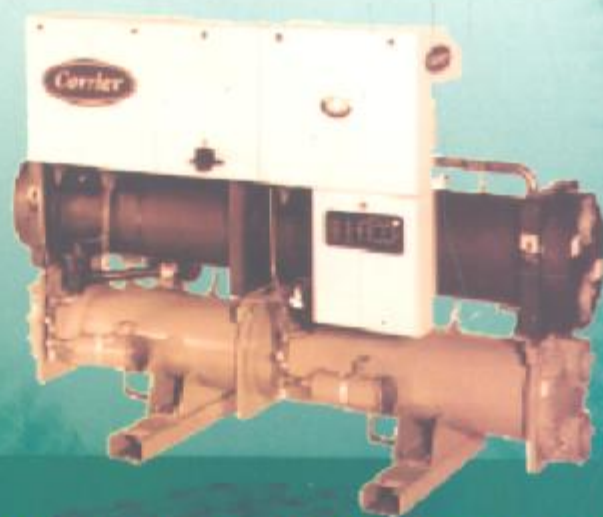


PGS.TS. VÕ CHÍ CHÍNH

GIÁO TRÌNH ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ

SÁCH CHÀO MỪNG 30 NĂM THÀNH LẬP TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA



PGS. TS. VÕ CHÍ CHÍNH

GIÁO TRÌNH
ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ

*(Sách chào mừng 30 năm thành lập
Trường Đại học Bách khoa)*



NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT
HÀ NỘI

LỜI NÓI ĐẦU

Nước ta có khí hậu nhiệt đới gió mùa, mùa hè tương đối nóng nực và có độ ẩm khá cao. Cùng với sự phát triển của đất nước, đời sống nhân dân ngày một cải thiện và nâng cao, do đó nhu cầu về việc tạo ra điều kiện vi khí hậu thích hợp cho con người ở các công sở, văn phòng, xí nghiệp và nhà ở của nhân dân... đã trở nên rất cấp thiết.

Hiện nay hầu hết các cơ quan, xí nghiệp, công sở đều sử dụng các hệ thống điều hoà không khí từ công suất nhỏ, trung bình đến lớn và rất lớn. Có thể nói thiết bị điều hoà không khí đã trở thành một thiết bị quan trọng hàng ngày mà mọi người tiếp xúc và sử dụng.

Giáo trình này được tác giả biên soạn nhằm cung cấp cho học sinh, sinh viên chuyên ngành Nhiệt Lạnh các trường đại học kỹ thuật và cao đẳng, các kỹ sư và công nhân kỹ thuật những kiến thức cơ bản về điều hoà không khí và thông gió hiện đại. Cuốn sách cũng có thể làm tài liệu tham khảo tốt khi tính toán thiết kế và lắp đặt các hệ thống điều hoà không khí.

Cuốn sách lần đầu tiên được tác giả biên soạn và xuất bản nên không tránh khỏi những thiếu sót, tác giả xin chân thành cảm ơn những ý kiến đóng góp của các bạn đọc gần xa, mọi góp ý xin gửi về theo địa chỉ:

- Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật - 70 Trần Hưng Đạo - Hà Nội
 - PGS.TS Võ Chí Chính, Trường Đại học Bách Khoa - Đại Học Đà Nẵng
- Điện thoại : 0511.842366, di động 0913.415.45.

TÁC GIẢ

Chương 1

NHỮNG KIẾN THỨC CƠ BẢN VỀ KHÔNG KHÍ ẨM

1.1. KHÔNG KHÍ ẨM

1.1.1. Khái niệm về không khí ẩm

Không khí xung quanh 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 thực tế không có không khí khô hoàn toàn, mà không khí luôn luôn có chứa một lượng hơi nước nhất định. Đối với không khí khô, để đơn giản khi tính toán thường người ta coi là khí lý tưởng.

Thành phần của các chất khí trong không khí khô được phân theo tỷ lệ phần trăm ở bảng 1.1 dưới đây.

Bảng 1.1. Tỷ lệ các chất khí trong không khí khô

Thành phần	Tỷ lệ, %	
	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
- Cacbon dioxit: CO_2	0,046	0,03
- Chất khí khác: nêôn, hêli, kripton, xênon, ôzôn, radon.	0,05	0,004

- *Không khí ẩm*: Không khí có chứa hơi nước gọi là không khí ẩm. Trong tự nhiên chỉ có không khí ẩm và trạng thái của nó được chia ra các dạng sau:

a) *Không khí ẩm chưa bão hòa*: Là trạng thái mà hơi nước còn có thể bay hơi thêm vào được trong không khí, nghĩa là không khí vẫn còn tiếp tục có thể nhận thêm hơi nước.

b) *Không khí ẩm bão hòa*: Là trạng thái mà hơi nước trong không khí đã đạt tới đa và không thể bay hơi thêm vào đó được. Nếu tiếp tục cho bay hơi nước vào không khí đó thì có bao nhiêu nước bay hơi vào không khí sẽ có bấy nhiêu hơi ẩm ngưng tụ lại.

c) *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 hòa là trạng thái không ổn định và có xu hướng biến đổi đến trạng thái bão hòa do lượng hơi nước dư bị tách dần ra khỏi không khí. Ví dụ như trạng thái sương mù là trạng thái quá bão hòa, không khí đã đạt trạng thái bão hòa và trong không khí đó còn có những giọt hơi nước bay lơ lửng. Những giọt hơi nước đó tách dần ra khỏi không khí và rơi xuống dưới tác dụng của trọng lực.

Các tính chất vật lý và mức độ ảnh hưởng của không khí đến cảm giác của con người phụ thuộc nhiều vào lượng hơi nước tồn tại trong không khí, hay nói cách khác là phụ thuộc vào độ ẩm của không khí.

Như vậy, môi trường không khí có thể coi là hỗn hợp của không khí khô và hơi nước. Chúng ta có các phương trình cơ bản của không khí ẩm như sau:

- Phương trình cân bằng khối lượng:

$$G = G_k + G_h \quad (1-1)$$

G, G_k, G_h - lần lượt là khối lượng không khí ẩm, không khí khô và hơi nước trong không khí, kg.

- Phương trình định luật Danton của hỗn hợp:

$$B = P_k + P_h \quad (1-2)$$

B, P_k, P_h - áp suất không khí, phân áp suất không khí khô và hơi nước trong không khí, N/m^2 .

- Phương trình tính toán cho phần không khí khô:

$$P_k \cdot V = G_k \cdot R_k \cdot T \quad (1-3)$$

V - thể tích không khí ẩm, m^3 ;

G_k - khối lượng không khí khô trong V (m^3) của không khí ẩm, kg;

R_k - hằng số chất khí của không khí khô, $R_k = 287 \text{ J/kg.K}$;

T - nhiệt độ hỗn hợp, $T = t + 273,15, \text{ }^\circ\text{K}$.

- Phương trình tính toán cho phần hơi ẩm trong không khí:

$$P_h \cdot V = G_h \cdot R_h \cdot T \quad (1-4)$$

G_h - khối lượng hơi ẩm trong V (m^3) của hỗn hợp, kg;

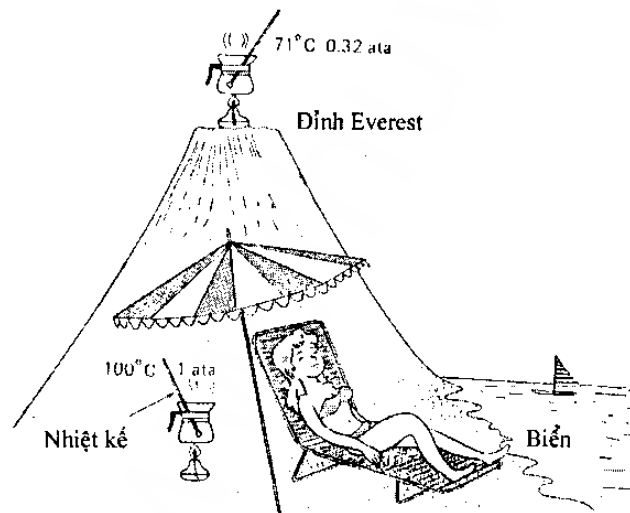
R_h - hằng số chất khí của hơi nước, $R_h = 462 \text{ J/kg.K}$.

1.1.2. Các thông số vật lý của không khí ẩm

1.1.2.1. Áp suất không khí

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. Đặc biệt khí áp phụ thuộc rất nhiều vào độ cao. Ở ngang mặt nước biển, áp suất khí quyển khoảng 1 at, nhiệt độ sôi tương ứng là 100°C , nhưng ở độ cao trên 8876 m của đỉnh Everest thì áp suất chỉ còn 0,32 at và nhiệt độ sôi của nước chỉ còn 71°C (xem hình 1.1). 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 $B_0 = 760 \text{ mmHg}$.

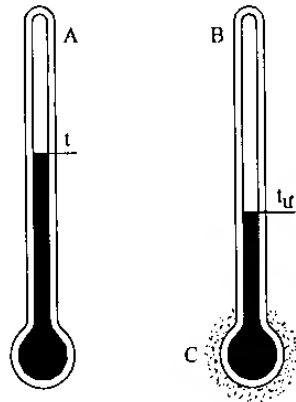


Hình 1.1. Sự thay đổi khí áp theo chiều cao so với mặt nước biển

1.1.2.2. 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 hai thang nhiệt độ là độ C và độ F. Đối với một trạng thái nhất định nào đó của không khí, ngoài nhiệt độ thực của nó trong

kỹ thuật còn có hai giá trị nhiệt độ đặc biệt cần lưu ý trong các tính toán cũng như có ảnh hưởng nhiều đến các hệ thống và thiết bị là: nhiệt độ điểm sương và nhiệt độ nhiệt kế ướt.



A- Nhiệt kế khô; B- Nhiệt kế ướt; C- Lớp vải thấm ướt

Hình 1.2. Các loại nhiệt kế

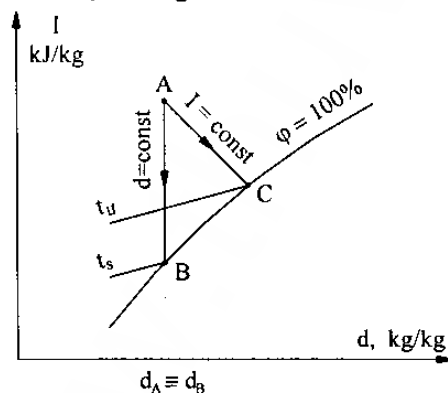
- **Nhiệt độ điểm sương:** Khi làm lạnh không khí nhưng giữ nguyên dung ẩm d (hoặc phân áp suất p_h) tới nhiệt độ t_s nào đó hơi nước trong không khí bắt đầu ngưng tụ thành nước bão hòa. Nhiệt độ t_s đó gọi là nhiệt độ điểm sương (hình 1.3).

Như vậy nhiệt độ điểm sương t_s của một trạng thái không khí 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.

Những trạng thái không khí có cùng dung ẩm thì nhiệt độ đọng sương của chúng như nhau. Nhiệt độ đọng sương có ý nghĩa rất quan trọng khi xem xét khả năng đọng sương trên các bề mặt cũng như xác định trạng thái không khí sau xử lý. Khi không khí tiếp xúc với một bề mặt, nếu nhiệt độ bề mặt đó nhỏ hơn hay bằng nhiệt độ đọng sương t_s thì hơi ẩm trong không khí sẽ ngưng kết lại trên bề mặt đó, trường hợp ngược lại thì không xảy ra đọng sương.

- *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 bão hòa $\varphi = 100\%$ thì 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_w . Người ta gọi nhiệt độ nhiệt kế ướt là vì nó được xác định bằng nhiệt kế có bầu thấm ướt nước (hình 1.2).

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 không khí đã cho. Giữa entanpi I và nhiệt độ nhiệt kế ướt t_w 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.



Hình 1.3. Nhiệt độ động sương và nhiệt độ nhiệt kế ướt của không khí

1.1.2.3. Độ ẩm

1. Độ ẩm tuyệt đối

Là khối lượng hơi ẩm trong 1 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 ρ_h được tính như sau:

$$\rho_h = \frac{G_h}{V}, \text{ kg/m}^3 \quad (1-5)$$

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

$$\rho_h = \frac{1}{v_h} = \frac{p_h}{R_h \cdot T}, \text{ kg/m}^3 \quad (1-6)$$

trong đó:

p_h - phân áp suất của hơi nước trong không khí chưa bão hòa, N/m^2 ;

R_h - hằng số của hơi nước $R_h = 462 \text{ J/kg.K}$;

T - nhiệt độ tuyệt đối của không khí ẩm, tức cũng là nhiệt độ của hơi nước, K .

2. Độ ẩm tương đối

Độ ẩm tương đối của không khí ẩm ký hiệu là φ (%) là tỷ số phần trăm giữa độ ẩm tuyệt đối ρ_h của không khí với độ ẩm bão hòa ρ_{\max} ở cùng nhiệt độ với trạng thái đã cho:

$$\varphi = \frac{p_h}{p_{\max}} \cdot 100\% \quad (1-7)$$

hay:

$$\varphi = \frac{p_h}{p_{\max}} \cdot 100\% \quad (1-8)$$

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.

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

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

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

- Độ ẩm φ 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 φ có thể xác định bằng công thức, hoặc đo bằng ẩm kế. Ẩm kế là thiết bị đo gồm hai 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 bốc 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 hai nhiệt kế càng cao. Do đó độ chênh nhiệt độ giữa hai nhiệt kế phụ thuộc vào độ ẩm tương đối và nó được sử dụng để làm cơ sở xác định độ ẩm tương đối φ . Khi $\varphi = 100\%$, quá trình bốc hơi ngừng và nhiệt độ của 2 nhiệt kế bằng nhau.

1.1.2.4. Khối lượng riêng và thể tích riêng

Khối lượng riêng của không khí ẩm là khối lượng của một đơn vị thể tích không khí, ký hiệu là ρ , đơn vị kg/m^3 :

$$\rho = \frac{G}{V}, \text{ kg/m}^3 \quad (1-9)$$

Đại lượng nghịch đảo của khối lượng riêng là thể tích riêng, ký hiệu là v :

$$v = \frac{1}{\rho}, \text{ m}^3/\text{kg} \quad (1-10)$$

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

Trong đó:

$$G = G_k + G_h = \frac{V}{T} \left[\frac{p_k}{R_k} + \frac{p_h}{R_h} \right] \quad (1-11)$$

Do đó:

$$\rho = \frac{1}{T} \left[\frac{p_k}{R_k} + \frac{p_h}{R_h} \right] \quad (1-12)$$

Mặt khác:

$$R_k = \frac{8314}{\mu_k} = \frac{8314}{29} = 287 \text{ J/kg.K} = 2,153 \text{ mmHg.m}^3/\text{kg.K}$$

$$R_h = \frac{8314}{\mu_h} = \frac{8314}{18} = 462 \text{ J/kg.K} = 3,465 \text{ mmHg.m}^3/\text{kg.K}$$

Thay vào ta có:

$$\rho = \frac{1}{T} \left[\frac{p_k}{R_k} + \frac{p_h}{R_h} \right] = \frac{1}{T} [0,465 p_k + 0,289 p_h] = \frac{1}{T} [0,465 B - 0,176 p_h], \quad (1-13)$$

trong đó B là áp suất không khí ẩm: $B = p_k + p_h$.

