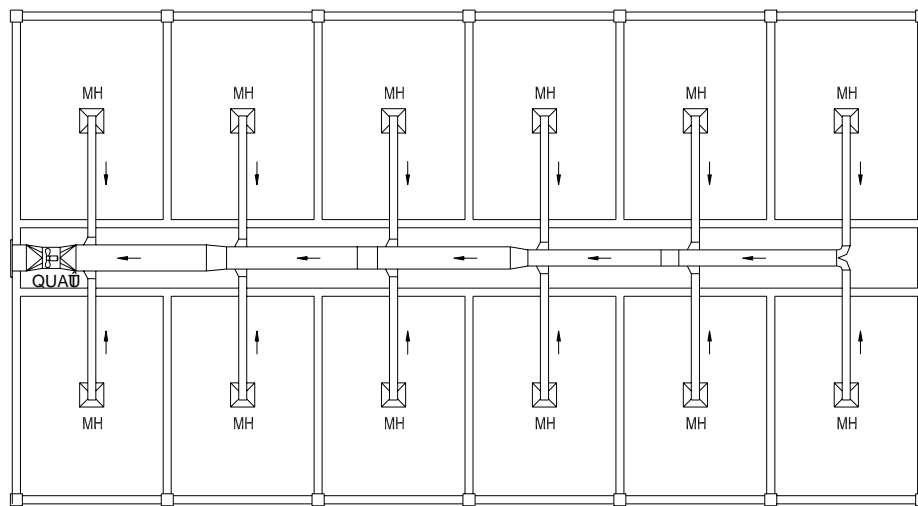
Cách lắp đặt quạt thông gió kiểu gắn tường đơn giản. Tuy nhiên không phải phòng nào cũng lắp đặt được. Đối với các phòng nằm sâu trong công trình người ta sử dụng quạt thông gió đặt trên laphông cùng hệ thống kênh thông gió, miệng hút, miệng thổi.

Hình 8-3 : Quạt thông gió gắn tường GENUIN

Trên hình 8-3 là quạt thông gió của hãng GENUIN thường hay được sử dụng để thông gió cục bộ . Quạt này có thể gắn tường hoặc trần với các thông số kỹ thuật và mỹ thuật rất tốt. Các đặc tính kỹ thuật của quạt trình bày trên bảng 8-2.

Bảng 8-2 : các thông số quạt gắn tường GENUIN

MODEL	Điện áp	Công suất, W	L m <sup>3</sup> /phút	Độ ồn dB	Kích thước, mm					
					A	B	E	G	H	F
APB 15	220 V	24	4,8	37	150	250	190	88	53	53
APB 20	220 V	28	8,1	40	200	303	240	71	83	50
APB 25	220 V	36	12,6	43	250	350	290	80	58	50
APB 30	220 V	48	18	48	300	400	340	90	87	44



### 8.3.3. Thông gió tổng thể

Hình 8-4 : Sơ đồ bố trí quạt thông gió

Trên hình 8-4 là một ví dụ về thông gió tổng thể. Quạt sử dụng thông gió tổng thể thường là quạt dạng ống hoặc các quạt ly tâm..

Để thông gió cho các phòng lớn hoặc nhiều phòng một lúc người ta sử dụng thông gió kiểu tổng thể.

\* \* \*

# CHƯƠNG 9

## TIÊU ÂM VÀ LỘC BỤI

### 9.1 Tiêu âm

#### 9.1.1 Khái niệm.

Tiếng ồn là tập hợp những âm thanh có cường độ và tần số khác nhau sắp xếp không có trật tự, gây khó chịu cho người nghe, cản trở con người làm việc và nghỉ ngơi.

##### 9.1.1.1 Các đặc trưng cơ bản của âm thanh

###### a. Tần số âm thanh

Đơn vị đo là Hz. Mỗi âm thanh được đặc trưng bởi một tần số dao động của sóng âm. Bình thường tai người cảm thụ được các âm thanh có tần số từ  $16 \div 20.000$  Hz

###### b. Ngưỡng nghe và ngưỡng chói tai

Âm thanh là những dao động cơ học được lan truyền dưới hình thức sóng trong môi trường đàn hồi, nhưng không phải bất cứ sóng nào đến tai cũng gây ra cảm giác âm thanh như nhau. Cường độ âm thanh nhỏ nhất ở một sóng âm xác định mà tai người nghe thấy được gọi là ngưỡng nghe. Âm thanh có tần số khác nhau giá trị ngưỡng nghe cũng khác nhau. Cường độ âm thanh lớn nhất mà tai người có thể chịu được gọi là ngưỡng chói tai.

###### c. Mức cường độ âm $L$ (dB)

Mức cường độ âm thanh được xác định theo công thức :

$$L = 10 \lg (I / I_0), \text{ dB} \quad (9-1)$$

$I$  - Cường độ âm thanh đang xét,  $\text{W/m}^2$

$I_0$  - Cường độ âm thanh ở ngưỡng nghe :  $I_0 = 10^{-12} \text{ W/m}^2$

###### d. Mức áp suất âm (dB)

Mức áp suất âm thanh được xác định theo công thức :

$$L_p = 10 \lg (p/p_0), \text{ dB} \quad (9-2)$$

$p$  - Áp suất âm thanh , Pa

$p_0$  - Áp suất âm thanh ở ngưỡng nghe:  $p_0 = 2.10^{-5}$  Pa

###### e. Mức to của âm (Fôn)

Mức to của âm là sức mạnh cảm giác do âm thanh gây nên trong tai người, nó không những phụ thuộc vào áp suất âm mà còn phụ thuộc vào tần số âm thanh. Tần số càng thấp thì tai người càng khó nhận thấy.

Người ta xác định được rằng mức to của âm thanh bất kỳ đo bằng Fôn , có giá trị bằng mức áp suất âm của âm chuẩn có cùng mức to với âm đó. Đối với âm chuẩn , mức to ở ngưỡng nghe là 0 Fôn , ngưỡng chói tai là 120 Fôn. Các âm có cùng giá trị áp suất âm nếu tần số càng cao thì mức to càng lớn.

###### f. Dải tần số âm thanh

Cơ quan cảm giác của con người không phản ứng với độ tăng tuyệt đối của tần số âm thanh mà theo mức tăng tương đối của nó. Khi tần số tăng gấp đôi thì độ cao của âm tăng lên 1 *tông* , gọi là 1 *octa* tần số.

Người ta chia tần số âm thanh ra thành nhiều dải, trong đó giới hạn trên của lớn gấp đôi giới hạn dưới. Toàn bộ dải tần số âm thanh mà tai người nghe được chia ra làm



11 ồcta tần số và có giá trị trung bình là 31,5; 63; 125; 250; 500; 1000; 2000; 4000; 8000; 16.000

Tiêu chuẩn vệ sinh và mức cho phép của tiếng ồn được quy định ở 8 ồcta : 63; 125; 250; 500; 100; 200; 400; 800

**Bảng 9-1**

Tần số (Hz)	Số thứ tự ồcta							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Giới hạn trên	45	90	180	335	1400	2800	5600	11200
Trung bình	31,5	63	125	250	1000	2000	4000	8000
Giới hạn dưới	22,4	45	90	180	710	1400	2800	5600

Các máy đo độ ồn, đo mức to của âm đơn vị là đêxibenA (dBA) là mức cường độ âm chung của tất cả các dải ồcta tần số đã qui định về tần số 1000 Hz. Ta gọi âm thanh đó là dBA là âm thanh tương đương. Khi dùng dBA để chỉ âm thanh ta không cần nói âm thanh đó ở tần số bao nhiêu. Trị số dBA giúp ta đánh giá sơ bộ xem độ ồn có vượt quá mức cho phép hay không.

### 9.1.1.2 Ảnh hưởng của độ ồn

Tiếng ồn có ảnh hưởng nhiều đến sức khỏe con người. Mức độ ảnh hưởng tùy thuộc vào giá trị của độ ồn. Bảng 9-2 dưới đây đưa ra các số liệu về mức độ ảnh hưởng của độ ồn tới sức khỏe của con người.

**Bảng 9-2**

Mức ồn, (dBA)	Tác dụng lên người nghe
0	- Ngưỡng nghe thấy
100	- Bắt đầu làm biến đổi nhịp tim
110	- Kích thích mạnh màng nhĩ
120	- Ngưỡng chói tai
130 ÷ 135	- Gây bệnh thần kinh, nôn mửa làm yếu xúc giác và cơ bắp
140	- Đau chói tai, gây bệnh mất trí, điên
150	- Nếu nghe lâu sẽ thủng màng tai
160	- Nếu nghe lâu sẽ nguy hiểm
190	- Chỉ nghe trong thời gian ngắn đã nguy hiểm

### 9.1.1.3 Độ ồn cho phép đối với các công trình

Bằng thực nghiệm người ta đã lập được họ các đường cong thể hiện mức ồn cho phép của tiếng ồn dải rộng ở các ồcta tần số. Những đường này gọi là đường NC (Noise Criteria Curves), thể hiện mức ồn cho phép của tiếng ồn dải rộng ở các ồcta tần số

Hình 9-1 : Mức ồn cho phép của tiếng ồn dải rộng ở các ồcta tần số

Trên bảng 9-3 trình bày các tiêu chuẩn NC của các công trình

Khu vực	Tiêu chuẩn Nc
1. Tư dinh	25 ÷ 30
2. Nhà cho thuê, chung cư	25 ÷ 30
3. Hotel, motel	
a. Phòng riêng, phòng ngủ	30 ÷ 35
b. Phòng Hội họp, phòng tiệc	25 ÷ 30
c. Phòng khánh tiết, hành lang	35 ÷ 40
d. Khu vực phục vụ, giúp đỡ	40 ÷ 45
4. Cơ quan	
a. Phòng điều hành	25 ÷ 30
b. Phòng họp	25 ÷ 30
c. Phòng riêng	30 ÷ 35
d. Diện tích mở	35 ÷ 40
e. Phòng máy vi tính	40 ÷ 45
f. Phòng luân chuyển công cộng	40 ÷ 45
5. Bệnh viện, nhà điều dưỡng	
a. Phòng riêng	25 ÷ 30
b. Phòng điều trị	30 ÷ 35
c. Phòng mổ	35 ÷ 40
d. Hành lang	35 ÷ 40
e. Khu vực công cộng	35 ÷ 40
6. Nhà thờ	25 ÷ 30
7. Trường học	
a. Phòng giảng, lớp học	
b. Phòng học mặt bằng mở	25 ÷ 30
8. Phòng thí nghiệm	30 ÷ 35
9. Phòng hoà nhạc	35 ÷ 40
10. Nhà hát	
11. Phòng thu âm	
12. Rạp chiếu bóng	20 ÷ 25
13. Phòng thí nghiệm	30 ÷ 35

## 9.1.2 Tính toán độ ồn

### 9.1.2.1 Nguồn gây ồn và cách khắc phục

#### 1. Các nguồn gây ồn :

Nguồn ồn gây ra cho không gian điều hòa có các nguồn gốc sau:

- Nguồn ồn do các động cơ quạt, động cơ, máy lạnh đặt trong phòng gây ra
- Nguồn ồn do khí động của dòng không khí .
- Nguồn ồn từ bên ngoài truyền vào phòng
  - + Theo kết cấu xây dựng
  - + Theo đường ống dẫn không khí
  - + Theo dòng không khí
  - + Theo khe hở vào phòng
- Nguồn ồn do không khí ra miệng thổi

## 2. Cách khắc phục

### a. Nguồn ồn do các động cơ, thiết bị trong phòng.

- Chọn thiết bị có độ ồn nhỏ : Khi chọn các máy điều hoà, các dàn lạnh, FCU, AHU cần lưu ý độ ồn của nó, tránh sử dụng thiết bị có độ ồn lớn.

- Bọc tiêu âm cụm thiết bị : Trong nhiều trường hợp người ta chọn giải pháp bọc tiêu âm cụm thiết bị. Chẳng hạn các FCU, AHU và quạt thông gió công suất lớn khi lắp đặt trên laphông sẽ gây ồn khu vực đó nên người ta thường bọc cách âm cụm thiết bị này.

- Thường xuyên bôi trơn các cơ cấu chuyển động để giảm ma sát giảm độ ồn

- Đặt thiết bị bên ngoài phòng

### b. Nguồn ồn do khí động của dòng không khí

Dòng không khí chuyển động với tốc độ cao sẽ tạo ra tiếng ồn. Vì thế khi thiết kế phải chọn tốc độ hợp lý.

### c. Nguồn ồn truyền qua kết cấu xây dựng

- Đối với các phòng đặc biệt, người thiết kế xây dựng phải tính toán về cấu trúc sao cho các nguồn ồn không được truyền theo kết cấu xây dựng vào phòng, bằng cách tạo ra các khe lún, không xây liền dầm, liền trục với các phòng có thể tạo ra chấn động.

- Một trong những trường hợp hay gặp là các động cơ, bơm và máy lạnh đặt trên sàn cao. Để khử các rung động do các động cơ tạo ra lan truyền theo kết cấu xây dựng làm ảnh hưởng tới các phòng dưới, người ta đặt các cụm thiết bị đó lên các bệ quán tính đặt trên các bộ lò xo giảm chấn. Quán tính của vật nặng và sức căng của lò xo sẽ khử hết các chấn động do các động cơ gây ra.

- Đối với các FCU, AHU và quạt dạng treo , thường người ta treo trên các giá có đệm cao su hoặc lò xo.

### d. Nguồn ồn truyền theo các ống dẫn gió, dẫn nước vào phòng

Các ống dẫn gió, dẫn nước được nối với quạt và bơm là các cơ cấu chuyển động cần lưu ý tới việc khử các chấn động lan truyền từ động cơ theo đường ống. Trong quá trình hoạt động các chấn động từ các thiết bị đó có thể truyền vào phòng và tạo ra độ ồn nhất định. Để khử các chấn động truyền theo đường này người ta thường sử dụng các đoạn ống nối mềm bằng cao su

### e. Nguồn ồn do truyền theo dòng không khí trong ống dẫn.

Do kênh dẫn gió dẫn trực tiếp từ phòng máy đến các phòng, nên âm thanh có thể truyền từ gian máy tới các phòng, hoặc từ phòng này đến phòng kia. Để khử độ ồn truyền theo dòng không khí người ta sử dụng các hộp tiêu âm, hoặc đoạn ống tiêu âm.

Trong kỹ thuật điều hoà người ta có giải pháp bọc cách nhiệt bên trong đường ống. Lớp cách nhiệt lúc đó ngoài chức năng cách nhiệt còn có chức năng khử âm.

### f. Nguồn ồn bên ngoài truyền theo khe hở vào phòng

Để ngăn ngừa phải làm phòng kín, đặc biệt các phòng yêu cầu về độ ồn khắt khe.

### g. Nguồn ồn do không khí ra miệng thổi

Khi tốc độ không khí ra miệng thổi lớn, có thể gây ồn. Vì vậy phải chọn tốc độ không khí ra miệng thổi hợp lý.

## 9.1.2.2 Tính toán các nguồn ồn .

- Nếu có nhiều nguồn ồn với mức âm là  $L_1, L_2, \dots, L_n$  thì mức âm tổng được tính theo công thức :

$$L = 10 \cdot \lg \cdot \sum 10^{0,1L_i} \quad (9-3)$$

- Nếu các nguồn ồn có mức âm giống nhau thì

$$L = L_1 + 10 \lg n \quad (9-4)$$

Dưới đây chỉ ra mức ồn của một số thiết bị:

## 1. Độ ồn của quạt

Tiếng ồn do quạt gây ra phụ thuộc vào nhiều yếu tố, như chủng loại quạt, vận tốc, hãng quạt, chế độ làm việc, trở lực hệ thống, bản chất môi trường...vv

Độ ồn do quạt gây ra được xác định theo công thức :

$$L = K_w + 10.lgV + 20.lgH + C, \text{ dB} \quad (9-5)$$

$K_w$  - Mức cường độ âm riêng (dB) phụ thuộc loại quạt và xác định theo bảng 9-4 dưới đây.

V - Lưu lượng thể tích của quạt, CFM ( $1 \text{ m}^3/\text{s} \approx 2120 \text{ cfm}$ )

H - Cột áp toàn phần của quạt, in.WG

C - Hệ số hiệu chỉnh lấy theo bảng 9-3 dưới đây :

**Bảng 9-3 : Hệ số hiệu chỉnh C (dB)**

Tỷ lệ % với hiệu suất lớn nhất	Hệ số hiệu chỉnh C dB
90 ÷ 100	0
85 ÷ 89	3
75 ÷ 84	6
65 ÷ 74	9
55 ÷ 64	12
50 ÷ 54	15

Bảng 9-4 : Trị số  $K_w$  của các loại quạt

Loại quạt	Tần số trung tâm, Hz								
	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K	BF1
<b>a. Quạt ly tâm: AF, BC và BI</b>									
- Đường kính guồng cánh D trên 900mm	40	40	39	34	30	23	19	17	3
- Đường kính guồng cánh dưới 900mm	45	45	43	39	34	28	24	19	3
- Cánh hướng tiền, D bất kỳ	53	53	43	36	36	31	26	21	2
- Cánh hướng kính, hạ áp	56	47	43	39	37	32	29	26	7
- Cánh hướng kính, trung áp	58	54	45	42	38	33	29	26	8
- Cánh hướng kính, cao áp	61	58	53	48	46	44	41	38	8
<b>b. Quạt dọc trục</b>									
- Loại có cánh hướng									
+ Tỷ số $r_h$ từ 0,3 ÷ 0,4	49	43	53	48	47	45	38	34	6
+ Tỷ số $r_h$ từ 0,4 ÷ 0,6	49	43	46	43	41	36	30	28	6
+ Tỷ số $r_h$ từ 0,6 ÷ 0,8	53	52	51	51	49	47	43	40	6
- Loại dạng ống									
+ Đường kính guồng cánh trên 1000mm	51	46	47	49	47	46	39	37	7
+ Đường kính guồng cánh dưới 1000mm	48	47	49	53	52	51	43	40	7
- Loại dạng chân vịt thông gió	48	51	58	56	55	52	46	42	5

Ghi chú :

AF - Quạt ly tâm cánh rộng profile khí động

BC - Quạt ly tâm có cánh hướng bầu cong

BI - Quạt ly tâm có cánh hướng bầu xiên

BF1 - Độ tăng tiếng ồn (dB) do tần số dao động của cánh  $f_c$  ( $f_c = \text{số cánh} \times \text{số vòng quay của quạt trong 1 giây}$ )

## 2. Độ ồn phát ra từ máy nén và bơm

Nếu có catalogue của thiết bị có thể tra được độ ồn của nó. Trong trường hợp không có các số liệu về độ ồn của thiết bị do nhà sản xuất cung cấp, ta có thể tính theo công suất cụ thể như sau:

- Đối với máy nén ly tâm

$$L_{PA} = 60 + 11.lg(USTR), \text{ dBA} \quad (9-6)$$

trong đó :

USTR - Tôn lạnh Mỹ : 1 USTR = 3024 kCal/h

- Đối với máy nén pittông

$$L_{PA} = 71 + 9.lg(USTR), \text{ dBA} \quad (9-7)$$

Khi máy làm việc non tải thì tăng từ 5 đến 13 dB ở các dải tần khác nhau.