- Nếu là không khí khô hoàn toàn:

$$\rho_k = \frac{0,465}{T} B \quad (1-14)$$

- Nếu không khí có hơi ẩm:

$$\rho = \rho_k - 0,176 \frac{p_h}{T} = \rho_k - 0,176 \frac{\varphi p_{\max}}{T} \quad (1-15)$$

Lưu ý trong các công thức (1-13), (1-14) và (1-15) ở trên áp suất tính bằng mmHg

Ở điều kiện: $t = 0^\circ\text{C}$ và $p = 760 \text{ mmHg}$: $\rho = \rho_0 = 1,293 \text{ kg/m}^3$. Như vậy có thể tính khối lượng riêng của không khí khô ở một nhiệt độ bất kỳ dựa vào công thức:

$$\rho_k = \frac{\rho_0}{1 + \frac{t}{273}} = \frac{1,293}{1 + \frac{t}{273}} \quad (1-16)$$

Khối lượng riêng thay đổi theo nhiệt độ và khí áp. Tuy nhiên trong phạm vi điều hòa không khí nhiệt độ không khí thay đổi trong một phạm vi khá hẹp nên 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 $B = B_0 = 760 \text{ mmHg}$: $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$.

1.1.2.5. 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.

$$d = \frac{G_h}{G_k}, \text{ kg/kg không khí khô} \quad (1-17)$$

G_h - khối lượng hơi nước chứa trong không khí, kg;

G_k - khối lượng không khí khô, kg.

Ta có quan hệ:

$$d = \frac{G_h}{G_k} = \frac{\rho_h}{\rho_k} = \frac{p_h}{p_k} \cdot \frac{R_k}{R_h} \quad (1-18)$$

Sau khi thay $R = 8314/\mu$ ta có:

$$d = 0,622 \cdot \frac{p_h}{p_k} = 0,622 \cdot \frac{p_h}{p - p_h} \quad (1-19)$$

1.1.2.6. 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:

$$I = c_{pk} \cdot t + d (r_0 + c_{ph} \cdot t) \text{ kJ/kg không khí khô} \quad (1-20)$$

trong đó:

c_{pk} - nhiệt dung riêng đẳng áp của không khí khô $c_{pk} = 1,005 \text{ kJ/kg.K}$;

c_{ph} - nhiệt dung riêng đẳng áp của hơi nước ở 0°C : $c_{ph} = 1,84 \text{ kJ/kg.K}$;

r_o - nhiệt ẩn hóa hơi của nước ở 0°C : $r_o = 2500 \text{ kJ/kg}$.

Như vậy:

$$I = 1,005.t + d (2500 + 1,84.t) \text{ kJ/kg kk.khô} \quad (1-21)$$

1.2. CÁC ĐỒ THỊ TRẠNG THÁI CỦA KHÔNG KHÍ ẨM

1.2.1. Đồ thị I-d

Đồ thị I-d biểu thị mối quan hệ của các đại lượng t , φ , 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 hai 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 745 mmHg và 760 mmHg.

Đồ thị gồm các trục I và d nghiêng với nhau một góc 135° . Mục đích xây dựng các trục nghiêng một góc 135° là nhằm làm giãn khoảng cách giữa các đường cong tham số, đặc biệt là các đường $\varphi = \text{const}$, nhằm tra cứu các thông số của không khí ẩm được thuận lợi hơn.

Trên đồ thị này các đường $I = \text{const}$ nghiêng với trục hoành một góc 135° , 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 cong tham số hầu như chỉ nằm trên góc $1/4$ thứ nhất của tọa độ Đề Các. 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° . Với cách xây dựng như vậy, các đường tham số của đồ thị sẽ như sau:

a) Các đường $I = \text{const}$ nghiêng với trục hoành một góc 135° .

b) Các đường $d = \text{const}$ là đường thẳng đứng.

c) Các đường $t = \text{const}$ là đường thẳng chếch lên phía trên, gần như song với nhau.

Thật vậy, ta có biểu thức:

$$\left(\frac{\partial I}{\partial d}\right)_{t=\text{const}} = 2500 + 1,84t \quad (1-22)$$

Đường $t = 100^\circ\text{C}$ tương ứng với nhiệt độ bão hòa của hơi nước ứng với áp suất khí quyển được tô đậm.

d) Đường $p_h = f(d)$

Ta có quan hệ:

$$d = 0,622 \cdot \frac{p_h}{p - p_h} \quad (1-23)$$

Quan hệ này được xây dựng theo đường thẳng xiên và giá trị p_h được tra cứu trên trục song song với trục I và nằm bên phải đồ thị I-d.

e) Các đường $\varphi = \text{const}$

Trong vùng $t < t_s(p)$ đường cong $\varphi = \text{const}$ là những đường cong lồi lên phía trên, càng lên trên khoảng cách giữa chúng càng xa. Đi từ trên xuống dưới độ ẩm φ càng tăng. Các đường $\varphi = \text{const}$ không đi qua gốc tọa độ. Đường cong $\varphi = 100\%$ hay còn gọi là đường bão hòa ngăn cách giữa hai vùng: Vùng chưa bão hòa và vùng ngưng kết hay còn gọi là vùng sương mù. Các điểm nằm trong vùng sương mù thường không ổn định mà có xu hướng ngưng kết bớt hơi nước và chuyển về trạng thái bão hòa.

Trên đường $t > t_s(p)$ đường $\varphi = \text{const}$ là những đường thẳng đứng.

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

Trên hình 1.4 là đồ thị I-d của không khí ẩm, xây dựng ở áp suất khí quyển $B_0 = 760 \text{ mmHg}$.

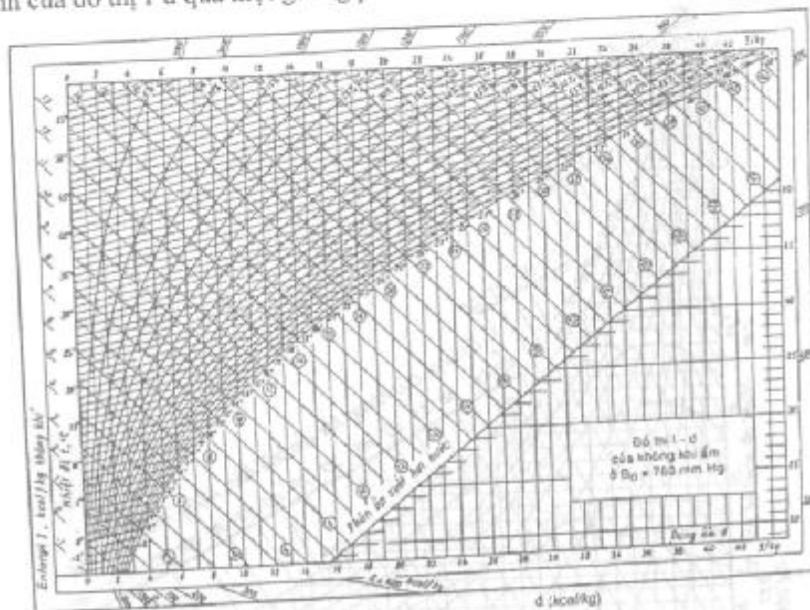
Trên đồ thị này ở xung quanh còn có vẽ thêm các đường $\varepsilon = \text{const}$ giúp cho tra cứu khi tính toán các sơ đồ điều hòa không khí.

1.2.2. Đồ thị d-t

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

Đồ thị d-t có hai trục d và t vuông góc với nhau, còn các đường đẳng entanpi $I = \text{const}$ tạo thành góc 135° 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.



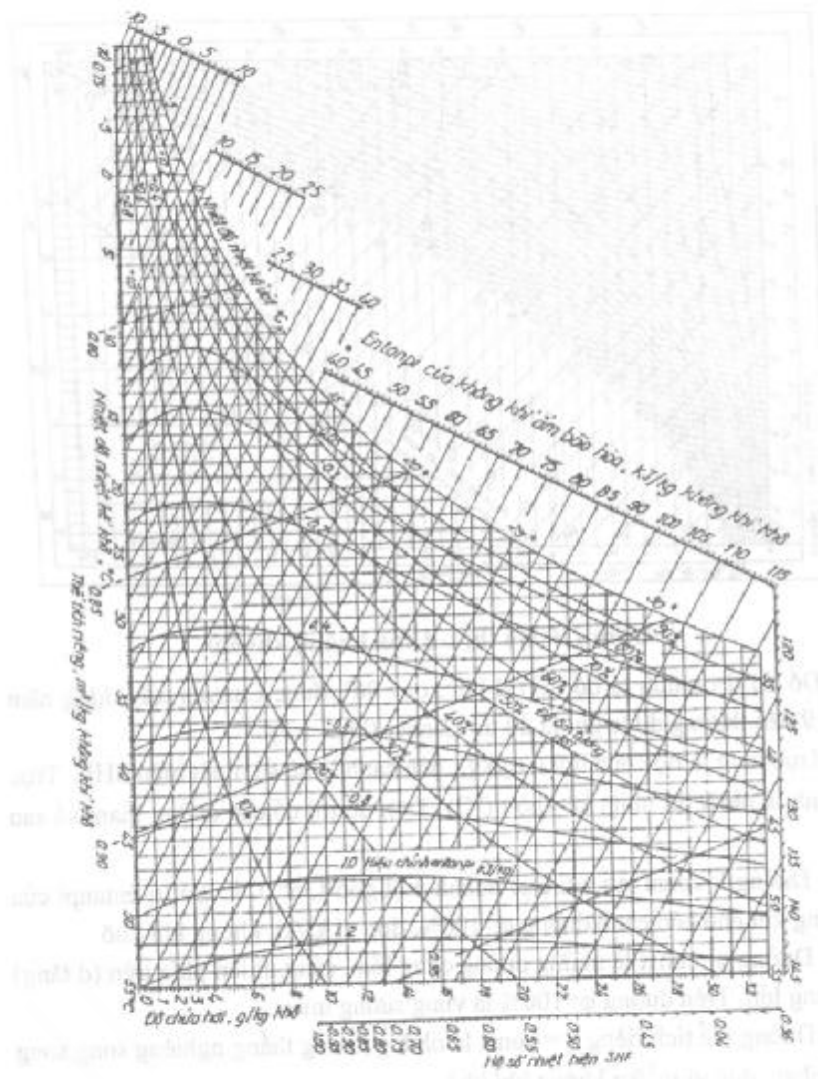
Hình 1.4. Đồ thị I-d của không khí ẩm

Đồ thị d-t chính là đồ thị t-d khi xoay 90° , được Carrier xây dựng năm 1919 nên thường được gọi là đồ thị Carrier (hình 1.5).

Trục tung là độ chứa hơi d (g/kg), bên cạnh là hệ số nhiệt hiện SHF. Trục hoành là nhiệt độ nhiệt kế khô t ($^\circ\text{C}$). Trên đồ thị có các đường tham số sau đây:

- Đường $I=\text{const}$ tạo với trục hoành một góc 135° . Các giá trị entanpi của không khí cho bên cạnh đường $\phi=100\%$, đơn vị kJ/kg không khí khô
- Đường $\phi=\text{const}$ là những đường cong lồi, càng đi lên phía trên (d tăng) ϕ càng lớn. Trên đường $\phi=100\%$ là vùng sương mù.
- Đường thể tích riêng $v = \text{const}$ là những đường thẳng nghiêng song song với nhau, đơn vị m^3/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 hòa và chưa bão hòa).

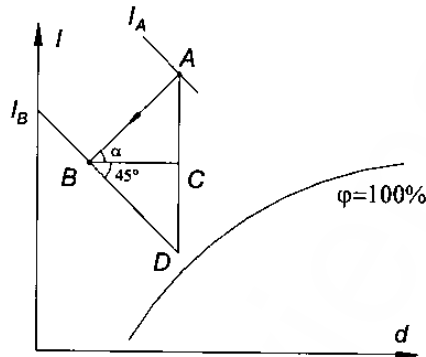
Đồ thị t-d của không khí ẩm



Hình 1.5. Đồ thị t-d của không khí ẩm

1.3: MỘT SỐ QUÁ TRÌNH CƠ BẢN TRÊN ĐỒ THỊ I-d

1.3.1. Quá trình thay đổi trạng thái của không khí



Hình 1.6. Ý nghĩa hình học của ϵ

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

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

Ta hãy xét ý nghĩa hình học của hệ số ϵ_{AB} .

Ký hiệu góc giữa tia AB với đường nằm ngang là α . 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 tỷ lệ xích của các trục tọa độ, cụ thể là:

$$m - \text{kcal/kg kkk} / 1\text{mm};$$

$$n - \text{kg/kg kkk} / 1\text{mm}.$$

Từ đây ta có:

$$\epsilon_{AB} = \frac{\Delta I}{\Delta d} = \frac{m \cdot AD}{n \cdot BC}, \text{ kcal/kg} \quad (1-24)$$

$$\text{hay: } \epsilon_{AB} = (\text{tg}\alpha + \text{tg}45^\circ) \cdot \frac{m}{n} = (\text{tg}\alpha + 1) \cdot \frac{m}{n}, \text{ kcal/kg} \quad (1-25)$$

Như vậy trên trục tọa độ I-d có thể xác định tia AB thông qua giá trị ϵ_{AB} . Để tiện cho việc sử dụng trên đồ thị ở ngoài biên người ta vẽ thêm các đường $\epsilon = \text{const}$ lấy góc O của tọa độ làm khởi điểm. Nhưng để không làm rối đồ thị người ta chỉ vẽ một đoạn ngắn nằm ở bên ngoài đồ thị ở phía trên,

bên phải và ở phía dưới. Trên các đoạn thẳng người ta ghi giá trị của các góc tia ε . Các đường ε có ý nghĩa rất quan trọng trong các tính toán các sơ đồ điều hòa không khí sau này, vì có nhiều quá trình người ta biết trước trạng thái ban đầu và hệ số góc tia ε quá trình đó. Như vậy trạng thái cuối của quá trình sẽ nằm ở vị trí trên đường song song với đoạn có ε đã cho và đi qua trạng thái ban đầu.

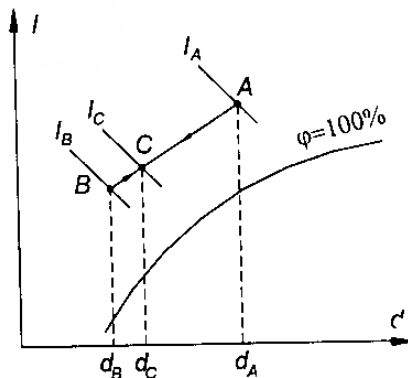
Các đường $\varepsilon = \text{const}$ có các tính chất sau:

- Hệ số góc tia ε phản ánh hướng của quá trình AB, mỗi quá trình ε có một giá trị nhất định.
- Các đường ε có trị số như nhau thì song song với nhau.
- Tất cả các đường ε đều đi qua góc tọa độ ($I = 0$ và $d = 0$).

1.3.2. Quá trình hòa trộn hai dòng không khí

Trong kỹ thuật điều hòa không khí người ta thường gặp các quá trình hòa trộn hai dòng không khí ở các trạng thái khác nhau. Vấn đề đặt ra là phải xác định trạng thái hòa 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 hòa trộn C.



Hình 1.7. Quá trình hòa trộn trên đồ thị I-d

Ta có các phương trình:

- Cân bằng khối lượng:

$$L_C = L_A + L_B \quad (1-26)$$

- Cân bằng ẩm:

$$d_C \cdot L_C = d_A \cdot L_A + d_B \cdot L_B \quad (1-27)$$

- Cân bằng nhiệt:

$$I_C \cdot L_C = I_A \cdot L_A + I_B \cdot L_B \quad (1-28)$$

Thế (1-26) vào (1-27) và (1-28), chuyển về 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:

$$\frac{I_A - I_C}{d_A - d_C} = \frac{I_C - I_B}{d_C - d_B} \quad (1-29)$$

Từ biểu thức này ta rút ra:

$$\frac{I_A - I_C}{I_C - I_B} = \frac{d_A - d_C}{d_C - d_B} = \frac{L_B}{L_A} \quad (1-30)$$

Phương trình (1-29) là các phương trình biểu thị đường thẳng AC và BC, các đường thẳng này có cùng hệ số góc tia bằng nhau (tức cùng độ nghiêng) và chung điểm C nên ba điểm A, B, C thẳng hàng và điểm C nằm trên AB.

Theo phương trình (1-30) suy ra điểm C nằm trên AB và chia đoạn AB theo tỷ lệ L_B/L_A , cụ thể:

$$\frac{AC}{CB} = \frac{I_A - I_C}{I_C - I_B} = \frac{d_A - d_C}{d_C - d_B} = \frac{L_B}{L_A} \quad (1-31)$$

Thông số trạng thái của điểm C được xác định như sau:

$$I_C = I_A \cdot \frac{L_A}{L_C} + I_B \cdot \frac{L_B}{L_C} \quad (1-32)$$

$$d_C = d_A \cdot \frac{d_A}{d_C} + d_B \cdot \frac{d_B}{d_C} \quad (1-33)$$

Việc xác định điểm hòa trộn rất quan trọng trong các tính toán sau này cũng như phân tích các quá trình thay đổi trạng thái của không khí khi trao đổi nhiệt ẩm với nước.

Chương 2

ẢNH HƯỞNG CỦA MÔI TRƯỜNG KHÔNG KHÍ VÀ CHỌN THÔNG SỐ TÍNH TOÁN CÁC HỆ THỐNG ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ

Môi trường không khí có ảnh hưởng rất lớn đến con người và các hoạt động của chúng ta. Khi cuộc sống được nâng cao thì nhu cầu về việc tạo ra môi trường nhân tạo thích hợp với đời sống và mọi hoạt động khác của con người trở nên vô cùng cấp thiết và đòi hỏi có tính bắt buộc.

Môi trường không khí tác động lên con người và các quá trình sản xuất thông qua nhiều nhân tố, trong đó các nhân tố sau đây ảnh hưởng nhiều nhất:

- Nhiệt độ không khí t , °C;
- Độ ẩm tương đối φ , %;
- Tốc độ lưu chuyển của không khí ω , m/s;
- Nồng độ bụi trong không khí $N_{\text{bụi}}$, %;
- Nồng độ của các chất độc hại N_z , %
- Nồng độ ôxi và khí CO₂ trong không khí; N_{O_2} , N_{CO_2} , %;
- Độ ồn L_p , dB.

Dưới đây chúng ta sẽ nghiên cứu ảnh hưởng của các nhân tố đó và lựa chọn các thông số tính toán thiết kế các hệ thống điều hoà không khí.

2.1. ẢNH HƯỞNG CỦA MÔI TRƯỜNG KHÔNG KHÍ ĐẾN CON NGƯỜI

2.1.1. Ảnh hưởng của nhiệt độ

Nhiệt độ là yếu tố gây cảm giác nóng lạnh đối với con người. Cơ thể con người có nhiệt độ xấp xỉ 37°C. Trong quá trình vận động cơ thể con người luôn luôn thải ra môi trường nhiệt lượng $q_{\text{toả}}$. Lượng nhiệt do cơ thể toả ra phụ thuộc vào cường độ vận động (vận động càng nhiều thì nhiệt lượng toả ra càng lớn), giới tính, tuổi tác và trọng lượng bản thân. Vì vậy để duy trì thân nhiệt cơ thể thường xuyên trao đổi nhiệt với môi trường xung quanh

dưới hai hình thức:

- *Truyền nhiệt*: Là hình thức thải nhiệt ra môi trường do chênh lệch nhiệt độ giữa cơ thể và môi trường. Quá trình truyền nhiệt cũng được thực hiện theo các phương thức như dẫn nhiệt, toả nhiệt đối lưu và bức xạ. Nhiệt lượng trao đổi theo dạng này gọi là nhiệt hiện, ký hiệu q_h .

- *Toả ẩm*: Ngoài hình thức thải nhiệt như trên, cơ thể còn có hình thức khác là toả ẩm. Khi hình thức truyền nhiệt thông thường không đáp ứng đòi hỏi về thải nhiệt, cơ thể bắt đầu thải mồ hôi. Các giọt mồ hôi thải ra môi trường mang theo một nhiệt lượng khá lớn, không những thế khi thoát ra bề mặt da, các giọt nước tiếp tục bay hơi và nhận nhiệt lượng trên bề mặt da, góp phần hạ thân nhiệt. Nhiệt lượng trao đổi dưới hình thức toả ẩm gọi là nhiệt ẩn, ký hiệu q_a . Người ta nhận thấy khi vận động nhiều trong điều kiện ngoài trời hoặc nóng bức, nếu cơ thể không cung cấp đủ nước cần thiết để thải nhiệt, thân nhiệt có thể tăng cao có nguy cơ đến tính mạng của con người.

Mối quan hệ giữa nhiệt lượng thải ra dưới hai hình thức truyền nhiệt và toả ẩm được thể hiện bởi phương trình sau đây:

$$q_{toả} = q_h + q_a \quad (2-1)$$

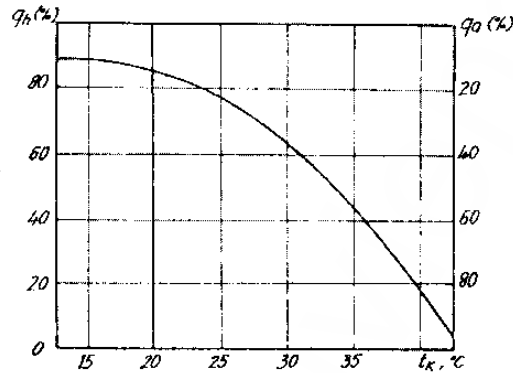
Đây là một phương trình cân bằng động, giá trị của mỗi một đại lượng trong phương trình có thể thay đổi tùy thuộc vào cường độ vận động, nhiệt độ, độ ẩm, tốc độ chuyển động của không khí xung quanh. Trong phương trình đó q_a là đại lượng mang tính chất điều chỉnh, giá trị của nó lớn nhỏ phụ thuộc vào mối quan hệ của $q_{toả}$ và q_h để đảm bảo phương trình (2-1) luôn luôn cân bằng.

- Nếu cường độ vận động của con người không đổi thì có thể coi $q_{toả} = \text{const}$, nhưng q_h giảm, chẳng hạn khi nhiệt độ môi trường tăng, $\Delta t = t_{ct} - t_{mt}$ giảm; khi tốc độ gió giảm hoặc khi nhiệt trở tăng. Phương trình (2-1) mất cân bằng, khi đó cơ thể sẽ thải ẩm, q_a xuất hiện và tăng dần nếu q_h giảm.

- Nếu nhiệt độ môi trường không đổi, tốc độ gió ổn định và nhiệt trở cũng không đổi thì $q_h = \text{const}$, khi cường độ vận động tăng $q_{toả}$ tăng, phương trình (2-1) mất cân bằng, khi đó cơ thể cũng sẽ thải ẩm, $q_{toả}$ càng tăng cao thì q_a cũng tăng lên tương ứng.

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

Quan hệ giữa nhiệt hiện và nhiệt ẩn theo nhiệt độ môi trường được thể hiện trên hình 2.1. Theo quan hệ này khi nhiệt độ không khí tăng, nhiệt hiện giảm và nhiệt ẩn tăng.



Hình 2.1. Quan hệ giữa nhiệt hiện q_h và nhiệt ẩn q_w theo nhiệt độ phòng

- **Nhiệt hiện** : Truyền nhiệt từ cơ thể con người vào môi trường xung quanh dưới ba phương thức: dẫn nhiệt, đối lưu và bức xạ. Nhiệt hiện q_h phụ thuộc vào độ chênh nhiệt độ giữa cơ thể và môi trường xung quanh $\Delta t = t_{ct} - t_{mt}$, tốc độ chuyển động của dòng không khí và nhiệt trở (áo quần, chăn chiếu.)

Đặc điểm của nhiệt hiện là phụ thuộc rất nhiều vào độ chênh nhiệt độ giữa cơ thể với nhiệt độ môi trường $\Delta t = t_{ct} - t_{mt}$.

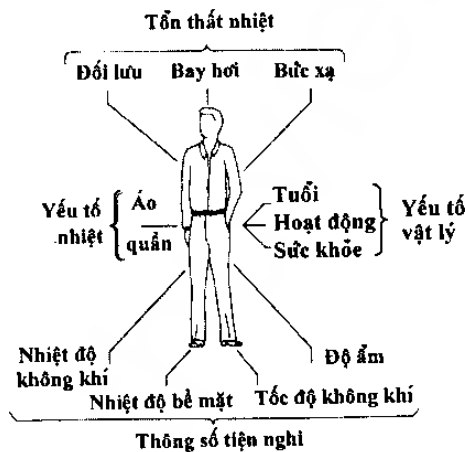
Khi nhiệt độ môi trường t_{mt} nhỏ, Δt lớn, cơ thể mất nhiều nhiệt nên có cảm giác lạnh. Ngược lại khi nhiệt độ t_{mt} lớn khả năng thoát nhiệt của cơ thể dưới hình thức nhiệt hiện kém nên có cảm giác nóng. Tuy nhiên cùng một điều kiện cảm giác nóng lạnh còn phụ thuộc vào tuổi tác, sức khoẻ và hoạt động của con người.

Nhiệt hiện q_h còn phụ thuộc vào các yếu tố như tốc độ gió, nhiệt trở của cơ thể (áo quần, chăn, chiếu...).

- **Nhiệt ẩn**: Toá ẩm có thể xảy ra trong mọi phạm vi nhiệt độ và khi nhiệt độ môi trường càng cao, cường độ vận động càng lớn thì toả ẩm càng nhiều.

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.

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



Hình 2.2. Những yếu tố ảnh hưởng đến cảm giác con người

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

Quan hệ giữa con người và môi trường được thể hiện trên hình 2.2. Ở đây cơ thể trao đổi nhiệt với môi trường qua hai hình thức truyền nhiệt và toả ẩm, quá trình đó chịu tác động của nhiều yếu tố như tốc độ không khí, nhiệt độ không khí, nhiệt độ bề mặt, độ ẩm, nhiệt trở truyền nhiệt. Tổng hợp tất cả các yếu tố trên sẽ tác động lên con người. Tuy nhiên cảm giác mỗi người sẽ khác nhau phụ thuộc vào nhiều yếu tố như sức khoẻ, tuổi tác và mức độ vận động của cơ thể.

Rõ ràng rằng, con người có thể sống trong một phạm vi thay đổi nhiệt độ khá lớn, tuy nhiên nhiệt độ thích hợp nhất đối với con người chỉ nằm trong

khoảng hẹp. Nhiệt độ và độ ẩm thích hợp đối với con người có thể lấy theo TCVN 5687-1992 cho ở bảng 2.1 dưới đây.

Bảng 2.1. Thông số vi khí hậu tiện nghi ứng với trạng thái lao động

Trạng thái lao động	Mùa hè			Mùa đông		
	t°C	φ, %	ω, m/s	t°C	φ, %	ω, m/s
Nghỉ ngơi	22-24	60-75	0,1-0,3	24-27	60-75	0,3-0,5
Lao động nhẹ	22-24	60-75	0,3-0,5	24-27	60-75	0,5-0,7
Lao động vừa	20-22	60-75	0,3-0,5	23-26	60-75	0,7-1,0
Lao động nặng	18-20	60-75	0,3-0,5	22-25	60-75	0,7-1,5

Trên hình 2.3 trình bày đồ thị vùng tiện nghi của *Hội lạnh, sưởi ấm, thông gió và điều hoà không khí* của Mỹ giới thiệu. Đồ thị này biểu diễn trên trục tọa độ với trục tung là nhiệt độ đọng sương t_s và trục hoành là nhiệt độ vận hành t_v , nhiệt độ bên trong đồ thị là nhiệt độ hiệu quả tương đương. Nhiệt độ vận hành t_v được tính theo biểu thức sau:

$$t_v = \frac{\alpha_{dl} \cdot t_k + \alpha_{bx} \cdot t_{bx}}{\alpha_{dl} + \alpha_{bx}} \quad (2-2)$$

t_k, t_{bx} - nhiệt độ không khí và nhiệt độ bức xạ trung bình, °C;

α_{dl}, α_{bx} - hệ số toả nhiệt đối lưu và bức xạ, W/m².K.

Nhiệt độ hiệu quả tương đương được tính theo công thức:

$$t_e = 0,5 \cdot (t_k + t_u) - 1,94 \cdot \sqrt{\omega_K} \quad (2-3)$$

t_u - nhiệt độ nhiệt kế ướt, °C;

ω_K - tốc độ chuyển độ của không khí, m/s.

Nhiệt độ hiệu quả tương đương xác định ảnh hưởng tổng hợp của các yếu tố: nhiệt độ, độ ẩm và tốc độ chuyển động của không khí đến con người.

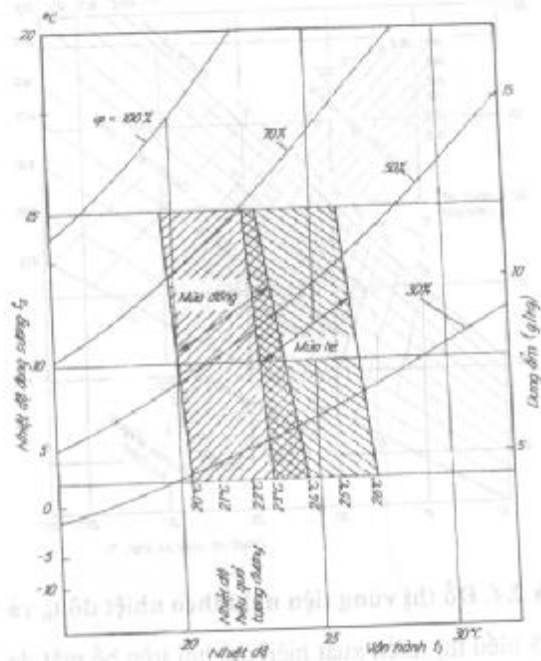
Theo đồ thị tiện nghi, nhiệt độ hiệu quả thích hợp nằm trong khoảng 20÷26°C, độ ẩm tương đối khoảng 30÷70%, nhiệt độ đọng sương 2÷15°C.

Rõ ràng theo đồ thị này vùng tiện nghi của Mỹ có những điểm khác so với TCVN.

Trên hình 2.4 là đồ thị vùng tiện nghi được biểu diễn theo trục tung là

nhiệt độ nhiệt kế ướt t_w và trực hành là nhiệt độ nhiệt kế khô t_k , nhiệt độ ở giữa là nhiệt độ hiệu quả t_e .

Theo đồ thị này vùng tiện nghi nằm trong khoảng nhiệt độ nhiệt kế ướt từ $10 + 20^\circ\text{C}$, nhiệt độ nhiệt kế khô từ $18 + 28^\circ\text{C}$ và nhiệt độ hiệu quả từ $17 + 24^\circ\text{C}$.