Nếu cần tính mức áp suất âm thanh  $L_p$  ở các tần số trung tâm thì cộng thêm ở công thức tính  $L_{PA}$  (9-7) các giá trị ở bảng dưới đây :

**Bảng 9-5**

Tần số trung tâm	63	125	250	500	1000	2000	4000
- Máy chiller ly tâm	-8	-5	-6	-7	-8	-5	-8
- Máy chiller pittông	-19	-11	-7	-1	-4	-9	-14

- Đối với bơm nước tuần hoàn

$$L_{PA} = 77 + 10.lgHP, \text{ dBA} \quad (9-8)$$

HP - Công suất của bơm, HP

Lưu ý : Tất cả các giá trị tính ở trên là ở khoảng cách 1m từ nguồn âm.

## 3. Tiếng ồn của dòng không khí chuyển động

Tiếng ồn do dòng không khí chuyển động sinh ra do tốc độ dòng quá lớn, do qua các đoạn chi tiết đặc biệt của đường ống và ở các đầu vào ra quạt.

Tiếng ồn của dòng không khí chuyển động là kết quả của hiệu ứng xoáy quanh vật cản, gây ra sự thay đổi về vận tốc, biến dạng đột ngột về dòng chảy và do đó tạo ra sức ép động lực cục bộ của không khí.

Có các dạng gây ồn của dòng không khí chuyển động như sau :

a. Tiếng ồn của dòng không khí thổi thẳng

Trong đoạn ống thẳng, khi tốc độ quá lớn thì độ ồn sẽ có giá trị đáng kể. Tuy nhiên khi thiết kế tốc độ gió đã được chọn và đảm bảo yêu cầu. Thường khi tốc độ trên đường ống  $\omega < 10 \text{ m/s}$  thì độ ồn này không đáng kể.

b. Độ ồn tại các vị trí đặc biệt của đường ống

Tại các vị trí đặc biệt như : Rẽ dòng, co thắt dòng, vị trí lắp đặt van ... độ ồn có giá trị đáng kể ngay cả khi tốc độ dòng không khí không cao. Đó là do hiện tượng xoáy tạo nên. Độ ồn tại các vị trí đó được tính như sau :

$$L_{af} = K_s + 50.lgV_{con} + 10.lgS + 10.lgD + 10.lgf + K, \text{ dB} \quad (9-9)$$

trong đó

$L_{af}$  - Mức cường độ âm phát sinh ra, dB

$K_s$  - Thông số riêng của kết cấu đường ống;

- Với van điều chỉnh :  $K_s = -107$

- Cút cong có cánh hướng :  $K_s = -107 + 10.lgn$  với n là số cánh hướng

dòng

- Chỗ ống chia nhánh :  $K_s = -107 + \Delta L_1 + \Delta L_2$

+  $\Delta L_1$  - Hệ số hiệu chỉnh độ cong rẽ nhánh, dB. Hệ số này phụ thuộc tỷ số giữa bán kính cong r của chỗ chia nhánh với đường kính ống nhánh d

Nếu  $r/d \approx 0$  lấy  $\Delta L_1 = 4 \div 6$  dB

Nếu  $r/d \approx 0,15$  lấy  $\Delta L_1 = 0$

+  $\Delta L_2$  - Hệ số hiệu chỉnh độ rối, dB . Bình thường lấy  $\Delta L_2 = 0$ . Nếu ở vị trí đầu nguồn cách vị trí đang xét 5 lần đường kính ống có lắp đặt van điều chỉnh thì người ta mới xét tới đại lượng này. Trong trường hợp này lấy  $\Delta L_2 = 1 \div 5$  dB tùy theo mức độ rối loạn của dòng khí đầu nguồn..

$V_{con}$  - Tốc độ không khí tại chỗ thắt, hoặc tại ống nhánh, fpm;

$$V_{con} = \frac{V}{S.F_{TL}}$$

V - Lưu lượng không khí qua ống, cfm

$F_{TL}$  - hệ số cản trở

Đối với van điều chỉnh nhiều cánh :  $F_{TL} = 1$  nếu hệ số tổn hao áp suất  $C_{pre} = 1$ . Nếu  $C_{pre} \neq 1$  thì :

$$F_{TL} = \frac{\sqrt{C_{PRE} - 1}}{C_{PRE} - 1}$$

trong đó :  $C_{PRE}$  - Là hệ số tổn hao áp suất, là đại lượng không thứ nguyên và được tính theo công thức :

$$C_{PRE} = \frac{15,9 \cdot 10^6 \cdot \Delta P_l}{\left(\frac{V}{S}\right)^2}$$

Đối với van điều chỉnh chỉ có 1 cánh :

Nếu  $C_{PRE} \leq 4$  thì  $F_{TL}$  tính như đối với van nhiều cánh

Nếu  $C_{PRE} > 4$  thì  $F_{TL} = 0,68 \cdot C_{PRE}^{-0,15} - 0,22$

S- Diện tích tiết diện ống nơi thắt có lắp đặt van điều chỉnh, của cút hoặc của ống nhánh,  $ft^2$

D - Chiều cao của ống hoặc cút cong, ft

f - Tần số trung bình của dải octa, Hz

K - hệ số tra theo đường tuyến tính của kết cấu đường ống, dB (hình 9-1)

Trị số đặc tính K của kết cấu được xác định dựa vào chuẩn số Strouhal :

$$St = 60D \cdot \omega_{con} = 60 \cdot D \cdot f / V_{br}$$

$V_{br}$  - Tốc độ không khí trong nhánh, fpm

- Đối với van điều chỉnh :

$$K = -36,3 - 10,7 \lg.St \quad \text{nếu } St \leq 25$$

$$K = -1,1 - 35,9 \lg.St \quad \text{nếu } St \geq 25$$

- Đối với cút cong có cánh hướng dòng

$$K = -47,5 - 7,69 (\lg.St)^{2,5}$$

- Đối với chỗ chia nhánh giá trị K được xác định theo đồ thị hình 9-1 với  $V_{ma}$  là tốc độ dòng khí tại đường ống chính (fpm)

### **Hình 9-1 : Quan hệ giữa hệ số K với số St và tỷ số $V_{ma}/V_{br}$ tại chỗ chia nhánh**

c. Tiếng ồn ở đầu vào và đầu ra của quạt :

Tiếng ồn sinh ra trong quạt do nhiều nguyên nhân . Tuy nhiên chủ yếu vẫn là do thay đổi hướng đột ngột và đi qua chỗ thu hẹp. Tiếng ồn do quạt gây ra thường lớn và khó khắc phục.

#### **4. Tiếng ồn do không khí thoát ra miệng thổi.**

Tiếng ồn do dòng không khí ra miệng thổi phụ thuộc vào tốc độ của dòng không khí khi ra miệng thổi và kết cấu của nó.

Trong các catalogue của các miệng thổi đều có dẫn ra độ ồn của nó tương ứng với tốc độ đầu ra nào đó. Vì thế khi thiết kế cần lưu ý không được chọn tốc độ quá lớn

### **9.1.2.3 Tồn thất âm trên đường truyền dọc trong lòng ống dẫn.**

#### **1. Tồn thất trong ống dẫn :**

Sự giảm âm là sự giảm cường độ âm tính bằng Watt trên một đơn vị diện tích khi âm đi từ nơi phát tới nơi thu. Sự giảm âm do các nguyên nhân chính sau :

- Nhờ vật liệu hút âm hấp thụ năng lượng sóng âm
  - Do phản hồi sóng âm trên bề mặt hút âm
  - Quá trình truyền âm dưới dạng sóng lan truyền trong không khí dưới dạng tán xạ do ma sát.