Hình 2.3. Đồ thị vùng tiện nghi theo tiêu chuẩn ASHRAE (Mỹ)

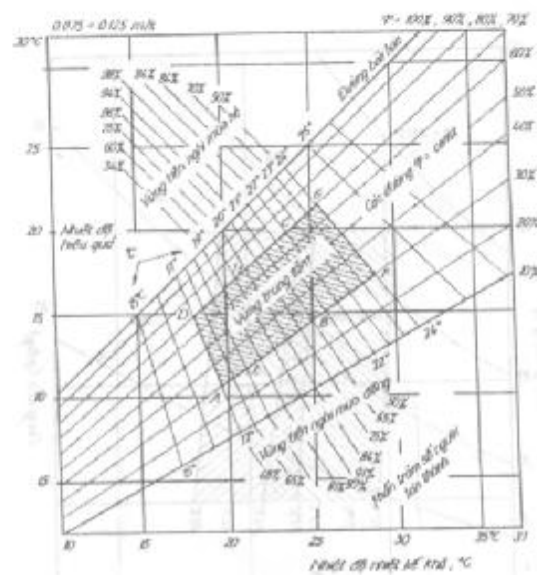
2.1.2. Ảnh hưởng của độ ẩm tương đối

Độ ẩm tương đối có ảnh hưởng lớn đến khả năng thoát mồ hôi vào không khí. Quá trình này chỉ có thể xảy ra khi $\phi < 100\%$. Độ ẩm càng thấp thì khả năng thoát mồ hôi càng lớn, cơ thể sẽ cảm thấy dễ chịu.

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

- **Khi độ ẩm cao:** Khi độ ẩm cao khả năng thoát mồ hôi kém, cơ thể có cảm giác nặng nề, mệt mỏi và dễ gây cảm cúm. Người ta nhận thấy ở một

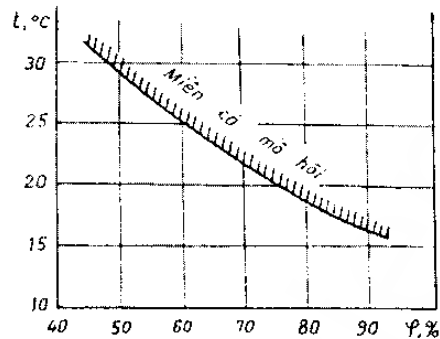
nhiệt độ và tốc độ gió không đổi, khi độ ẩm lớn khả năng bốc mồ hôi chậm hoặc không thể bay hơi được, điều đó làm cho bề mặt da có lớp mồ hôi nhòp nháp. Độ ẩm cao còn tạo ra những khó chịu khác cho con người như hiện tượng đọng sương trên bề mặt các đồ vật, nấm mốc...



Hành 2.4. Đồ thị vùng tiện nghi theo nhiệt độ t_k và t_w

Trên hành 2.5 biểu thị miền xuất hiện mồ hôi trên bề mặt da. Theo đồ thị này ta thấy, ứng với một giá trị độ ẩm nhất định, khi nâng nhiệt độ lên một giá trị nào đó thì trên bề mặt da xuất hiện lớp mồ hôi, và ngược lại khi độ ẩm cao trên bề mặt da xuất hiện mồ hôi ngay cả khi nhiệt độ không khí khá thấp. Ví dụ ở độ ẩm trên 75% thì xuất hiện mồ hôi ngay cả khi nhiệt độ dưới 20°C.

- **Độ ẩm thấp:** Khi độ ẩm thấp mồ hôi sẽ bay hơi nhanh làm da khô, gây nứt nẻ chân tay, môi... Ngoài ra độ ẩm thấp còn gây ra nhiều vấn đề phiền toái khác trong cuộc sống như làm cho đồ vật khô cứng, thực phẩm bị mất nước và giảm chất lượng... Như vậy độ ẩm quá thấp cũng không tốt cho cơ thể.



Hình 2.5. Giới hạn miền mồ hôi trên da

Độ ẩm thích hợp đối với cơ thể con người nằm trong khoảng tương đối rộng $\phi = 60 \div 75\%$ và có thể chọn theo TCVN 5687-1992 nêu ở bảng 2.1.

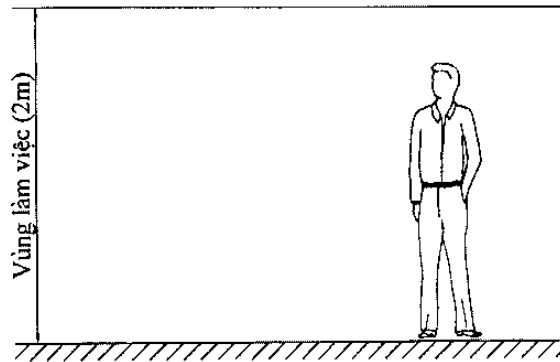
2.1.3. Ảnh hưởng của tốc độ không khí

Tốc độ chuyển động của không khí có ảnh hưởng đến cường độ trao đổi nhiệt và ẩm giữa cơ thể con người với môi trường xung quanh. Khi tốc độ luân chuyển 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 nhiệt độ và độ ẩm.

Khi nhiệt độ không khí thấp, tốc độ quá lớn thì cơ thể mất nhiều 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.

Trong kỹ thuật điều hòa không khí người ta chỉ quan tâm tốc độ gió trong vùng làm việc, tức là vùng dưới 2 m kể từ sàn nhà. Đây là vùng mà một người bất kỳ khi đứng trong phòng đều lọt hẳn vào trong khu vực đó (hình 2.5).

Tốc độ không khí lưu động được lựa chọn theo nhiệt độ không khí trong phòng nêu ở bảng 2.2. Khi nhiệt độ phòng thấp cần chọn tốc độ gió nhỏ, nếu tốc độ quá lớn cơ thể mất nhiều nhiệt gây cảm giác lạnh, nếu mất nhiều nhiệt có thể sẽ bị cảm lạnh. Để có được tốc độ hợp lý cần chọn loại miệng thổi phù hợp và bố trí hợp lý.



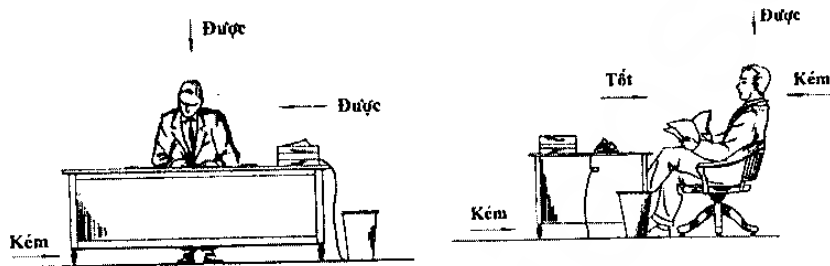
Hình 2.6. Giới hạn vùng làm việc

Theo TCVN 5687:1992, tốc độ không khí bên trong nhà được quy định theo bảng 2.3. Theo bảng này ta thấy, ở chế độ điều hoà không khí, tốc độ gió thích hợp khá nhỏ. Vì vậy người thiết kế phải hết sức chú ý đảm bảo tốc độ hợp lý.

Bảng 2.2. Tốc độ tính toán của không khí trong phòng

Nhiệt độ không khí, °C	Tốc độ w_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

Tốc độ không khí có ảnh hưởng đến cảm giác và sức khoẻ con người trong phòng, nhưng hướng gió cũng rất quan trọng. Hình 2.7 dưới đây minh hoạ các hướng gió tốt, xấu, nên và không nên sử dụng, dùng để tham khảo khi bố trí và lắp đặt các máy điều hoà và chọn hướng gió phù hợp trong phòng. Theo hình vẽ hướng tốt nhất là thổi đối diện với người ngồi, các hướng có thể chấp nhận được là thổi từ trên xuống, thổi ngang vuông góc với người ngồi, các hướng nên tránh là thổi từ phía sau, thổi dưới chân.



Hình 2.7. Ảnh hưởng của hướng gió thổi

Bảng 2.3. Tốc độ không khí trong nhà quy định theo TCVN 5687: 1992

Loại vi khí hậu	Mùa hè	Mùa đông
Vi khí hậu tự nhiên	$\geq 0,5$ m/s	$\leq 0,1$ m/s
Vi khí hậu nhân tạo	0,3 m/s	0,05

2.1.4 Ảnh hưởng của bụi

Độ trong sạch của không khí là một trong những tiêu chuẩn quan trọng cần được khống chế trong các không gian điều hoà và thông gió. Tiêu chuẩn này càng quan trọng đối với các đối tượng như bệnh viện, phòng chế biến thực phẩm, các phân xưởng sản xuất đồ điện tử, thiết bị quang học...

Bụi là những phần tử vật chất có kích thước nhỏ bé khuếch tán trong môi trường không khí.

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, như hệ hô hấp, thị giác và chất lượng cuộc sống. Đặc biệt đối với đường hô hấp, hạt bụi càng nhỏ ảnh hưởng của chúng càng lớn, với cỡ hạt $0,5 - 10 \mu\text{m}$ chúng có thể thâm nhập sâu vào đường hô hấp nên còn gọi là bụi hô hấp. Mức độ tác hại của mỗi một chất tùy thuộc vào bản chất của bụi, nồng độ của nó trong không khí, thời gian tiếp xúc của con người, tình trạng sức khỏe, kích cỡ hạt bụi...

- 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.

- Về bản chất : Bụi có nguồn gốc hữu cơ hoặc vô cơ. Nói chung bụi vô cơ có hại hơn bụi hữu cơ vì thường có kích thước nhỏ hơn và có số lượng lớn hơn, thường gặp hơn trong thực tế. Nhất là tình hình các đô thị Việt Nam hiện nay đang trong quá trình cải tạo và xây dựng.

- Nồng độ bụi cho phép trong không khí phụ thuộc vào bản chất của bụi và thường được đánh giá theo hàm lượng ôxit silic (SiO_2) và được lấy theo bảng 2.4 dưới đây.

Bảng 2.4. Nồng độ cho phép của bụi trong không khí

Hàm lượng SO_2 , %	Nồng độ bụi cho phép của không khí trong khu làm việc	Nồng độ bụi cho phép của không khí tuần hoàn
$Z > 10$	$Z_b < 2 \text{ mg/m}^3$	$Z_b < 0,6 \text{ mg/m}^3$
$2 \div 10$	$2 \div 4$	$< 1,2$
< 2	$4 \div 6$	$< 1,8$
Bụi amiăng	< 2	

Theo TCVN 5687:1992, nồng độ bụi cho phép của các chất được cho cụ thể theo bảng 2.5 dưới đây.

Bảng 2.5. Nồng độ cho phép của các loại bụi theo TCVN 5687:1992

STT	Loại bụi	Nồng độ cho phép (mg/m^3)
1	Bụi khoáng và bụi hữu cơ	1,0
2	Bụi chứa trên 70% SiO_2	2,0
3	Bụi chứa từ 10% đến 70% SiO_2	2,0
4	Bụi amiăng và bụi hỗn hợp chứa trên 10% amiăng	0,0001
5	Hydro photpho	0,001
6	Anhydrid photpho	0,00003

Bảng 2.5 (tiếp theo)

STT	Loại bụi	Nồng độ cho phép (mg/m ³)
7	Photpho vàng	0,001
8	Muối axit florua quy về HF	0,0005
9	Hydro florua	30
10	Bụi sợi thuỷ tinh và sợi khoáng	4,0
11	Bụi silicat (bột tan, olivin...) chứa dưới 10% SiO ₂	5,0
12	Bụi borit, apatit, fosforic, ximăng chứa dưới 10% SiO ₂	4,0
13	Bụi đá mài nhân tạo	6,0
14	Bụi ximăng, đất sét, đá khoáng và hỗn hợp chúng không chứa SiO ₂	2,0
15	Bụi than, bụi than - đất, chứa trên 10% SiO ₂	10,0
16	Bụi than chứa dưới 0% SiO ₂	3,0
17	Bụi thuốc lá và bụi chè	2,0
18	Bụi nguồn gốc thực động vật (bông, đay, gỗ, ...) chứa trên 10% SiO ₂	
19	Bụi nguồn gốc thực và động vật chứa dưới 10% SiO ₂	4,0
20	Bụi bột ép và chất dẻo amin	6,0
21	Các loại bụi khác	10,0
22	Clorua metylen	0,05
23	Clometyltriccloxinlan	0,001
24	Cloropen	0,002
25	Tetraclorua cacbon CCl ₄	0,02
26	Extralin	0,003
27	Epiclohydrin	0,001
28	Etylaxetat	0,2

Bảng 2.5 (tiếp theo)

STT	Loại bụi	Nồng độ cho phép (mg/m ³)
29	Ete etylic	0,3
30	Hexacloxiclohexan (hỗn hợp các đồng phân)	0,1
31	Hexacloxiclohexan (đồng phân γ)	0,05
32	Hexaclobenzen	0,9
33	Heptaclor	0,01
34	Dinitroxotocrizon	2,0
35	Octametyl	0,02
36	Polyclopinen	0,2
37	Pentaclonitrobenzen	0,5
38	Dinitroxotocrizon	3,0
39	Tiofot	0,05
40	Clorindan	0,01
41	Cloetan	0,2
42	Etyl photpho thuỷ ngân	0,005
43	Etyl clorua thuỷ ngân	0,005
44	Bụi kim loại, á kim và hợp kim của chúng	2,0
45	Nhôm, ôxit nhôm, hợp chất nhôm	0,001
46	Berili và hợp chất	0,1
47	Vanadi và hợp chất: Khói ôxit vanadi	0,5
48	Bụi ôxit vanadi	1,0
49	Ferovanadi	6,0
50	Vonfram, carbua vonfram	4,0
51	Ôxit sắt	0,1
52	Ôxit cadmi	0,5
53	Coban (ôxit coban)	0,3
54	Mangan	4,0
55	Molipden	0,3

Bảng 2.5 (tiếp theo)

STT	Loại bụi	Nồng độ cho phép (mg/m ³)
56	Asen và anhydrit asen	0,5
57	Niken và ôxit niken	0,01
58	Chì, hợp chất vô cơ của chì	2,0
59	Xelen	0,1
60	Anhydrit xelua	0,1
61	Clorua thuỷ ngân HgCl ₂	10,0
62	Ôxit tantali	0,01
63	Telua	10,0
64	Ôxit titan	0,05
65	Tori	0,1
66	Triclophenolat đồng	0,015
67	Uran (hỗn hợp hoà tan)	0,075
68	Uran (hỗn hợp không hoà tan)	0,1
69	Anhydrit crom, cromat, bicromat quy ra Cr ₂ O ₃	5,0
70	Ôxit kẽm	5,0
71	Ziriconi	0,5
72	Bụi bari quy ra NaOH	

2.1.5. Ảnh hưởng của các chất độc hại

Trong quá trình sản xuất và sinh hoạt trong không khí có thể có lẫn các chất độc hại như NH₃, Cl₂ ... Đó 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. Theo TCVN 5687 : 1992, nồng độ các chất độc hại của không khí trong phòng cho ở bảng 2.6 dưới đây.

Bảng 2.6. Nồng độ cho phép của một số chất theo TCVN 5687:1992

TT	Tên chất	Nồng độ cho phép (mg/l)	TT	Tên chất	Nồng độ cho phép (mg/l)
1	Acrolein	0,0007	56	Hydro sunfua	0,01
2	Amylaxetat	0,1	57	Metafos	0,0001
3	Amoniac	0,02	58	Metyl axetat	0,01
4	Anilin	0,003	59	Metyl hexylxeton	0,2
5	Axetandehit	0,005	60	Ete metylic của axit acrylic	0,02
6	Axeton	0,2	61	Metyl propylxeton	0,2
7	Dung môi xăng	0,3	62	Metylsytoc	0,0001
8	Xăng nhiên liệu	0,1	63	Metyletylxeton	0,2
9	Bezen	0,02	64	Monobutylamin	0,01
10	Butyl axetat	0,2	65	Monometylamin	0,005
11	Vinyl axetat	0,01	66	Monoclostyren	0,05
12	Hexaghen (nhóm xiclotriaxetylen)	0,001	67	Rượu butylic	0,2
13	Hexametylen diizoxianat	0,00005	68	Rượu metylic	0,05
14	Dioxin	0,01	69	Rượu propylic	0,2
15	Diclobenzen	0,02	70	Rượu etylic	1,0
16	Diclostyren	0,05	71	Styren	0,05
17	Diclofenyltricloxilan	0,001	72	Tetralin	0,1
18	Dicloetan	0,01	73	Tetrautrometan	0,0003
19	1,1-Dicloetylen	0,05	74	Tetraclheptan	0,001
20	Dietylamin	0,003	75	Tetraclopentan	0,001
21	Izopropylnitrat	0,005	76	Tetraclopropan	0,001
22	Iôt	0,001	77	Tereametyl chì	0,000005
23	Camfora (long não)	0,003	78	Toludin	0,003
24	Caprolactam	0,01	79	Toluen diizoxianat	0,0005
25	Dầu hoả	0,3	80	Toluen	0,05
26	Xidilin	0,093	81	Trinitrotoluen	0,001
27	Xilen (dimetyl benzen)	0,05	82	Triclobenzen	0,1

Bảng 2.6 (tiếp theo)

TT	Tên chất	Nồng độ cho phép (mg/l)	TT	Tên chất	Nồng độ cho phép (mg/l)
28	Ligzoin	0,3	83	Tricloetylen	0,05
29	Hexametylen diamin	0,001	84	Spirit trắng	0,3
30	Hydrazin hydrathydrazin	0,0001	85	Nhóm hydro cacbua quy ra C	0,3
31	Decalin	0,1	86	Axit axetic	0,005
32	Divinyl, giã butylen	0,1	87	Phenylmetyldicloxilan	0,001
33	Dimetylamin	0,001	88	Phenol	0,005
34	Dimetylformamid	0,01	89	Focmandehit	0,001
35	Danil	0,01	90	Fosgen	0,0005
36	Dinitrobenzen	0,001	91	Sunfua cacbon	0,01
37	Dinitrotoluen	0,001	92	Sylvan	0,001
38	Hydroasen	0,0003	93	Dầu thông	0,3
39	M-31 (0,0-dimetyl β etylmelapatandition photphat)	0,0001	94	Dầu salven	0,1
40	Băng phiến	0,02	95	Rượu amylic	0,01
41	Rượu không no thuộc chuỗi béo (alylic)	0,002	96	Furfurol	0,01
42	Nitryl của axit acrylic	0,0005	97	Clo	0,001
43	Hợp chất của nitrobenzen	0,001	98	Clobenzen	0,05
44	Nitrobutan	0,03	99	Diphenyl clo hoá	0,001
45	Nitrometan	0,03	100	Oxit diphenyl clo hoá	0,0005
46	Nitropropa	0,03	101	Băng phiến clo hoá	0,001
47	Nitroetan	0,03	102	Clorua vinyl	0,03
48	Nitrobenzen	0,003	103	Hydro clorua, axit clohydric	0,01
49	Ozon	0,0001	104	Pirydin	0,005
50	Ôxit ni tơ tính sang N_2O_5	0,005	105	Propyl axetat	0,2

Bảng 2.6 (tiếp theo)

TT	Tên chất	Nồng độ cho phép (mg/l)	TT	Tên chất	Nồng độ cho phép (mg/l)
51	Ôxít cacbon	0,02	106	Thuỷ ngân	0,00001
52	Ôxít etylen	0,001	107	Hydro xianua và các muối xianhydric quy về HCN	0,0003
53	Picalin	0,005	108	Xiclohexanon	0,01
54	Axit sunfuric, anhydrit sunfua	0,001	109	Xiclohexaronocxin	0,01
55	Anhydrit sunfuro	0,01			

2.1.6. Ảnh hưởng của khí CO₂ và tính toán lượng gió tươi cung cấp

Khí CO₂ không phải là khí độc, nhưng khi nồng độ của chúng lớn thì sẽ làm giảm nồng độ O₂ trong không khí, gây nên cảm giác mệt mỏi. Khi nồng độ quá lớn có thể dẫn đến ngạt thở, kích thích thần kinh, tăng nhịp tim và các rối loạn khác.

Trong các công trình dân dụng, chất độc hại trong không khí chủ yếu là khí CO₂ do con người thải ra trong quá trình sinh hoạt.

Bảng 2.7 dưới đây trình bày mức độ ảnh hưởng của CO₂ theo nồng độ của nó trong không khí. Theo bảng này khi nồng độ CO₂ trong không khí chiếm 0,5% theo thể tích là có thể gây nguy hiểm cho con người. Nồng độ cho phép của CO₂ trong không khí thường cho phép là 0,15% theo thể tích.

Căn cứ vào nồng độ cho phép có thể tính được lượng không khí cần cung cấp cho 1 người trong 1 giờ như sau:

$$V_{KK} = \frac{V_{CO_2}}{\beta - a} \quad (2-4)$$

trong đó:

V_{CO₂} - lượng CO₂ do 1 người thải ra trong 1 giờ, m³/h.người;

β - nồng độ CO₂ cho phép, % thể tích. Thường chọn β = 0,15%;

a - nồng độ thể tích của CO₂ có trong không khí bên ngoài môi trường, % thể tích. Thường người ta chọn a = 0,03%;

V_k - lượng không khí tươi cần cung cấp cho 1 người trong 1 giờ, $m^3/h.người$.

Bảng 2.7. Ảnh hưởng của nồng độ CO₂ trong không khí

Nồng độ CO ₂ % 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

Lượng CO₂ do 1 người thải ra phụ thuộc vào cường độ lao động, nên V_k cũng phụ thuộc vào cường độ lao động. Các đại lượng này có thể lấy theo bảng 2.8 dưới đây.

Bảng 2.8. Lượng CO₂ do một người phát thải và lượng khí tươi cần cấp trong một giờ ($m^3/h.người$)

Cường độ vận động	V_{CO_2} $m^3/h.người$	$V_k, m^3/h.người$	
		$\beta=0,1$	$\beta=0,15$
- Nghỉ ngơi	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

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 và có thể lấy theo bảng 2.9.

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 ³ /h.người
0,8 ÷ 1,0	13 ÷ 17
1,2 ÷ 1,6	20 ÷ 26
2,5 ÷ 3	42 ÷ 51
3 ÷ 5,1	51 ÷ 85

2.1.7 Ảnh hưởng của độ ồn

Độ ồn ảnh hưởng đến con người thông qua các nhân tố sau:

- Ảnh hưởng đến sức khoẻ: 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 và sức khoẻ của con người.

- 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. Độ ồn trong các phòng ngủ phải nhỏ không gây ảnh hưởng đến giấc ngủ của con người, nhất là những người lớn tuổi.

- Ảnh hưởng đến chất lượng công việc. Chẳng hạn trong các phòng studio của các đài phát thanh và truyền hình, đòi hỏi độ ồn rất thấp, dưới 30 dB. Nếu độ ồn cao sẽ ảnh hưởng đến chất lượng âm thanh.

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 thì yêu cầu về độ ồn là quan trọng nhất.

Độ ồn cho phép trong các công trình có thể tham khảo theo bảng 2.10 dưới đây.

Bảng 2.10. 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

2.2. 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 tức cũng có 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. Nhiều sản phẩm đòi hỏi tiến hành sản xuất trong những điều kiện khí hậu rất nghiêm ngặt. Dưới đây chúng ta đánh giá mức độ ảnh hưởng của các yếu tố đó.

2.2.1. Ảnh hưởng của 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 quả 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 2.11 dưới đây là tiêu chuẩn về nhiệt độ và độ ẩm của một số quá trình sản xuất thường gặp.

Bảng 2.11. 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
	- Macaroni	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

Các số liệu trên đây mang tính tham khảo, khi thiết kế các hệ thống điều hoà không khí cho các công trình thực tế cần căn cứ vào yêu cầu cụ thể của chủ đầu tư.

2.2.2. Ảnh hưởng của độ ẩm tương đối

Độ ẩm cũng có ảnh hưởng đến một số sản phẩm nếu không thoả mãn những điều kiện yêu cầu:

- *Khi độ ẩm cao* có thể gây nấm mốc cho một số sản phẩm nông nghiệp và công nghiệp nhẹ, chẳng hạn như trong công nghệ thuốc lá, sợi dệt, dày da...

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.

- *Khi độ ẩm thấp* sản phẩm sẽ khô, giòn không tốt có thể gây gãy vỡ các sản phẩm hoặc bay hơi làm giảm chất lượng sản phẩm hoặc hao hụt trọng lượng.

Ví dụ công nghiệp thuốc lá và dệt, khi độ ẩm nhỏ, hơi nước bay hơi nhiều, các sợi thuốc lá, sợi vải quá khô rất dễ gãy. Trong kỹ thuật chế biến thực phẩm, rau quả, độ khô lớn làm bay hơi nước giảm số lượng và chất lượng thực phẩm.

2.2.3. Ảnh hưởng của 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 và khối lượng. Ngoài ra tốc độ cao cũng ảnh hưởng đến người làm việc trong phòng, đặc biệt các khu vực nhiệt độ thấp.

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

- *Khi chọn tốc độ nhỏ*: Tuần hoàn gió trong phòng quá thấp thì khả năng

trao đổi không khí bị hạn chế nên có những ảnh hưởng nhất định. Lượng hơi ẩm hoặc nhiệt có thể tích tụ tại một số vùng nhất định trong phòng, ít nhiều ảnh hưởng đến con người và chất lượng sản phẩm trong phòng.

2.2.4. Ảnh hưởng của độ trong sạch của không khí

Độ trong sạch của không khí được thể hiện qua nồng độ bụi có trong không khí, nồng độ bụi cho phép đã được đưa ra trong bảng 2.5 cho từng loại bụi.

Có nhiều ngành sản xuất yêu cầu phải thực hiện trong không gian cực kỳ trong sạch. Ví dụ như ngành sản xuất hàng điện tử bán dẫn, phim ảnh, sản xuất thiết bị quang học. Một số ngành khác cũng đòi hỏi môi trường trong sạch như ngành sản xuất và chế biến thực phẩm và các ngành sản xuất khác.

2.3. KHÁI NIỆM VÀ PHÂN LOẠI ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ

2.3.1. Khái niệm về điều hoà không khí

Không gian điều hoà luôn luôn chịu tác động của rất nhiều nhiễu loạn bên trong và bên ngoài làm cho các thông số của nó luôn luôn có xu hướng xê dịch so với thông số yêu cầu đặt ra. Vì vậy nhiệm vụ của hệ thống điều hoà không khí là phải tạo ra và duy trì chế độ vi khí hậu trong không gian mà nó đảm nhận.

Điều hòa không khí còn gọi là điều tiết không khí là quá trình tạo ra và duy trì ổn định các thông số vi khí hậu của không khí trong phòng 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.

2.3.2. Phân loại các hệ thống điều hoà không khí

Cho đến nay có rất nhiều cách phân loại các hệ thống điều hoà không khí dựa trên những cơ sở rất khác nhau, có thể tham khảo ở chương 6. Dưới đây trình bày các cách phân loại phổ biến nhất.

1) Theo mức độ quan trọng của các hệ thống điều hoà : Người ta chia ra làm ba cấp như sau:

- *Hệ thống điều hòa không khí cấp I*

Là hệ thống điều hoà có khả năng duy trì các thông số vi khí hậu trong nhà với mọi phạm vi thông số ngoài trời, ngay cả ở những thời điểm khắc nghiệt nhất trong năm về mùa hè lẫn mùa đông.

- *Hệ thống điều hoà không khí cấp II*

Là hệ thống điều hoà có khả năng duy trì các thông số vi khí hậu trong nhà với sai số không quá 200 giờ trong 1 năm, tức tương đương khoảng 8 ngày trong 1 năm. Điều đó có nghĩa trong 1 năm ở những ngày khắc nghiệt nhất về mùa hè và mùa đông hệ thống có thể có sai số nhất định, nhưng số lượng những ngày đó cũng chỉ xấp xỉ 4 ngày trong một mùa.

- *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, tương đương 17 ngày.

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.

Việc chọn cấp của các hệ thống điều hoà không khí có ảnh hưởng đến việc chọn các thông số tính toán bên ngoài trời như trong phần dưới đây.

2) Theo phương pháp xử lý nhiệt ẩm

- *Hệ thống điều hoà kiểu khô*

Không khí được xử lý nhiệt ẩm nhờ các thiết bị trao đổi nhiệt kiểu bề mặt. Đặc điểm của việc xử lý không khí qua các thiết bị trao đổi nhiệt kiểu bề mặt là không có khả năng làm tăng dung ẩm của không khí. Quá trình xử lý không khí qua các thiết bị trao đổi nhiệt kiểu bề mặt tùy thuộc vào nhiệt độ bề mặt mà dung ẩm không đổi hoặc giảm. Khi nhiệt độ bề mặt thiết bị nhỏ hơn nhiệt độ đọng sương t_s của không khí đi qua thì hơi ẩm trong nó sẽ ngưng tụ lại trên bề mặt của thiết bị, kết quả dung ẩm giảm. Trên thực tế, quá trình xử lý luôn luôn làm giảm dung ẩm của không khí.

- *Hệ thống điều hoà không khí kiểu ướt*

Không khí được xử lý qua các thiết bị trao đổi nhiệt kiểu hỗn hợp. Trong thiết bị này không khí sẽ hỗn hợp với nước phun đã qua xử lý để trao đổi nhiệt ẩm. Kết quả quá trình trao đổi nhiệt ẩm có thể làm tăng, giảm hoặc

duy trì không đổi dung ẩm của không khí.

3) Theo đặc điểm khâu xử lý nhiệt ẩm

- *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 (hai 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 Refrigerent Volume), kiểu làm lạnh bằng nước (Water chiller) hoặc kết hợp nhiều kiểu máy khác nhau trong một 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.

4) Theo đặc điểm môi chất giải nhiệt

- *Giải nhiệt bằng gió (air cooled)*

Tất cả các máy điều hoà công suất nhỏ đều giải nhiệt bằng không khí, các máy điều hoà công suất trung bình có thể giải nhiệt bằng gió hoặc nước, hầu hết các máy công suất lớn đều giải nhiệt bằng nước.

- *Giải nhiệt bằng nước (water cooled)*

Để nâng cao hiệu quả giải nhiệt các máy công suất lớn sử dụng nước để giải nhiệt cho thiết bị ngưng tụ. Đối với các hệ thống này đòi hỏi trang bị đi kèm là hệ thống bơm, tháp giải nhiệt và đường ống dẫn nước.

5) Theo khả năng xử lý nhiệt ẩm

- *Máy điều hoà một chiều lạnh (cooled only air conditioner)*

Máy chỉ có khả năng làm lạnh về mùa hè về mùa đông không có khả năng sưởi ẩm.

- *Máy điều hoà hai chiều nóng lạnh (heat pump air conditioner)*

Máy có hệ thống van đảo chiều cho phép hoán đổi chức năng của các dàn nóng và lạnh về các mùa khác nhau. Mùa hè bên trong nhà là dàn lạnh, bên ngoài là dàn nóng về mùa đông sẽ hoán đổi ngược lại.

6) Theo đặc điểm của máy nén lạnh

Người ta chia ra các loại máy điều hoà có máy nén pittông (reciprocating compressor), trục vít (screw compressor), kiểu xoắn, ly tâm (scroll compressor).