Mức độ giảm âm được đặc trưng bởi đại lượng IL (Insertion Loss). Trị số IL ở mỗi tần số riêng cho ta biết sự giảm cường độ âm (dB) trên đường truyền từ nơi phát đến nơi thu nhận. Khả năng hấp thụ năng lượng sóng âm của vật liệu gọi là khả năng hút âm. Khi sóng âm va chạm vào bề mặt vật liệu xốp không khí sẽ dao động trong những lỗ hổng nhỏ , sự cản trở của dòng khí và sự dao động của dòng khí trong khe hở đã biến một phần năng lượng sóng âm thành nhiệt và làm giảm năng lượng sóng âm đi đến.

Các vật liệu có khả năng hút âm tốt là vật liệu xốp và mềm. Các sóng âm khi đi vào lớp vật liệu đó sẽ bị làm yếu một phần. Vật liệu hút âm thường sử dụng là : Bông thủy tinh, bông vải, vải vụn . Các tấm vải dày, mềm khi treo trên tường có khả năng chống phản xạ âm rất tốt.

Để tiêu âm trên đường ống, thường người ta bọc các lớp bông thủy tinh bên trong đường ống . Lớp bông đó sẽ hút âm rất tốt.

Khi trong đường ống không có lớp vật liệu hút âm, vẫn tồn tại sự giảm âm tự nhiên do ma sát.

#### **a. Đường ống tròn không có lớp hút âm**

Khi sóng âm lan truyền trong không khí, do tính chất đàn hồi của môi trường không khí nên dao động sóng âm là dao động tắt dần, mức năng lượng âm giảm dần

Người ta tính được rằng trung bình độ ồn giảm tự nhiên là 0,03 dB trên 1 feet chiều dài ống ở tần số dưới 1000 Hz và tăng không đều đến 0,1 dB/ft ở tần số 1000Hz.

#### **b. Đối với ống chữ nhật không có lớp hút âm và cách nhiệt**

Đối với đường ống chữ nhật độ giảm âm tự nhiên được tính theo bảng 9-6 dưới đây :

Bảng 9-6 : Độ giảm âm thanh dB/ft

Tỷ số P/A (in/in <sup>2</sup> )	Tần số trung bình dải ồcta (Hz)		
	63	125	≥ 250
> 0,31	0	0,3	0,1
0,31 ÷ 0,13	0,3	0,1	0,1
< 0,13	0,1	0,1	0,1

P - Chu vi ống, in

A - Diện tích tiết diện ống, in<sup>2</sup>

**c. Ống chữ nhật không có lót lớp hút âm, nhưng có bọc cách nhiệt bên ngoài**

Đối với loại đường ống này, thì mức giảm âm lấy gấp đôi số liệu nêu trong bảng 9-6.

**d. Ống tròn có lót lớp hút âm**

Độ giảm âm phụ thuộc vào diện tích tiết diện ngang của đường ống và tính chất vật liệu hút âm. Các số liệu được dẫn ra ở bảng 9-7.

Bảng 9-7 : Độ giảm âm thanh dB/ft

Đường kính ống, in	Tần số trung tâm dải ồcta, Hz						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
6	0,38	0,59	0,93	1,53	2,17	2,31	2,04
12	0,23	0,46	0,81	1,45	2,18	1,91	1,48
24	0,07	0,25	0,57	1,28	1,71	1,24	0,85
48	0	0	0,18	0,63	0,26	0,34	0,45

**e. Đối với đường ống chữ nhật có lót lớp hút âm**

- Đối với tần số dải âm dưới 800 Hz độ giảm âm được tính như sau :

$$IL = \frac{t^{0,8} \cdot h^{0,357} \cdot (P/A) \cdot L \cdot f^{(1,17+0,19d)}}{1190 \cdot d^{2,3}}, dB \quad (9-10)$$

IL - Độ giảm âm thanh, dB

t - Độ dày của lớp vật liệu hút âm, in

h - Cạnh ngắn lòng ống, in

P - Chu vi lòng ống, in

A - Diện tích lòng ống, in<sup>2</sup>

L Chiều dài đoạn ống, ft

f- Tần số âm thanh, Hz

d- Khối lượng riêng vật hút âm, lb/ft<sup>3</sup>

- Đối với tần số trên 800 Hz

$$IL = \frac{k \cdot (P/A) \cdot L \cdot f^{[1,51-1,61 \lg(P/A)]}}{W^{2,5} \cdot h^{2,7}}, dB \quad (9-11)$$

trong đó :

k = 2,11.10<sup>9</sup>

W - Cạnh dài của lòng ống, in

L - Chiều dài đoạn đang xét, ft

Công thức 9-11 tính khi L < 10 ft. Khi L ≥ 10ft thì lấy L = 10ft



Bảng 9-8 : Độ giảm âm trên đoạn ống hình chữ nhật có lót lớp hút âm dày 1in, dB/ft

Kích thước lòng ống, in	Tỉ số P/A (in/in <sup>2</sup> )	Tần số trung tâm dải octa, Hz						
		63	125	250	500	1000	2000	4000
8 x 8	0,5	0,10	0,28	0,77	2,12	5,82	6,08	2,95
8 x 16	0,375	0,08	0,22	0,58	1,59	4,37	3,89	2,17
12 x 12	0,33	0,08	0,22	0,60	1,64	4,48	4,48	2,67
12 x 24	0,25	0,06	0,16	0,45	1,23	3,36	2,89	1,97
18 x 18	0,22	0,06	0,17	0,46	1,26	3,45	3,37	2,42
18 x 36	0,17	0,05	0,13	0,34	0,94	2,59	2,15	1,78
24 x 24	0,165	0,05	0,14	0,38	1,05	2,87	2,73	2,26
24 x 48	0,125	0,04	0,10	0,29	0,78	1,90	1,75	1,66
36 x 36	0,111	0,04	0,11	0,29	0,81	2,01	2,03	2,04
36 x 72	0,083	0,03	0,08	0,22	0,60	1,02	1,30	1,50
48 x 48	0,08	0,03	0,09	0,24	0,67	1,30	1,65	1,90
48 x 96	0,063	0,02	0,07	0,18	0,50	0,66	1,05	1,40

Để tránh làm cho IL quá lớn, đối với đường ống chữ nhật có lót lớp hút âm, thì IL không được vượt quá 40 dB ở bất kỳ tần số nào.

Độ giảm IL nêu trên không tính tới độ giảm âm thanh tự nhiên, nên khi tính cần phải cộng vào

#### f. Đối với đường ống ô van

- Đối với đường ống ô van với tỷ số hai trục là 3 : 1 thì IL được lấy giống đường ống tròn có đường kính bằng trục ngắn của ống ô van.

Độ dày lớp hút âm có ảnh hưởng đến trị số IL. Ở tần số 800 HZ, khi chiều dày lớp hút âm là 2in thì hiệu quả giảm âm tăng 2 lần so với lớp dày 1in. Vì vậy cần lót lớp hút âm dày từ 2in đến 3in để nâng cao hiệu quả hút âm.

## 2. Tổn thất tại cú cong và chỗ chia nhánh

### a. Độ giảm âm tại cú cong tròn

Tại vị trí cú cong âm thanh bị phản hồi ngược lại một phần. Vì thế các cú cong có hay không có lớp hút âm thì đều có tác dụng giảm ồn nhất định

Tổn thất tại cú cong phụ thuộc vào kích thước của nó và tần số âm và cho ở bảng 9-9 dưới đây :

9-9: Độ giảm âm qua cú cong tròn, dB

Trường hợp	Tổn thất âm IL (dB)
$f.D < 1,9$	0
$1,9 < f.D < 3,8$	1
$3,8 < f.D < 7,5$	2
$f.D > 7,5$	3

f - Tần số âm, kHz

D- Đường kính ống tròn, in

### b. Độ giảm âm tại cú cong chữ nhật

Cú chữ nhật làm giảm tối đa nhưng âm thanh trong dải octa mà tần số trung tâm gần bằng hoặc lớn hơn 125 Hz.

Bảng 9-10 đưa ra các kết quả giảm âm khi dòng không khí đi qua cú chữ nhật có và không có lớp hút âm.

**9-10: Độ giảm âm qua cút chữ nhật, dB**

Trường hợp	Không có lớp hút âm	Có lớp hút âm
<b>Cút chữ nhật không có cánh hướng dòng</b>		
f.W < 1,9	0	0
1,9 < f. W < 3,8	1	1
3,8 < f. W < 7,5	5	6
7,5 < f. W < 15	8	11
15 < f. W < 30	4	10
30 < f. W	3	10
<b>Cút chữ nhật có cánh hướng dòng</b>		
f. W < 1,9	0	0
1,9 < f. W < 3,8	1	1
3,8 < f. W < 7,5	4	4
7,5 < f. W < 15	6	7
15 < f. W	4	7

W - Cạnh lớn của ống chữ nhật, in

f - Tần số âm tính bằng, kHz

**c. Độ giảm âm tại chỗ chia nhánh**

Độ giảm âm do chia nhánh được tính theo công thức:

$$\Delta L_{WB} = -10 \cdot \lg \frac{A_{br}}{\Sigma A_{br}}, dB \quad (9-12)$$

$\Delta L_{WB}$  - Độ giảm năng lượng âm do chia nhánh, dB

$A_{br}$  - Diện tích nhánh rẽ đang xét, ft<sup>2</sup>

$\Sigma A_{br}$  - Tổng diện tích các nhánh rẽ, ft<sup>2</sup>

**3. Tổn thất âm do phản hồi cuối đường ống**

Khi sóng âm thoát ra cuối đường ống để vào phòng, do mở rộng đột ngột nên gây ra sự phản hồi âm ngược lại. Điều này giảm đáng kể các âm thanh tần số thấp.