7) Theo đặc điểm, kết cấu và chức năng của các máy điều hoà

Theo đặc điểm này có nhiều cách phân loại khác nhau.

- Ví dụ theo đặc điểm dàn lạnh có thể chia ra các loại: dàn lạnh đặt sàn, treo tường, áp trần, gắn trần, âm trần, vệ tinh.
- Theo công suất có thể chia ra làm loại nhỏ, trung bình và lớn.
- Theo chức năng có thể chia ra làm hệ thống điều hoà công nghiệp và dân dụng.

2.3.3. Chọn thông số tính toán bên ngoài trời

Thông số ngoài trời được sử dụng để tính toán tải nhiệt căn cứ vào tầm quan trọng của công trình, tức là tùy thuộc vào cấp của hệ thống điều hoà không khí và lấy theo TCVN 5687 - 1992 như bảng 2.12 dưới đây.

Bảng 2.12. Nhiệt độ và độ ẩm tính toán ngoài trời

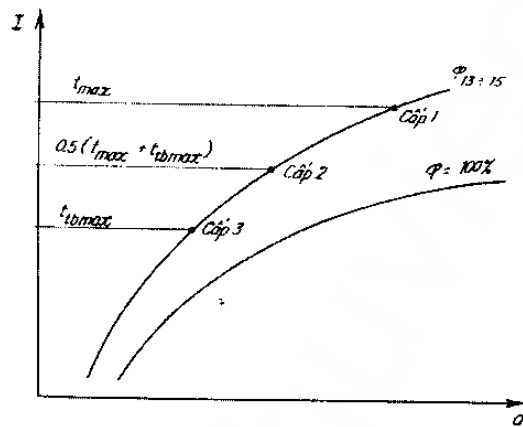
Hệ thống	Mùa hè		Mùa đông	
	Nhiệt độ t_N °C	Độ ẩm φ_N , %	Nhiệt độ t_N °C	Độ ẩm φ_N , %
Hệ thống cấp I	t_{max}	φ_{max}^{13-15}	t_{min}	φ_{min}^{13-15}
Hệ thống cấp II	$\frac{t_{max} + t_{max}^{tb}}{2}$		$\frac{t_{min} + t_{min}^{tb}}{2}$	
	t_{max}		t_{min}	
Hệ thống cấp III	t_{max}^{TB}		t_{min}^{TB}	

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;

φ_{\max}^{13-15} , φ_{\min}^{13-15} - độ ẩm đo lúc 13 ÷ 15 giờ của tháng nóng nhất và lạnh nhất trong năm.



Hình 2.8. Thông số tính toán bên ngoài trời

Chương 3

TÍNH CÂN BẰNG NHIỆT VÀ CÂN BẰNG ẨM

3.1. PHƯƠNG TRÌNH CÂN BẰNG NHIỆT ẨM

Xét một hệ nhiệt động bất kỳ, hệ luôn luôn chịu tác động của môi trường bên ngoài và các đối tượng bên trong về nhiều mặt. Kết quả các thông số vi khí hậu của hệ bị thay đổi. Ta gọi các tác động đó là các nhiễu loạn. Đối với không gian điều hoà, các nhiễu loạn đó bao gồm: nhiễu loạn về nhiệt, về ẩm, về phát tán các chất độc hại...

3.1.1. Phương trình cân bằng nhiệt

Hệ điều hoà chịu tác động của các nhiễu loạn nhiệt dưới hai dạng phổ biến sau:

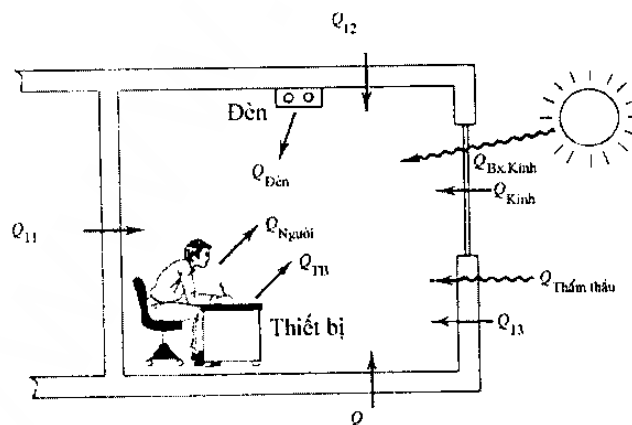
- Nhiệt tỏa ra từ các nguồn nhiệt bên trong hệ gọi là các nguồn nhiệt tỏa:

$\Sigma Q_{\text{tỏa}}$

- Nhiệt truyền qua kết cấu bao che gọi là nguồn nhiệt thẩm thấu: ΣQ_{tt}

Tổng hai thành phần trên gọi là nhiệt thừa:

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



Hình 3.1. Các tổn thất nhiệt trong gian điều hoà

Để duy trì chế độ nhiệt trong không gian điều hoà, trong kỹ thuật điều hoà không khí người ta phải cấp cho hệ một lượng không khí có lưu lượng G_q (kg/s) ở trạng thái V (t_v, φ_v) nào đó và lấy ra cũng lượng như vậy nhưng ở trạng thái T (t_T, φ_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:

$$Q_T = G_q \cdot (I_T - I_V) \quad (3-2)$$

G_q - lưu lượng tải nhiệt thừa, kg/s.

3.1.2. Phương trình cân bằng ẩm

Tương tự như trên, ngoài các nhiễu loạn về nhiệt, hệ cũng bị tác động của các nhiễu loạn về ẩm như sau:

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

- Ẩm thấm thấu qua kết cấu bao che: ΣW_{tt}

Tổng hai thành phần trên gọi là ẩm thừa:

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

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

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

G_w - lưu lượng tải ẩm thừa, kg/s.

3.1.3. Phương trình cân bằng nồng độ chất độc hại

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

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

M_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 .

Lượng chất độc hại phát sinh thực tế rất khó tính nên trong phần này

không giới thiệu. Riêng lượng CO₂ phát sinh do con người đã được xác định ở chương 2, phụ thuộc cường độ vận động của con người.

3.2. XÁC ĐỊNH LƯỢNG NHIỆT THỪA Q_T

3.2.1. Nhiệt do máy móc thiết bị điện tỏa ra Q₁

Máy móc và thiết bị điện gồm hai dạng khác nhau:

- Máy có sử dụng động cơ điện: động cơ điện biến đổi điện năng thành cơ năng làm chuyển động phần kết cấu cơ khí nhằm thực hiện một thao tác nào đó. Ví dụ như động cơ điện quạt, bơm, máy nén.

- Thiết bị điện là những thiết bị tiêu thụ điện năng dùng để sấy, sưởi hoặc duy trì hoạt động của một hệ thống máy móc nào đó. Ví dụ các điện trở, máy vi tính, tivi...

Do đó tổn thất nhiệt do máy móc thiết bị điện Q₁ bao gồm:

$$Q_1 = Q_{11} + Q_{12}$$

Q₁₁ - tổn thất do các động cơ điện gây ra, kW;

Q₁₂ - tổn thất do các thiết bị điện, kW.

3.2.1.1 Nhiệt tỏa ra từ thiết bị dẫn động bằng động cơ điện Q₁₁

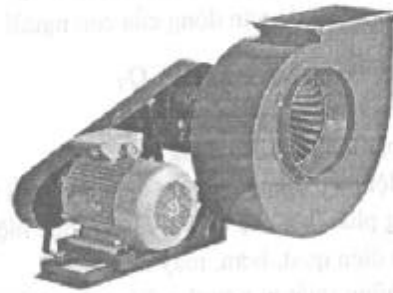
Máy móc sử dụng điện gồm hai cụm chi tiết là động cơ điện và cơ cấu cơ khí chuyển động. Ví dụ hệ thống quạt điện trên hình 3.2, gồm phần động cơ và phần cơ cấu cơ khí là quạt. Công suất điện nguồn cung cấp đầu vào tổn thất một phần ở động cơ dưới dạng nhiệt, phần lớn còn lại là công suất trên trục của động cơ N. Công suất trên trục truyền toàn bộ cho cơ cấu cơ khí chuyển động gắn vào động cơ. Sau khi sinh công toàn bộ công trên trục sẽ chuyển tải thành nhiệt truyền cho môi trường xung quanh nơi bố trí cơ cấu cơ khí chuyển động.

Xét trường hợp chỉ có một động cơ, theo vị trí tương đối của hai cụm chi tiết này ta có ba trường hợp có thể xảy ra:

- *Trường hợp 1*: Động cơ và cơ cấu cơ khí chuyển động nằm hoàn toàn trong không gian điều hoà.

- *Trường hợp 2*: Động cơ nằm bên ngoài, cơ cấu cơ khí chuyển động nằm bên trong.

- *Trường hợp 3*: Động cơ nằm bên trong, cơ cấu cơ khí chuyển động nằm bên ngoài.



Hình 3.2. Máy sử dụng động cơ điện

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

Gọi N và η 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, là công suất trên trục, công suất này truyền cho cơ cấu cơ khí. Công suất đầu vào động cơ bao gồm cả tổn thất nhiệt trên động cơ. Vì vậy tổn thất nhiệt của máy được tính theo từng trường hợp cụ thể như sau:

- *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:

$$q_{11} = \frac{N}{\eta}, \text{ kW} \quad (3-6)$$

η - 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 :

$$q_{11} = N, \text{ kW} \quad (3-7)$$

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

$$q_{11} = \frac{N \cdot (1 - \eta)}{\eta}, \text{ kW} \quad (3-8)$$

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 động cơ đầu ra, kW	Hiệu suất η (%)	Tổn thất nhiệt q_t , kW		
		Động cơ và cơ cấu truyền động đặt trong phòng	Động cơ ngoài cơ cấu truyền động trong phòng	Động cơ trong, cơ cấu truyền động ngoài
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
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.

Đối với hệ thống có nhiều động cơ và thiết bị thì nhiệt lượng do động cơ sinh ra được tính theo công thức sau:

$$Q_{11} = \Sigma q_{11} \cdot K_{tt} \cdot K_{dt} \quad (3-9)$$

K_{tt} - hệ số tính toán, là hệ số tính đến sự làm việc thực tế của động cơ, bằng tỷ số giữa công suất thực của động cơ chia cho công suất định mức;

K_{dt} - hệ số tính đến sự làm việc đồng thời của các động cơ.

Các động cơ không phải hoạt động trong suốt thời gian hệ thống điều hoà không khí hoạt động, một số động cơ là động cơ dự phòng. Vì thế tại một thời điểm chỉ có một số nhất định các động cơ hoạt động.

$$K_{dt} = \frac{\sum N_i \cdot \tau_i}{\tau \cdot \sum N_i} \quad (3-10)$$

N_i - công suất động cơ thứ i , kW;

τ_i, τ - thời gian hoạt động của động cơ thứ i và của hệ thống điều hoà không khí tính trong một ngày, giờ.

3.2.1.2. Nhiệt toả ra từ thiết bị điện Q_{12}

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: Máy thu hình, máy tính, máy in, máy sấy tóc... Đại đa số các thiết bị điện chỉ phát nhiệt hiện và ở đây toàn bộ điện năng đều chuyển hóa thành nhiệt năng.

Đối với các thiết bị điện phát ra nhiệt hiện thì nhiệt lượng toả 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:

$$Q_{12} = \Sigma N_i \cdot K_{tt} \cdot K_{dt} \quad (3-11)$$

N_i - công suất của thiết bị điện thứ i , kW;

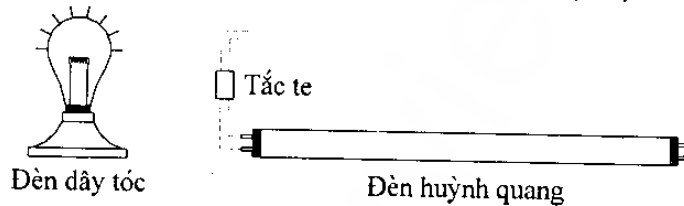
K_u - hệ số tính toán bằng tỷ số giữa công suất làm việc thực với công suất định mức;

K_{dt} - Hệ số đồng thời, tính đến mức độ hoạt động đồng thời.

3.2.2. Nhiệt tỏa ra từ các nguồn sáng nhân tạo Q_2

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

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



Hình 3.3. Các loại đèn điện

- *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:

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

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 chấn lưu, công suất bộ chấn lưu cỡ 25% công suất đèn. Vì vậy tổn thất nhiệt trong trường hợp này:

$$Q_{22} = 1,25.N_{hq}, \text{ kW} \quad (3-13)$$

N_{hq} - tổng công suất đèn huỳnh quang, kW.

$$Q_2 = Q_{21} + Q_{22}, \text{ kW} \quad (3-14)$$

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.

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

$$Q_2 = q_s \cdot F \cdot 10^{-3}, \text{ kW} \quad (3-15)$$

trong đó F - diện tích sàn nhà, m²;

q_s - công suất chiếu sáng yêu cầu cho 1 m² diện tích sàn cho trên bảng 3.2, W/m².

Bảng 3.2. Thông số kinh nghiệm cho các khu vực điều hoà

Khu vực	Lưu lượng không khí, l/s.m ²	Phân bố người, m ² /người	Công suất chiếu sáng, W/m ²
- Nhà ở	5,9	10	12
- Nhà trọ	7,5	10	12
- Khách sạn			
+ Phòng ngủ	5,9	20	12
+ Hành lang	10,6	3	24
- Triển lãm nghệ thuật	10	5	12
- Bảo tàng	10	5	12
- Ngân hàng	10	5	12
- Thư viện	11	3	12
- Nhà hát			
+ Phòng thu âm	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 giấy, mũ	9,8	3	24
- Phòng thể thao nhẹ	13,4	1	12
- Phòng hội nghị	12,2	3	24

Cũng cần lưu ý là đối với các công trình lớn, không phải tất cả các đèn đều hoạt động cùng một lúc. Vì vậy khi tính toán để tránh chọn công suất máy quá lớn cần tính đến yếu tố không đồng thời. Trong các công thức (3-12) và (3-13) cần nhân thêm hệ số không đồng thời K_{dt} , theo bảng 3.3.

Bảng 3.3. Hệ số không đồng thời khi tính phụ tải đèn

Khu vực	K_{dt}
- Công sở	0,7 ÷ 0,85
- Nhà cao tầng, khách sạn	0,3 ÷ 0,5
- Cửa hàng bách hoá	0,9 ÷ 1,0

3.2.3. Nhiệt do người tỏa ra: Q_3

Nhiệt do người tỏa ra gồm hai 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_a

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

$$q = q_h + q_a \quad (3-16)$$

Đối với một người 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 cho ở bảng 3.5.

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

- Nhiệt hiện:

$$Q_{3h} = n \cdot q_h \cdot 10^3, \text{ kW.}$$

- Nhiệt ẩn:

$$Q_{3a} = n \cdot q_a \cdot 10^3, \text{ kW.}$$

- Nhiệt toàn phần:

$$Q_3 = n \cdot q \cdot 10^3, \text{ kW.} \quad (3-17)$$

n - tổng số người trong phòng, người;

q_h, q_a, q - nhiệt ẩn, nhiệt hiện và nhiệt toàn phần do một người tỏa ra trong một đơn vị thời gian và được xác định theo bảng 3.5.

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 3.5 dưới đây là nhiệt toàn phần và nhiệt ẩn do người toả ra. Theo bảng này nhiệt ẩn và nhiệt hiện do người toả 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 68 kg. 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 tỷ lệ nam và nữ thường có ở những không gian khảo sát nêu trong bảng. Nếu muốn tính cụ thể theo thực tế thì tính nhiệt do nữ toả ra chiếm 85%, trẻ em chiếm 75% lượng nhiệt thừa của nam.

Vì vậy tổng số người có thể coi là số người quy đổi. Chẳng hạn trong phòng có 5 người nam, 20 người nữ và 12 trẻ em thì tổng số người quy đổi là:

$$N = 5 + 20 \times 0,85 + 12 \times 0,75 = 5 + 17 + 9 = 31 \text{ người}$$

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

Tương tự như trường hợp đèn, số lượng người trong phòng không phải bao giờ cũng đầy đủ như tính toán ban đầu theo thiết kế. Do đó tổn thất do người toả ra Q_3 cũng cần nhân với hệ số không đồng thời K_{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.

Bảng 3.4. Hệ số tác dụng không đồng thời khi tính nhiệt do người toả ra

Khu vực	K_{dt}
- Công sở	0,75 ÷ 0,9
- Nhà cao tầng, khách sạn	0,4 ÷ 0,6
- Cửa hàng bách hoá	0,8 ÷ 0,9

Bảng 3.5. Nhiệt ẩn và nhiệt hiện do người tỏa 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_k	q_a	q_k	q_a	q_k	q_a	q_k	q_a	q_k	q_a	q_k	q_a
Ngồi yên tĩnh	Nhà hát	115	100	50	55	45	60	40	67	33	72	28	79	21	
Ngồi, hoạt động nhẹ	Trường học	130	120	50	55	65	60	60	70	50	78	42	84	36	
Hoạt động văn phòng	K.sạn, V.Phòng	140	130	50	56	74	60	70	70	60	78	52	86	44	
Đi, đứng chậm rãi	Cửa hàng	160	130	50	56	74	60	70	70	60	78	52	86	44	
Ngồi, đi chậm	Sân bay, hiệu thuốc	160	150	53	58	92	64	86	76	74	84	66	90	60	
Đi, đứng chậm rãi	Ngân hàng	160	150	53	58	92	64	86	76	74	84	66	90	60	
Các hoạt động nhẹ	Nhà hàng	150	160	55	60	100	68	92	80	80	90	70	98	62	
Các lao động nhẹ	Xưởng sản xuất	230	220	55	62	158	70	150	85	135	100	120	115	105	
Khiêu vũ	Vũ trường	260	250	62	70	180	78	172	94	156	110	140	125	125	
Đi bộ 1,5 m/s	Xưởng	300	300	80	88	212	96	204	110	190	130	170	145	155	
Lao động nặng	Xưởng sản xuất	440	430	132	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:

$$Q_4 = G_4 \cdot C_p (t_1 - t_2) + W_4 \cdot r, \text{ kW} \quad (3-18)$$

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.K;

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... 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 toả nhiệt.

- Khi biết nhiệt độ bề mặt thiết bị nhiệt t_w

$$Q_5 = \alpha_w \cdot F_w \cdot (t_w - t_T) \cdot 10^{-3}, \text{ kW} \quad (3-19)$$

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

$$\alpha_w = 2,5 \cdot \Delta t^{0,25} + 58 \cdot \frac{\left(\frac{t_w}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_T}{100}\right)^4}{\Delta t}, \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (3-20)$$

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

trong đó: Δt - độ chênh nhiệt độ giữa vách và không khí bên trong phòng:

$$\Delta t = t_w - t_T$$

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

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

$$Q_5 = k.F.(t_F - t_T).10^{-3} \quad (3-21)$$

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

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 $1,39.10^6 \text{ km}$ và cách xa Trái đất 150.10^6 km . Nhiệt độ bề mặt của mặt trời khoảng 6000 K , trong khi ở tâm đạt đến $8 \div 40.10^6 \text{ K}$

Tuỳ thuộc vào thời điểm trong năm mà khoảng cách từ mặt trời đến Trái đất thay đổi, mức thay đổi xê dịch trong khoảng $+1,7\%$ 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 động sương của không khí xung quanh và hướng của bề mặt nhận bức xạ.

Nhiệt bức xạ được chia ra làm ba 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 bao che.
- Thành phần phản chiếu từ mặt đất.

Do nhiệt bức xạ mặt trời phụ thuộc vào thời điểm trong ngày nên trong các tính toán chúng ta chấp nhận tính theo thời điểm mà bức xạ mặt trời lên kết cấu là lớn nhất. Giá trị đó phụ thuộc vào hướng của kết cấu bao che.

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 hai dạng:

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

$$Q_6 = Q_{61} + Q_{62} \quad (3-22)$$

a) Nhiệt bức xạ qua kính: Q_{61}

- Các loại kính

Kính có nhiều loại, khả năng hấp thụ, phản xạ và cho các tia bức xạ đi qua rất khác nhau. Trong các tính toán người ta chia ra làm hai loại: kính cơ bản và kính thường.

Kính cơ bản là loại kính trong suốt, dày 3 mm, 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°).

Các thông số của kính cơ bản được cho ở bảng 3.6 dưới đây.

Bảng 3.6. Thông số kính cơ bản

Thông số	Góc tới, độ							
	0	20	40	50	60	70	80	90
Hệ số xuyên qua, %	87	87	86	84	79	67	42	0
Hệ số hấp thụ, %	5	5	6	6	6	6	6	0

Nhiệt truyền qua kính được phân biệt trong hai trường hợp:

- Trường hợp 1: Sử dụng kính cơ bản hoặc kính thường nhưng bên trong phòng không có rèm che.

- Trường hợp 2: Sử dụng kính thường bên trong có rèm che.

Trong trường hợp tổng quát, tổn thất nhiệt do bức xạ qua kính được tính theo công thức:

$$Q_{61} = n_t \cdot Q'_{61}$$

n_t - hệ số tác động tức thời.

Q'_{61} - nhiệt bức xạ tức thời qua phòng, W

- Trường hợp 1:

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

$$Q'_{61} = F_k \cdot R \cdot \epsilon_c \cdot \epsilon_{ds} \cdot \epsilon_{mm} \cdot \epsilon_{kh} \cdot \epsilon_k \cdot \epsilon_m, \text{ W} \quad (3-23)$$

trong đó:

F_k - diện tích bề mặt kính, m^2 . Nếu kính có khung làm bằng gỗ thì $F_k = 0,85 F'$ (F' - diện tích phần kính và khung), nếu là khung sắt $F_k = F'$.

R - nhiệt bức xạ mặt trời qua cửa kính cơ bản vào phòng, cho ở bảng 3.9, phụ thuộc giờ trong ngày, tháng và hướng địa lý, W/m^2 . Trong các tính toán, thông thường đối với một hướng cụ thể nào đó người ta lấy giá trị R tương

ứng với giá trị R_{max} của hướng đó trong năm, theo bảng 3.10.

ϵ_c - hệ số tính đến độ cao H (m) nơi đặt cửa kính so với mực nước biển:

$$\epsilon_c = 1 + 0,023 \cdot \frac{H}{1000} \quad (3-24)$$

ϵ_{ds} - hệ số xét tới ảnh hưởng của độ chênh lệch nhiệt độ động sương so với 20°C:

$$\epsilon_{ds} = 1 - 0,13 \cdot \frac{t_s - 20}{10} \quad (3-25)$$

ϵ_{mm} - hệ số xét tới ảnh hưởng của mây mù. Trời không mây lấy $\epsilon_{mm} = 1$, trời có mây $\epsilon_{mm} = 0,85$.

ϵ_{kh} - hệ số xét tới ảnh hưởng của khung kính. Người ta nhận thấy khi tia bức xạ mặt trời đi đến cửa kính, một phần kính được che nắng nhờ khung của cửa sổ, khung càng to bản thì diện tích được che càng nhiều. Kết cấu khung khác nhau thì mức độ che khuất một phần kính dưới các tia bức xạ khác nhau. Với khung gỗ $\epsilon_{kh} = 1$, khung kim loại $\epsilon_{kh} = 1,17$.

ϵ_K - hệ số kính, phụ thuộc màu sắc và loại kính khác kính cơ bản và lấy theo bảng 3.7.

ϵ_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 $\epsilon_m = 1$, khi có màn ϵ_m được chọn theo bảng 3.8.

Bảng 3.7. Đặc tính bức xạ của các loại kính

Loại kính	Hệ số hấp thụ α_k	Hệ số phản xạ ρ_k	Hệ số xuyên qua τ_k	Hệ số kính ϵ_k
Kính cơ bản	0,06	0,08	0,86	1,00
Kính trong dày 6 mm, phẳng	0,15	0,08	0,77	0,94
Kính spectrafloat, màu đồng nâu, dày 6 mm	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, 12 mm	0,74	0,05	0,21	0,58
Kính Calorex, màu xanh, 6 mm	0,75	0,05	0,20	0,57
Kính Stopray, màu vàng, 6 mm	0,36	0,39	0,25	0,44
Kính trong tráng màng phản xạ RS20, 6 mm	0,44	0,44	0,12	0,34
Kính trong tráng màng phản xạ A18, 4 mm	0,30	0,53	0,17	0,33

Bảng 3.8. Đặc tính bức xạ của màn che

Loại màn che, rèm che	Hệ số hấp thụ α_m	Hệ số phản xạ ρ_m	Hệ số xuyên qua τ_m	Hệ số mặt trời ε_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 3.9a. Dòng nhiệt bức xạ mặt trời xâm nhập vào phòng R, W/m²

Vĩ độ 10° 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
	Tây Bắc	6	25	25	41	44	57	88	205	334	442	483	413
5 và 7	Mặt 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
	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
4 và 8	Tây Bắc	3	22	35	41	44	44	69	177	344	419	467	401
	Mặt 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
	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
4 và 8	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 ngang	6	120	331	527	672	763	789	763	672	527	331	120

Bảng 3.9a (tiếp theo)

Vĩ độ 10° Bắc		Giờ mặt trời											
Tháng	Hướng	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
3 và 9	Bắc	3	19	35	41	44	44	44	44	44	41	35	19
	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 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	41	32	16	
	Đông Bắc	0	183	208	139	88	44	44	44	41	32	16	
	Đông	0	372	489	457	315	126	44	44	41	32	16	
	Đông Nam	0	325	464	470	388	255	145	57	44	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 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	38	28	13
Mặt 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	38	28	13
Mặt ngang	0	44	208	378	527	609	637	609	527	378	208	44	

Bảng 3.9b. Dòng nhiệt bức xạ mặt trời xâm nhập vào phòng R, W/m²

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
	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 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 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
	Tây	6	22	35	41	44	44	44	161	334	470	520	148
	Tây Bắc	6	22	35	41	44	44	44	57	158	281	372	350
	Mặt ngang	16	151	337	527	662	741	779	741	662	527	337	151
3 và 9	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
	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

Bảng 3.9b (tiếp theo)

Vĩ độ 20° Bắc		Giờ mặt trời											
Tháng	Hướng	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
3 và 9	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 ngang	0	95	293	483	624	710	735	710	624	483	293	95
2 và 10	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	312	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
	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 ngang	0	57	214	401	539	618	656	618	539	401	214	57	
1 và 11	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
	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	2247
	Tây Bắc	0	9	25	35	38	41	41	41	41	41	82	6
	Mặt 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
	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 ngang	0	13	114	290	246	508	536	508	426	290	114	13	

Bảng 3.9c. Dòng nhiệt bức xạ mặt trời xâm nhập vào phòng R, W/m²

Vĩ độ 30° 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	38	32	16
	Đông	341	492	508	451	309	139	44	44	44	44	38	32
	Đông Nam	132	237	284	284	230	139	54	44	44	44	38	32
	Nam	16	32	38	44	47	60	66	60	47	44	38	32
	Tây Nam	16	32	28	44	44	44	54	139	230	284	284	237
	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 ngang	60	192	413	568	684	757	789	757	684	568	413	192	
5 và 7	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
	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 ngang	47	208	388	555	675	744	776	744	675	555	388	208	
4 và 8	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
	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 ngang	19	148	337	508	631	710	741	710	631	508	337	148	
3 và 9	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
	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	44	44	44	41	38	32	16

Bảng 3.9c (tiếp theo)

Vĩ độ 30° Bắc		Giờ mặt trời											
Tháng	Hướng	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
3 và 9	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 ngang	0	79	255	426	565	637	669	637	565	426	255	79
2 và 10	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
	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 ngang	0	19	155	315	451	539	565	538	451	315	155	19	
1 và 11	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
	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 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 ngang	0	0	60	189	306	385	413	385	306	189	60	0	

Công thức (3-23) trên đây chỉ tính cho các trường hợp sau:

- Kính là kính cơ bản ($\epsilon_K = 1$) có hoặc không có rèm che.
- Kính thường ($\epsilon_K \neq 1$) và không có rèm che ($\epsilon_m = 1$).

Trường hợp kính thường ($\epsilon_K \neq 1$) và có rèm che ($\epsilon_m \neq 1$) người ta tính theo công thức (3-26) dưới đây.

- Trường hợp 2: Kính thường có rèm che:

$$Q_{61} = F_k \cdot R'' \cdot \epsilon_c \cdot \epsilon_{ds} \cdot \epsilon_{mm} \epsilon_{kh}, \text{ W} \quad (3-26)$$

trong đó:

F_k - diện tích cửa kính, m^2 ;

$$R'' = [0,4 \cdot \alpha_K + \tau_K \cdot (\alpha_m + \tau_m + \rho_K \cdot \rho_m + 0,4 \cdot \alpha_K \cdot \rho_m)] R_n \quad (3-27)$$

R_n - nhiệt bức xạ đến ngoài bề mặt kính; W/m^2 :

$$R_n = \frac{R}{0,88}$$

Trị số R lấy theo bảng 3.10, các giá trị α_K , τ_K , ρ_K lấy theo bảng 3.6, α_m , τ_m , ρ_m lấy theo bảng 3.8. Các hệ số khác tính giống như các hệ số ở công thức (3-23).

- Bức xạ mặt trời qua kính thực tế và hệ số tác động tức thời n_t

Quan sát quá trình bức xạ nhiệt của mặt trời ta thấy, 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 được kết cấu bao che, như tường, sàn, rèm che... hấp thụ, sau một khoảng thời gian nhất định nhiệt đó mới được các đối tượng trên nhả lại cho không khí trong phòng. Quá trình tích tụ nhiệt bức xạ đó góp phần kéo dài thời gian truyền nhiệt và làm giảm công suất nhiệt cực đại truyền cho không khí. Vì vậy nhiệt bức xạ mặt trời vào phòng thực tế được tính như sau:

$$Q_{61} = k \cdot n_t \cdot R_{max} \quad (3-28)$$

R_{max} - nhiệt lượng cực đại xâm nhập kính, tra theo bảng 3.10, W/m^2 ;

n_t - hệ số tác động tức thời, cho ở các bảng 3.11 và 3.12;

k - tích số xét tới ảnh hưởng tổng hợp của các yếu tố như độ cao, mây mù, nhiệt độ đọng sương, khung cửa, loại kính, màn che ở trên.

Cần lưu ý rằng khả năng hấp thụ nhiệt bức xạ mặt trời phụ thuộc vào khối lượng riêng của vật liệu các bề mặt nhận bức xạ (tường, sàn, rèm che...). 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. Do đó để xác định hệ số tác dụng tức thời phải căn cứ vào khối lượng tính cho $1 m^2$ diện tích.