Tổn thất âm do phản hồi không cần tính nếu:

- Miệng thổi kiểu khuyếch tán gắn trực tiếp lên trần
- Miệng thổi khuyếch tán nối với đoạn đường ống thẳng dài hơn 3 lần đường kính ống

- Miệng thổi khuyếch tán nối với ống nối mềm

Tổn thất âm do phản hồi cuối đường ống được tính theo bảng dưới đây:

Bảng 9-11 : Tổn thất do âm phản hồi cuối đường ống, dB

Chiều rộng ống chính, in	Tần số trung bình của dải ồcta, dB				
	63	125	250	500	1000
6	18	12	8	4	1
8	16	11	6	2	0
10	14	9	5	1	0
12	13	8	4	1	0
16	11	6	2	0	0
20	9	5	1	0	0
24	8	4	1	0	0
28	7	3	1	0	0

32	6	2	0	0	0
36	5	1	0	0	0
48	4	1	0	0	0
72	1	0	0	0	0

Chú ý: Các số liệu ở bảng 9-8 không sử dụng cho miệng thổi có lót lớp hút âm hoặc miệng thổi gắn trực tiếp lên đường ống. Nếu đầu cuối cùng của đường ống là miệng thổi khuyếch tán thì phải trừ đi ít nhất 6 dB

### 9.1.2.4 Sự truyền âm kiểu phát xạ và tổn thất trên đường truyền

#### 1. Sự phát xạ âm

Tiếng ồn do sóng âm hoặc sự rối loạn của dòng không khí bên trong đường ống có thể xuyên qua thành ống làm thành ống dao động. Sự truyền âm theo cách đó gọi là sự phát xạ âm.

Tiếng ồn ngược lại cũng có thể truyền vào bên trong ống, chạy theo hệ thống đường ống và vào phòng hoặc ra ngoài.

#### 2. Tổn thất âm phát xạ trên đường truyền

##### a. Khái niệm.

- Mức suy giảm âm thanh do truyền TL (Transmission loss) khi qua tường, vách ngăn hoặc các vật cản khác trong trường hợp tổng quát được tính theo công thức :

$$TL = 10 \cdot \lg(W_{\text{vao}}/W_{\text{CL}}), \text{ dB} \quad (9-13)$$

TL - Tổn thất âm trên đường truyền, dB

$W_{\text{vao}}$  - Năng lượng sóng âm tới, W

$W_{\text{CL}}$  - Năng lượng còn lại của sóng âm khi qua vách, W

Tổn thất do truyền âm phụ thuộc vào khối lượng riêng của vật liệu vách và tần số âm thanh.

Đối với tường bê tông hoặc ống kim loại khi tăng gấp đôi khối lượng vách thì trị số TL tăng từ 2 ÷ 3 dB cho tiếng ồn dưới 800 Hz và tăng từ 5 ÷ 6 dB cho tiếng ồn trên 800 Hz. Quan hệ giữa TL và khối lượng vật liệu bị ảnh hưởng của nhiều yếu tố khác như khe nứt, độ cứng, độ cộng hưởng, sự không đồng nhất của vách ngăn ...vv

- Tổn thất âm do phát xạ từ trong ống ra trong trường hợp tổng quát :

$$TL_R = L_V - L_R + 10 \cdot \lg \frac{A_N}{A_T} \quad (9-14)$$

trong đó:

$L_V$  - Mức năng lượng âm thanh đầu vào ống, dB

$L_R$  - Mức năng lượng âm phát xạ sau khi xuyên qua ống, dB

$A_N, A_T$  - Diện tích phát xạ mặt ngoài ống và diện tích tiết diện ngang bên trong ống,  $\text{in}^2$

- Tổn thất phát xạ âm vào đường ống trong trường hợp tổng quát :

$$TL_V = 10 \cdot \lg(W_V/2 \cdot W_R), \text{ dB} \quad (9-15)$$

$W_V$  - Cường độ âm truyền tới ống, dB

$W_R$  - Cường độ âm được truyền qua ống, dB

##### b. Tổn thất âm do phát xạ qua thành ống chữ nhật ra ngoài

Để tính tổn thất trên đường truyền qua ống chữ nhật người ta giới hạn tần số âm thanh sau đây để làm mốc:

$$f_L = \frac{24,134}{(a \cdot b)^{0,5}}$$

(9-16)

trong đó:

$f_L$  gọi là tần số âm mốc.

a, b là hai cạnh của ống chữ nhật, in

- Khi tần số  $f < f_L$  thì kiểu sóng phẳng là chủ yếu và độ giảm âm tính theo công thức :

$$TL_R = 10.\lg[fm^2/(a+b) + 17], \text{ dB} \quad (9-17)$$

- Khi  $f \geq f_L$  thì sóng âm là kiểu hỗn hợp được tính theo công thức:

$$TL_R = 20.\lg(mf) - 31, \text{ dB} \quad (9-18)$$

trong đó :

m - Khối lượng trên 1 đơn vị diện tích thành ống, lb/ft<sup>2</sup>

Theo công thức ở trên, tổn thất âm do truyền qua ống chữ nhật không phụ thuộc vào chiều dài ống mà phụ thuộc vào khối lượng trên 1 đơn vị diện tích thành ống m.

Dưới đây là tổn thất âm khi truyền qua đường ống ở các dải tần số khác nhau.

**Bảng 9-12 : Tổn thất âm khi truyền từ ống ra ngoài  $TL_R$ , dB**

Kích thước lòng ống, in	Tần số trung tâm dải octa, Hz							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
12 x 12	21	21	27	30	33	36	41	45
12 x 24	19	22	25	28	31	35	41	45
12 x 48	19	22	25	28	31	37	43	45
24 x 24	20	23	26	29	32	37	43	45
24 x 48	20	23	26	29	31	39	45	45
48 x 48	21	24	27	30	35	41	45	45
48 x 96	19	22	25	29	35	41	45	45

**Bảng 9-13 : Tổn thất âm khi truyền vào đường ống  $TL_V$ , dB**

Kích thước ống, in	Tần số trung tâm dải octa, Hz							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
12 x 12	16	16	16	25	30	33	38	42
12 x 24	15	15	17	25	28	32	38	42
12 x 48	14	14	22	25	28	34	40	42
24 x 24	13	13	21	26	29	34	40	42
24 x 48	12	15	23	26	28	36	42	42
48 x 48	10	19	24	27	32	38	42	42
48 x 96	11	19	22	27	32	38	42	42

### c. Tổn thất âm do phát xạ qua thành ống dẫn tròn ra ngoài

Tổn thất âm khi truyền qua ống dẫn tròn khác với ống dẫn chữ nhật. Khi tần số thấp các sóng phẳng ngăn cản sự truyền âm trong ống ra ngoài nên tổn thất rất lớn.

Bảng 9-14 dưới đây trình bày các tổn thất do truyền âm từ ống dẫn ra ngoài

**Bảng 9-14 : Tổn thất truyền âm từ ống tròn ra ngoài  $TL_R$ , dB**

Kích thước và kiểu ống, in	Tần số trung tâm dải octa, Hz							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
<b>1. Ống ghép dọc</b>								
+ D=8in, $\delta=0,022$ in, L=15ft	>45	(53)	55	52	44	35	34	26
+ D=14in, $\delta=0,028$ in, L=15ft	>50	60	54	36	34	31	25	38
+ D=22in, $\delta=0,034$ in, L=15ft	47	53	37	33	33	27	25	43
+ D=32in, $\delta=0,034$ in, L=15ft	(51)	46	26	26	24	22	38	43
<b>2. Ống ghép xoắn</b>								
+ D=8in, $\delta=0,022$ in, L=10ft	>48	>64	>75	>72	56	56	46	29
+ D=14in, $\delta=0,022$ in, L=10ft	>43	>53	55	33	34	35	25	40
+ D=26in, $\delta=0,028$ in, L=10ft	>45	50	26	26	25	22	36	43
+ D=26in, $\delta=0,028$ in, L=10ft	>48	>53	36	32	32	28	41	36
+ D=32in, $\delta=0,034$ in, L=10ft	>43	42	28	25	26	24	40	45

trong đó

D - đường kính ống, in

$\delta$  - Chiều dày của ống, in

L - Chiều dài ống, ft

Trong trường hợp tập âm nèn che khuất tiếng ồn phát xạ, thì giới hạn thấp hơn của TL được biểu thị bằng dấu >. Các số liệu trong dấu ngoặc đơn cho biết rằng tiếng động nèn sẽ sinh ra một giá trị lớn hơn số liệu thông thường.

#### **d. Tổn thất âm TL của ống ôvan**

Mức tổn thất âm thanh khi truyền qua thành ống ôvan được dẫn ra ở bảng

**Bảng 9-15 : Tổn thất truyền âm từ ống ôvan ra ngoài  $TL_R$ , dB**

Kích thước trục axb, in	Tần số trung tâm dải octa, Hz							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
12 x 6	31	34	37	40	43	-	-	-
24 x 6	24	27	30	33	36	-	-	-
24 x 12	28	31	34	37	-	-	-	-
48 x 12	23	26	29	32	-	-	-	-
48 x 24	27	30	33	-	-	-	-	-
96 x 24	22	25	28	-	-	-	-	-
96 x 48	28	31	-	-	-	-	-	-

### **3. Tổn thất âm khi qua cấu trúc xây dựng**

Khi truyền âm qua các kết cấu xây dựng, năng lượng âm thanh bị tổn thất một lượng đáng kể, qua nghiên cứu người ta đã đưa ra các kết quả xác định tổn thất âm thanh.

Tổn thất qua tường, vách ngăn, cửa kính và khoảng trống trên trần được tính theo bảng 9-16 dưới đây:

**Bảng 9-16 : Tổn thất âm khi đi qua kết cấu xây dựng, dB**

Kích thước trục axb, in	Tần số trung tâm dải octa, Hz						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
- Bê tông đặc, dày 4 in, 48 lb/ft <sup>2</sup>	32	34	35	37	42	49	55
- Bê tông đặc kết hợp bê tông bọt dày 4 in, 28 lb/ft <sup>2</sup>	29	32	33	34	37	42	49
- Bê tông đặc kết hợp bê tông bọt dày 8 in, 28 lb/ft <sup>2</sup>	31	33	35	36	41	48	54
- Vách ngăn tiêu chuẩn, khung gỗ 2in, 4 in hai lớp thạch cao dày 5/8 in ở mỗi mặt	12	17	34	35	42	38	44
- Vách ngăn tiêu chuẩn, khung kim loại 29/8 in, hai lớp thạch cao dày 5/8 in ở mỗi mặt	25	36	43	50	50	44	55
- Kính 1 lớp dày 1 / 2 in	11	16	23	27	32	28	32
- Kính 2 lớp mỗi lớp dày 1 /2in, 2 lớp cách nhau 1 /2in.	12	16	23	27	32	30	35
- Trần bằng sợi vô cơ	1	2	4	8	9	9	14
- Trần thạch cao	9	15	20	25	31	33	27
- Tác dụng kết hợp của khoảng trống trên trần với trần có phủ bông thủy tinh dày 1 /2in, 6 lb/ft <sup>2</sup>	4	8	8	8	10	10	14
- Tác dụng kết hợp của khoảng trống trên trần với trần có phủ lớp sợi vô cơ dày 5 /8in, 35 lb/ft <sup>2</sup>	1	5	9	10	12	14	15
- Cửa gỗ thường xuyên đóng		23	27	29	27	26	29

#### 4 Hiệu ứng làm giảm âm kết hợp giữa trần và khoảng trống trên trần

Trần và khoảng trống trên trần có tác dụng giảm âm phát xạ từ đường ống ra một cách đáng kể, đặc biệt là trần có cách âm.

Đối với trần cách âm bằng sợi vô cơ khối lượng 35 lb/ft<sup>3</sup> thì mức độ giảm âm theo các dải tần cho ở bảng 9-17 :

**Bảng 9-17 : Tổn thất âm qua trần cách âm, dB**

Tần số f, Hz	125	250	500	1000	2000	4000
Độ giảm âm, dB	-5	-9	-10	-12	-14	-15

#### 9.1.2.5 Quan hệ giữa mức áp suất âm trong phòng với cường độ âm

##### 1. Trường hợp có một hoặc nhiều nguồn âm trong phòng

Căn cứ vào thực nghiệm người ta đưa ra công thức tính mức áp suất trong phòng  $L_{pr}$  (dB) từ mức cường độ âm  $L_{wr}$

$$L_{pr} = L_{wr} - 5.lgV - 3.lgf - 10.lgr + 25 \quad (9-19)$$

trong đó :

$L_{wr}$  - Mức cường độ âm trong phòng, dB

V - Thể tích của phòng, ft<sup>3</sup>

f - Tần số trung tâm của dải octa, Hz

r - Khoảng cách từ nguồn âm tới nơi thu nhận, ft

Nếu trong phòng có nhiều nguồn âm thì tính  $L_{pr}$  riêng rẽ và cộng lại để tính tổng áp suất âm tại nơi thu nhận.

## 2. Trường hợp có nhiều miệng thổi khuấy tán đặt sát trần

Trong các văn phòng và phòng lớn trong toà nhà thường có nhiều miệng thổi. Nếu số lượng lớn hơn hay bằng 4 và độ cao lắp đặt như nhau thì mức áp suất âm trong phòng ở độ cao 5 ft cách sàn được xác định như sau :

$$L_{p5} = L_{WS} - 5.lgX - 28.lgh + 1,3.lgN - 3.lgf + 31 \quad (9-20)$$

$L_{WS}$  - Mức cường độ âm thanh của miệng thổi, dB

$h$  - độ cao của trần, ft

$N$  - Số miệng thổi

$X = F/h^2$  :  $F$  - Diện tích sàn do 1 miệng thổi đảm nhận,  $ft^2$

## 3. Hiệu ứng không gian

Hiệu ứng không gian là sự chênh lệch giữa mức áp suất âm thanh và mức cường độ âm thanh trong phòng  $L_p - L_w$

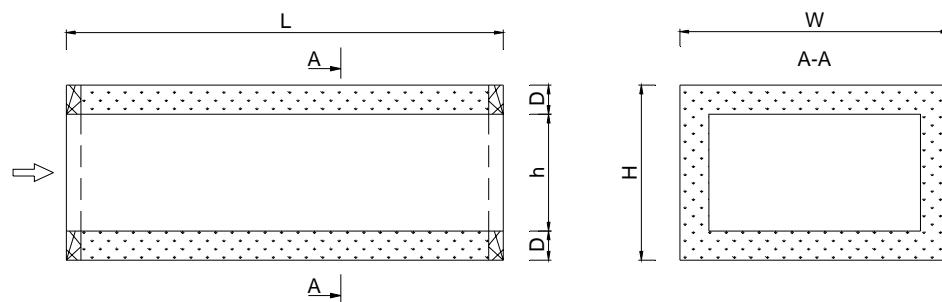
### 9.1.3 Thiết bị tiêu âm

Trong kỹ thuật điều hoà không khí người ta thường sử dụng các thiết bị tiêu âm nhằm giảm âm thanh phát ra từ các thiết bị và dòng không khí chuyển động truyền đến khu vực xung quanh và đặc biệt là truyền vào phòng.

Đối với các thiết bị nhỏ như các quạt, FCU và AHU người ta bọc kín thiết bị bằng các hộp tiêu âm để hút hết các âm thanh phát xạ từ thiết bị không để chúng lan truyền ra chung quanh

Đối với các AHU lớn, phòng máy Chiller người ta đặt trong các phòng máy kín có bọc cách âm.

Đối với dòng không khí người ta sử dụng các hộp tiêu âm đặt trên đường đi. Các hộp tiêu âm này có nhiệm vụ hút hết âm lan truyền theo dòng không khí chuyển động. Dưới đây trình bày cấu tạo của hộp tiêu âm đặt trên đường ống.



Hình 9-

Cấu tạo hộp tiêu âm

2 :

Trên hình 9-2 là cấu tạo của hộp tiêu âm thường được sử dụng trong kỹ thuật điều hoà không khí.

Cấu tạo của hộp tiêu âm gồm các lớp sau đây (kể từ trong ra ngoài) :

- Lớp tôn có đục lỗ  $\Phi 6$ ,  $a=20mm$
- Lớp vải mỏng
- Lớp bông hút âm
- Lớp tôn vỏ ngoài

Hộp tiêu âm được định hình nhờ khung gỗ bao quanh. Độ dày  $D$  của lớp bông tuỳ tính nằm trong khoảng  $100 \div 300mm$ . Độ dày càng lớn khả năng hút âm càng tốt. Lớp trong

cùng là lớp tôn đục lỗ, các lỗ có tác dụng hút âm thanh, trong một số trường hợp người ta sử dụng lưới sắt hoặc lưới nhựa để thay thế.

## 9.2 Lọc bụi

### 9.2.1 Khái niệm

Bụi là một trong các chất độc hại. Tác hại của bụi phụ thuộc vào các yếu tố: Kích cỡ bụi, nồng độ bụi và nguồn gốc bụi.

**- Nguồn gốc:**

+ Hữu cơ: Do các sản phẩm nông nghiệp và thực phẩm như thuốc lá, bông gô, các sản phẩm nông sản, da, lông súc vật

+ Bụi vô cơ: Đất, đá, xi măng, amiăng, bụi kim loại

**- Kích cỡ hạt:** Bụi có kích cỡ càng bé tác hại càng lớn do khả năng xâm nhập sâu, tồn tại trong không khí lâu và khó xử lý.

+ Rất mịn: 0,1 - 1  $\mu\text{m}$

+ Mịn: 1 - 10  $\mu\text{m}$

+ Thô: > 10  $\mu\text{m}$

**- Nồng độ:**

+ Nồng độ bụi cho phép trong không khí thường cho theo nồng độ ôxit silic

**Bảng 9-18**

Hàm lượng SO <sub>2</sub> , %	Nồng độ cho phép
Z > 10	Z <sub>b</sub> < 2 mm/m <sup>3</sup>
2 ÷ 10	2 ÷ 4
< 2	4 ÷ 6
Bụi amiăng	≤ 2

Khi lựa chọn thiết bị lọc bụi căn cứ vào các đặc tính sau:

- **Hiệu quả lọc bụi  $\eta_b$ :**

$$\eta_b = (G'_b - G''_b).100\% / G'_b = (z'_b - z''_b).100\% / z'_b \quad (9-21)$$

G'<sub>b</sub>, G''<sub>b</sub> - Lượng bụi vào ra thiết bị trong một đơn vị thời gian

z'<sub>b</sub>, z''<sub>b</sub> - Nồng độ bụi vào ra thiết bị trong một đơn vị thời gian

- **Phụ tải không khí:** L (m<sup>3</sup>/h.m<sup>2</sup>) Lưu lượng lưu thông không khí tính cho 1m<sup>2</sup> diện tích bề mặt lọc.

- **Trở lực thủy lực  $\Delta p = \xi \cdot \rho \cdot \omega^2 / 2$ :** Trở lực thủy lực của thiết bị lọc

### 9.2.2 Các thiết bị lọc bụi và tính toán

Thiết bị lọc bụi có nhiều loại, tùy thuộc vào nguyên lý tách bụi, hình thức bên ngoài, chất liệu hút bụi mà người ta chia ra:

- Buồng lắng bụi
- Thiết bị lọc bụi kiểu xyclon
- Thiết bị lọc bụi kiểu quán tính
- Thiết bị lọc bụi kiểu túi vải, lưới lọc, thùng quay.
- Thiết bị lọc bụi kiểu tĩnh điện



### 9.2.2.1 Buồng lắng bụi.

Buồng lắng bụi có cấu tạo dạng hộp, không khí vào 1 đầu và ra đầu kia. Nguyên tắc tách bụi của buồng lắng bụi chủ yếu là:

- Giảm tốc độ hỗn hợp không khí và bụi một cách đột ngột khi vào buồng. Các hạt bụi mất động năng và rơi xuống dưới tác dụng của trọng lực.

- Dùng các vách chắn, vách ngăn để khi không khí va đập vào các hạt bụi bị mất động năng và rơi xuống đáy buồng.

- Ngoặt dòng khí chuyển động trong buồng.

Trên hình 9-3 trình bày một số kiểu dạng buồng lắng bụi

Buồng lắng bụi đơn giản chỉ dựa trên nguyên tắc giảm tốc độ đột ngột có nhược điểm là hiệu quả không cao, chỉ đạt 50 ÷ 60% và phụ tải không lớn.

Buồng lắng bụi có nhiều ngăn và loại có tấm chắn hiệu quả cao hơn. Trong các buồng lắng bụi này không khí chuyển động dích dắc hoặc xoáy tròn nên khi va đập vào các tấm chắn và vách ngăn sẽ mất động năng và rơi xuống. Hiệu quả có thể đạt 85 ÷ 90%

lắng bụi đơn giản

a) Buồng

b) Buồng lắng bụi nhiều ngăn

c) buồng lắng bụi

có tấm chắn

Hình 9-3 : Các loại buồng lắng bụi

#### \* **Tính toán buồng lắng bụi đơn giản:**

- Chiều dài tối thiểu cần thiết của buồng lắng bụi để giữ lại hạt bụi có đường kính d:

$$L_{\min} = \frac{18\mu L}{\gamma_m \cdot d^2 \cdot B}, m \quad (9-22)$$

trong đó :

$\mu$  - Độ nhớt động học của không khí, kg.s/m<sup>2</sup>

L - Lưu lượng không khí đi qua buồng lắng, m<sup>3</sup>/s

$\gamma_m$  - Trọng lượng đơn vị của bụi, kg/m<sup>3</sup>

d - Đường kính hạt bụi, m

B - Chiều rộng buồng lắng, m

- Ngược lại, khi kích thước buồng đã xác định, ta có thể xác định đường kính hạt bụi bé nhất mà buồng có khả năng giữ lại :

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{18\mu L}{\gamma_m \cdot B \cdot l}} \quad (9-23)$$

Các công thức trên đây chỉ tính trong trường hợp không khí chuyển động trong buồng là chảy tầng. Thực tế không tốc độ không khí chuyển động trong buồng thường chọn là 0,6 m/s.

Khi đó dòng không khí đang chảy tầng. Khi chuyển sang chế độ chảy rối công thức trên không còn đúng nữa.

### 9.2.2.2 Bộ lọc bụi kiểu xyclon

Bộ lọc bụi xyclon là thiết bị lọc bụi được sử dụng tương đối phổ biến. Nguyên lý làm việc của thiết bị lọc bụi kiểu xyclon là lợi dụng lực ly tâm khi dòng không khí chuyển động để tách bụi ra khỏi không khí

Hình 9-4 : Cấu tạo lọc bụi kiểu xyclon

Nguyên lý làm việc của thiết bị lọc bụi xyclon như sau : Không khí có bụi lần đi qua ống 1 theo phương tiếp tuyến với ống trụ 2 và chuyển động xoáy tròn đi xuống dưới phía dưới, khi gặp phễu 3 dòng không khí bị đẩy ngược lên chuyển động xoáy trong ống 4 và thoát ra ngoài. Trong quá trình chuyển động xoáy ốc lên và xuống trong các ống các hạt bụi dưới tác dụng của lực ly tâm va vào thành, mất quán tính và rơi xuống dưới. Ở đáy xyclon người ta có lắp thêm van xả để xả bụi vào thùng chứa. Van xả 5 là van xả kép 2 cửa 5a và 5b không mở đồng thời nhằm đảm bảo luôn cách ly bên trong xyclon với thùng chứa bụi, không cho không khí lọt ra ngoài.

**\* Tính toán Xyclon :**

Để tính toán người ta giả thiết

- 1- Các hạt bụi có kích thước hình cầu.
- 2- Lực ly tâm tác dụng lên hạt bụi theo hướng bán kính của xyclon và bỏ qua lực tác dụng của trọng lực.
- 3- Hạt bụi được tách ra khỏi không khí sau khi va chạm và thành xyclon

Dựa vào các giả thiết đó người ta đã xác định được cỡ hạt bụi nhỏ nhất có thể giữ lại được trong xyclon và thời gian chuyển động của hạt bụi từ lúc vào đến lúc lắng đọng dưới đáy xyclon :

$$d = 3 \cdot \sqrt{\frac{v}{\pi \cdot n \cdot \Omega} \cdot \frac{\gamma_k}{\gamma_m} \cdot \ln \frac{R_2}{R_1}}, m \quad (9-24)$$

$$\tau = \frac{18 \cdot v}{\Omega^2 \cdot d^2} \cdot \frac{\gamma_k}{\gamma_m} \cdot \ln \frac{R_2}{R_1}, s \quad (9-25)$$

trong đó :

v - Độ nhớt động học của không khí, m<sup>2</sup>/s

$\gamma_k, \gamma_m$  - Khối lượng riêng của không khí và bụi,  $\text{kg/m}^3$   
 $R_1$  - Bán kính của ống thoát khí, m  
 $R_2$  - Bán kính hình trụ của xi-clon, m  
 $\Omega$  - Vận tốc trung bình của hạt bụi,  $\text{s}^{-1}$

### 9.2.2.3 Bộ lọc bụi kiểu quán tính

Nguyên lý hoạt động của thiết bị lọc bụi kiểu quán tính là dựa vào lực quán tính của hạt bụi khi thay đổi chiều chuyển động đột ngột.

Trên hình 9-5 trình bày cấu tạo của thiết bị lọc bụi kiểu quán tính. Cấu tạo gồm nhiều khoang ống hình chóp cụt có đường kính giảm dần xếp chồng lên nhau tạo ra các góc hợp với phương thẳng đứng khoảng  $60^\circ$  và khoảng cách giữa các khoang ống khoảng từ  $5 \div 6\text{mm}$ .

Không khí có bụi được đưa qua miệng 1 vào phần thứ nhất, các hạt bụi có quán tính lớn đi thẳng, không khí một phần đi qua khe hở giữa các chóp và thoát ra ống 3. Các hạt bụi được dồn vào cuối thiết bị.

Thiết bị lọc bụi kiểu quán tính có cấu tạo và nguyên lý hoạt động tương đối đơn giản nhưng nhược điểm là hiệu quả lọc bụi thấp, để tăng hiệu quả lọc bụi người ta thường kết hợp các kiểu lọc bụi với nhau, đặc biệt với kiểu lọc bụi kiểu xi-clon, hiệu quả có thể đạt  $80 \div 98\%$ . Phần không khí có nhiều bụi ở cuối thiết bị được đưa vào xi-clon để lọc tiếp.

### 9.2.2.4 Bộ lọc bụi kiểu túi vải.

Thiết bị lọc bụi kiểu túi vải được sử dụng rất phổ biến cho các loại bụi mịn, khó tách khỏi không khí nhờ lực quán tính và ly tâm. Để lọc người ta cho luồng không khí có nhiễm bụi đi qua các túi vải mịn, túi vải sẽ ngăn các hạt bụi lại và để không khí đi thoát qua.

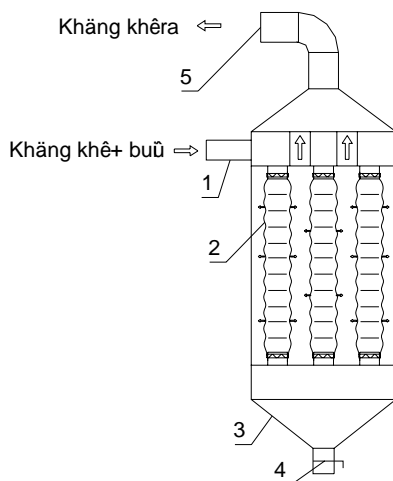
Qua một thời gian lọc, lượng bụi bám lại bên trong nhiều, khi đó hiệu quả lọc bụi cao đạt  $90 \div 95\%$  nhưng trở lực khi đó lớn  $\Delta p = 600 \div 800 \text{ Pa}$ , nên sau một thời gian làm việc phải định kỳ rũ bụi bằng tay hoặc khí nén để tránh nghẽn dòng gió đi qua thiết bị. Đối với dòng khí ẩm cần sấy khô trước khi lọc bụi tránh hiện tượng kết dính trên bề mặt vải lọc làm tăng trở lực và năng suất lọc. Thiết bị lọc bụi kiểu túi vải có năng suất lọc khoảng  $150 \div 180\text{m}^3/\text{h}$  trên  $1\text{m}^2$  diện tích bề mặt vải lọc. Khi nồng độ bụi khoảng  $30 \div 80 \text{ mg/m}^3$  thì hiệu quả lọc bụi khá cao đạt từ  $96 \div 99\%$ . Nếu nồng độ bụi trong không khí cao trên  $5000 \text{ mg/m}^3$  thì cần lọc sơ bộ bằng thiết bị lọc khác trước khi đưa sang bộ lọc túi vải.

Bộ lọc kiểu túi vải có nhiều kiểu dạng khác nhau, dưới đây trình bày kiểu túi vải thường được sử dụng.

Trên hình 9-5 là cấu tạo của thiết bị lọc bụi kiểu túi vải đơn giản. Hỗn hợp không khí và bụi đi vào cửa 1 và chuyển động xoáy đi xuống các túi vải 2, không khí lọt qua túi vải và đi ra cửa thoát gió 5. Bụi được các túi vải ngăn lại và rơi xuống phễu 3 và định kỳ xả nhờ van 4.

Để rũ bụi người ta thường sử dụng các cánh gạt bụi hoặc khí nén chuyển động ngược chiều khi lọc bụi, các lớp bụi bám trên vải sẽ rời khỏi bề mặt bên trong túi vải.

Hình 9-5 Thiết bị lọc bụi kiểu túi vải



### 9.2.2.5 Bộ lọc bụi kiểu lưới

Bộ lọc bụi kiểu lưới được chế tạo từ nhiều loại vật liệu khác nhau nhằm làm cho dòng không khí đi qua chuyển động dích dắc nhằm loại bỏ các hạt bụi lẫn trong không khí. Loại phổ biến nhất gồm một khung làm bằng thép, hai mặt có lưới thép và ở giữa là lớp vật liệu ngăn bụi. Lớp vật liệu này có thể là các mẫu kim loại, sứ, sợi thủy tinh, sợi nhựa, ...

Kích thước của vật liệu đệm càng bé thì khe hở giữa chúng càng bé và khả năng lọc bụi càng cao. Tuy nhiên đối với các loại lọc bụi kiểu này khi hiệu quả lọc bụi tăng đều kèm theo tăng trở lực

Trên hình 9-6 là tấm lưới lọc với vật liệu đệm là lõi kim loại hoặc sứ. Kích thước thông thường của tấm lọc là  $500 \times 500 \times (75 \div 80)$ mm, khâu kim loại có kích thước  $13 \times 13 \times 1$ mm. Lưới lọc có trở lực khá bé  $30 \div 40$  Pa. Hiệu quả lọc bụi có thể đạt 99%, năng suất lọc đạt  $4000 \div 5000$  m<sup>3</sup>/h cho 1m<sup>2</sup> diện tích bề mặt lưới lọc. Loại lọc bụi kiểu lưới này rất thích hợp cho các loại bụi là sợi bông, sợi vải ... Hàm lượng bụi sau bộ lọc đạt  $6 \div 20$  mg/m<sup>3</sup>

Tùy theo lưu lượng không khí cần lọc các tấm được ghép với nhau trên khung phẳng hoặc ghép nhiều tầng để tăng hiệu quả lọc.

Trong một số trường hợp vật liệu đệm được tẩm dầu để nâng cao hiệu quả lọc bụi. Tuy nhiên dầu sử dụng cần lưu ý đảm bảo không mùi, lâu khô và khó ôxi hoá.

Sau một thời gian làm việc hiệu quả khử bụi kém nên định kỳ vệ sinh bộ lọc

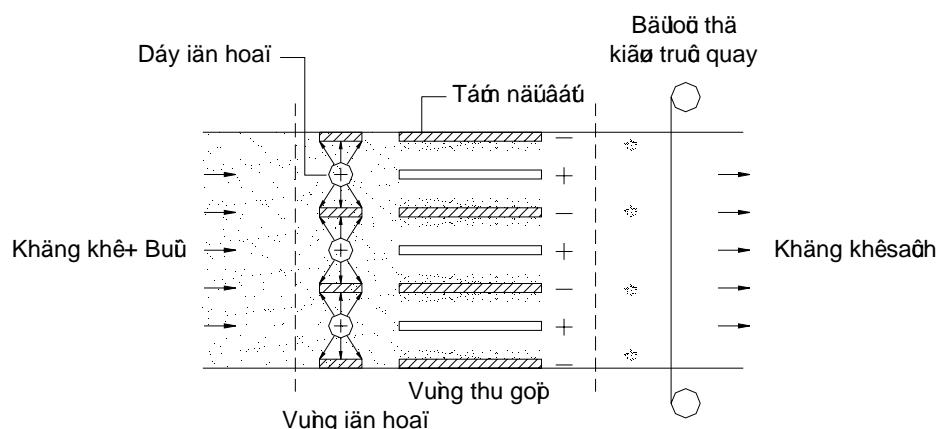
Hình 9-6 Thiết bị lọc bụi kiểu lưới

### 9.2.2.6 Bộ lọc bụi kiểu tĩnh điện

Bộ lọc tĩnh điện được sử dụng lực hút giữa các hạt nhỏ nạp điện âm. Các hạt bụi bên trong thiết bị lọc bụi hút nhau và kết lại thành khối có kích thước lớn ở các tấm thu góp. Chúng rất dễ khử bỏ nhờ dòng khí.

Thiết bị lọc bụi kiểu điện hình trình bày trên hình 9-7. Thiết bị được chia thành 2 vùng: Vùng iôn hoá và vùng thu gộp. Vùng iôn hoá có căng các sợi dây mang điện tích dương với điện thế 1200V. Các hạt bụi trong không khí khi đi qua vùng iôn hoá sẽ mang điện tích dương. Sau vùng iôn hoá là vùng thu gộp, gồm các bản cực tích điện dương và âm xen kẽ nhau nối với nguồn điện 6000V. Các bản tích điện âm nối đất. Các hạt bụi tích điện dương khi đi qua vùng thu gộp sẽ được bản cực âm hút vào. Do giữa các hạt bụi có rất nhiều điểm tiếp xúc nên liên kết giữa các hạt bụi bằng lực phân tử sẽ lớn hơn lực hút giữa các tấm cực với các hạt bụi. Do đó các hạt bụi kết lại và lớn dần lên. Khi kích thước các hạt đủ lớn sẽ bị dòng không khí thổi rời khỏi bề mặt tấm cực âm. Các hạt bụi lớn rời khỏi các tấm cực ở vùng thu gộp sẽ được thu gom nhờ bộ lọc bụi thô kiểu trục quay đặt ở cuối gom lại.

Hình 9-7: Bộ lọc bụi kiểu tĩnh điện



Thiết bị lọc bụi kiểu tĩnh điện rất hiệu quả đối với các loại bụi kích cỡ từ 0,5 đến 8 $\mu$ m. Khi các hạt bụi có kích cỡ khoảng 10 $\mu$ m và lớn hơn thì hiệu quả giảm. Tổn thất áp suất khi đi qua vùng iôn hoá và vùng thu gộp thấp và nằm trong khoảng từ 0,15 đến 0,25 in . WC (từ 37 đến 62 Pa) và tốc độ không khí từ 300 đến 500 fpm (1,5 đến 2,5m/s).

Cần lưu ý vấn đề an toàn vì điện thế sử dụng rất cao và nguy hiểm đến tính mạng con người.