Bảng 3.10. 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 Ngang
0	6	259	492	464	132	44	132	464	492	713
	7 và 5	211	483	479	164	44	164	479	483	735
	8 và 4	107	445	514	294	44	294	514	445	773
	9 và 3	44	372	527	372	44	372	527	372	789
	10 và 2	44	249	514	445	107	445	514	249	773
	11 và 1	44	164	479	483	211	483	479	164	735
	12	44	132	464	492	259	492	464	132	713
10	6	158	483	489	173	44	173	489	483	766
	7 và 5	123	467	498	208	44	208	498	467	779
	8 và 4	50	410	514	296	44	296	514	410	789
	9 và 3	44	325	517	401	88	401	517	325	779
	10 và 2	44	208	489	470	230	470	489	208	725
	11 và 1	44	117	451	508	334	508	451	117	662
	12	44	88	432	514	378	514	432	88	637
20	6	129	486	505	230	44	230	505	486	789
	7 và 5	88	435	514	268	44	268	514	435	792
	8 và 4	44	372	520	356	82	356	520	372	779
	9 và 3	44	274	514	442	205	442	514	274	735
	10 và 2	44	164	464	505	350	505	464	164	656
	11 và 1	41	82	404	517	445	517	404	82	568
	12	41	57	382	527	470	527	382	57	536
30	6	104	438	508	284	66	284	508	438	789
	7 và 5	69	413	517	315	95	315	517	413	776
	8 và 4	44	341	520	407	199	407	520	341	741
	9 và 3	44	284	498	479	331	479	498	284	669
	10 và 2	44	123	426	514	457	514	426	123	565
	11 và 1	38	50	366	511	501	511	366	50	457
	12	38	38	331	511	514	511	331	38	413

Ví dụ 1: Xác định lượng nhiệt bức xạ lớn nhất vào qua cửa sổ bằng kính cơ bản, rộng 5 m². 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 100 m.

- Ứng với 20° Bắc, hướng Đông, theo bảng 3-8, tra được $R_{\max} = 520$ W/m² 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:

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

Ví dụ 2: Xác định lượng nhiệt bức xạ xâm nhập không gian điều hoà qua 10 m² kính chống nắng màu xám dày 6 mm, 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:

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

- 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:

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

$$R_{xN} = \frac{[0,4 \times 0,51 + 0,44 \cdot (0,09 + 0,14 + 0,05 \times 0,77 + 0,4 \times 0,51 \times 0,09)]}{0,88} \cdot R$$

$$\approx 0,375 \cdot R$$

- Giá trị R tra theo bảng 3-7 với 10° vĩ Bắc, hướng Tây Nam: $R_{\max} = 508$

W/m² 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: Q₆₂*

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 nhiệt 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:

$$Q_{62} = F.k.\varphi_m.\Delta t, \text{ W} \quad (3-29)$$

F - diện tích mái (hoặc tường), m²;

k - hệ số truyền nhiệt qua mái (hoặc tường), W/m².K;

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

$$t_{TD} = t_T + \frac{\varepsilon_s.R_{xn}}{\alpha_N}, \text{ K} \quad (3-30)$$

ε_s - hệ số hấp thụ của mái và tường;

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

$R_{xn} = \frac{R}{0,88}$ - nhiệt bức xạ đập vào mái hoặc tường, W/m²;

R - nhiệt bức xạ qua kính vào phòng (tra theo bảng 3.10), W/m²;

φ_m - hệ số màu của mái hay tường.

+ Màu thẫm : $\varphi_m = 1$;

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

+ Màu sáng : $\varphi_m = 0,78$.

ε_s - hệ số hấp thụ của tường và mái phụ thuộc màu sắc, tính chất vật liệu, trạng thái bề mặt tra theo bảng 3.13 dưới đây.

Bảng 3.13. Độ đen bề mặt kết cấu bao che

STT	Vật liệu và mẫu sắc	Hệ số ϵ_s
A	Mặt mái	
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 gợn 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 trắng kẽm mới	0,64
19	Tôn trắng kẽm bị bụi bẩn	0,90
20	Nhôm không đánh bóng	0,52
21	Nhôm đánh bóng	0,26
B	Mặt quét sơn	
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	Mặt tường	
27	Đá granit mài nhẵn, màu đỏ, xám nhạt	0,55

Bảng 3.13 (tiếp theo)

STT	Vật liệu và màu sắc	Hệ số ϵ_s
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 nhát	0,47

3.2.7 Nhiệt do lọt không khí vào phòng: Q_7

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

Nói chung 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:

$$Q_7 = G_7 \cdot (I_N - I_T) = G_7 \cdot C_p(t_N - t_T) + G_7 \cdot r_0(d_N - d_T) \quad (3-31)$$

G_7 - lưu lượng không khí rò rỉ, kg/s;

I_N, I_T - entanpi của không khí bên ngoài và bên trong phòng, kJ/kg;

t_T, t_N - nhiệt độ của không khí tính toán trong nhà và ngoài trời, °C;

d_T, d_N - dung ẩm của không khí tính toán trong nhà và ngoài trời, g/kg.kk.

Tuy nhiên, lưu lượng không khí rò rỉ L_{π} thường không theo quy luật và rất khó xác định, phụ thuộc vào độ chênh lệch áp suất, vận tốc gió, kết cấu khe hở cụ thể, số lần đóng mở cửa... Vì vậy trong các trường hợp này có thể xác định theo kinh nghiệm:

$$Q_{7h} = 0,335 \cdot (t_N - t_T) \cdot V \cdot \xi, W \quad (3-32)$$

$$Q_{7a} = 0,84 \cdot (d_N - d_T) \cdot V \cdot \xi, W \quad (3-33)$$

V - thể tích phòng, m³

ξ - hệ số kinh nghiệm cho theo bảng 3.14 dưới đây.

Bảng 3.14. Hệ số kinh nghiệm ξ

Thể tích V, m ³	< 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:

$$Q_7 = Q_{7h} + Q_{7a} \quad (3-34)$$

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

$$G_c = V_c \cdot n \cdot \rho \quad (3-35)$$

G_c - lượng không khí lọt qua cửa, kg/giờ;

V_c - lượng không khí lọt qua cửa khi 1 người đi qua, m³/người;

n - số lượt người qua lại cửa trong 1 giờ;

ρ - khối lượng riêng của không khí, kg/m³.

Như vậy trong trường hợp này cần bổ sung thêm

$$Q'_{7h} = 0,335 \cdot (t_N - t_T) \cdot V_c \cdot n, \text{ W} \quad (3-36)$$

$$Q'_{7a} = 0,84 \cdot (d_N - d_T) \cdot V_c \cdot n, \text{ W} \quad (3-37)$$

Bảng 3.15 dưới đây dẫn ra lượng khô khí lọt qua cửa khi 1 người đi qua.

Bảng 3.15. Lượng không khí lọt qua cửa V_c, m³/người

n, người/giờ	Lưu lượng V _c , m ³ /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 hai 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:

$$Q_8 = Q_{81} + Q_{82} \quad (3-38)$$

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:

$$Q_{81} = k.F.\varphi.\Delta t \quad (3-39)$$

k - hệ số truyền nhiệt của kết cấu bao che, $W/m^2.K$;

F - diện tích bề mặt kết cấu bao che, m^2 ;

Δt - độ chênh nhiệt độ giữa bên ngoài và bên trong phòng, $^{\circ}C$;

Mùa hè $\Delta t = t_N - t_T$, mùa đông $\Delta t = t_T - t_N$.

φ - Hệ số xét đến vị trí của vách:

1) Hệ số φ

• Đối với tường bao

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

• Đối với tường ngăn

- Nếu ngăn cách với không khí bên ngoài qua một phòng đệm không điều hoà thì $\varphi = 0,7$;

- Nếu ngăn cách với không khí bên ngoài qua hai phòng đệm không điều hoà thì $\varphi = 0,4$;

- Nếu tường ngăn với phòng điều hoà thì $\varphi = 0$.

• 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: $\varphi = 0,75$.

• Đối với sàn trên tầng hầm

- Tầng hầm có cửa sổ: $\varphi = 0,6$

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

2) Xác định hệ số truyền nhiệt qua tường và trần

$$k = \frac{1}{R_0} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_T} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_N}}, \text{ W/m}^2.\text{K}, \quad (3-40)$$

α_T - hệ số toả nhiệt bề mặt bên trong của kết cấu bao che, $\text{W/m}^2.\text{K}$;

α_N - hệ số toả nhiệt bề mặt bên ngoài của kết cấu bao che, $\text{W/m}^2.\text{K}$;

δ_i - chiều dày của lớp thứ i , m;

λ_i - hệ số dẫn nhiệt lớp thứ i , W/m.K .

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

Hệ số toả nhiệt bên trong α_T và bên ngoài α_N phòng điều hoà được xác định theo bảng 3.16 dưới đây.

Bảng 3.16. Hệ số trao đổi nhiệt bên ngoài và bên trong

Dạng và vị trí bề mặt kết cấu bao che	α_T $\text{W/m}^2.\text{K}$	α_N $\text{W/m}^2.\text{K}$
- Bề mặt tường, trần, sàn nhẵn	11,6	
- Bề mặt tường, trần, sàn có gờ, tỷ số chiều cao cửa gờ và khoảng cách hai mép gờ < 0,24	8,7	
- Trần có gờ $h/a = 0,23 \div 0,3$	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 3.17).

c) Hệ số dẫn nhiệt của vật liệu xây dựng

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

Bảng 3.17. Trị số nhiệt trở của không khí R_{kk}

Bề dày lớp không khí, mm	Nhiệt trở lớp không khí $R_{kk}, m^2.K/W$			
	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 $\Delta t = 10^\circ C$. Nếu $\Delta t \neq 10^\circ C$ ta cần nhân với trị số cho ở bảng 3.18 dưới đây.

Bảng 3.18. Hệ số hiệu chỉnh nhiệt trở không khí

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

- Độ rỗng càng lớn thì λ 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 λ khi nhiệt độ thay đổi theo quy luật bậc nhất:

$$\lambda = \lambda_0 + b.t \text{ W/m.K} \quad (3-41)$$

trong đó:

λ_0 - hệ số dẫn nhiệt của vật liệu ở $0^\circ C$, W/m.K;

t - nhiệt độ vật liệu, $^\circ C$;

b - hệ số tỷ lệ phụ thuộc vào tính chất vật liệu, có giá trị nằm trong khoảng 0,0001 ÷ 0,00116.

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 3.19 dưới đây.

Bảng 3.19. Hệ số dẫn nhiệt của các vật liệu

STT	Vật liệu	Khối lượng riêng, kg/m ³	Hệ số dẫn nhiệt λ , W/m.K
	I- VẬT LIỆU AMIĂNG		
1	Tấm và bản xi măng amiăng	1900	0,30
2	Tấm cách nhiệt xi măng amiăng	500	0,11
3	Tấm cách nhiệt xi măng amiăng	300	0,08
	II- BÊ TÔNG		
4	Bê tông cốt thép	2400	1,33
5	Bê tông đá dăm	2200	1,10
6	Bê tông gạch vỡ	1800	0,75
7	Bê tông xỉ	1500	0,60
8	Bê tông bọt hấp hơi nóng	1000	0,34
9	Bê tông bọt hấp hơi nóng	400	0,13
10	Tấm thạch cao ốp mặt tường	1000	0,20
11	Tấm và miếng thạch cao nguyên chất	1000	0,35
	III- VẬT LIỆU ĐẤT		
12	Gạch mộc	1600	0,60
	IV- MĂNG GẠCH XÂY ĐẶC		
13	Gạch thông thường với vữa nặng	1800	0,70
14	Gạch rỗng ($\gamma = 1300$), xây vữa nhẹ ($\gamma = 1400$)	1350	0,50
15	Gạch nhiều lỗ xây vữa nặng	1300	0,45
	V- VẬT LIỆU TRÁT VÀ VỮA		
16	Vữa xi măng và vữa trát xi măng	1800	0,8
17	Vữa tam hợp và vữa trát tam hợp	1700	0,75
18	Vữa vôi trát mặt ngoài	1600	0,75
19	Vữa vôi trát mặt trong	1600	0,60

Bảng 3.19 (tiếp theo)

STT	Vật liệu	Khối lượng riêng, kg/m ³	Hệ số dẫn nhiệt λ, W/m.K
20	Tấm ốp mặt ngoài bằng thạch cao	1000	0,20
21	Tấm sợi gỗ cứng ốp mặt	700	0,20
	VI- VẬT LIỆU CUỘN		
22	Giấy cactông thường	700	0,15
23	Giấy tẩm dầu thông nhựa đường bitum hay hắc ín	600	0,15
24	Thảm bông dùng trong nhà	150	0,05
25	Thảm bông khoáng chất	200	0,06
	VII- VẬT LIỆU THUỶ TINH		
26	Kính cửa sổ	2500	0,65
27	Sợi thủy tinh	200	0,05
28	Thủy tinh hơi và thủy tinh bọt	500	0,14
29	Thủy tinh hơi và thủy tinh bọt	300	0,10
	VIII- VẬT LIỆU GỖ		
30	Gỗ thông, tùng ngang thớ	550	0,15
31	Mùn cưa	250	0,08
32	Gỗ dán	600	0,15
33	Tấm bằng sợi gỗ ép	600	0,14
34	Tấm bằng sợi gỗ ép	750	0,065
35	Tấm bằng sợi gỗ ép	150	0,05
36	Tấm gỗ mềm (lie)	250	0,06
	IX- VẬT LIỆU KHÁC		
37	Tấm silicat bề mặt in hoa và tấm xi măng silicat in hoa	600	0,20
38	Tấm silicat bề mặt in hoa và tấm xi măng silicat in hoa	400	0,14
39	Tấm silicat bề mặt in hoa và tấm xi măng silicat in hoa	250	0,10

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 2 m như hình 3.4.

Theo cách phân chia này:

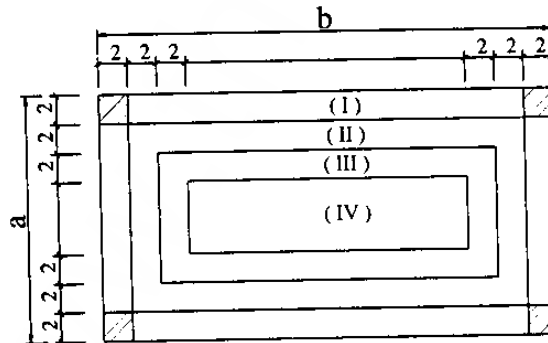
- Dải I : $k_1 = 0,5 \text{ W/m}^2\text{K}$, $F_1 = 4.(a + b)$
- Dải II : $k_2 = 0,2 \text{ W/m}^2\text{K}$, $F_2 = 4.(a + b) - 48$
- Dải III: $k_3 = 0,1 \text{ W/m}^2\text{K}$, $F_3 = 4.(a + b) - 80$
- Dải IV: $k_4 = 0,07 \text{ W/m}^2\text{K}$, $F_4 = (a - 12)(b - 12)$

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

- Khi diện tích phòng nhỏ hơn 48 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 I đến IV. 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:

$$Q_{82} = (k_1.F_1 + k_2.F_2 + k_3.F_3 + k_4.F_4).(t_N - t_T) \quad (3-42)$$



Hình 3.4. Cách phân chia dải nền

3.2.9. *Tổng lượng nhiệt thừa: Q_T*

Tổng nhiệt thừa của phòng:

$$Q_T = \sum_{i=1}^8 Q_i, \text{ kW} \quad (3-43)$$

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.

Bảng 3.20. Các thông số kinh nghiệm

TT	Khu vực	Q _o Btu/h.ft ²			Phân bố người trên tổng công suất lạnh (người/Tôn)			Lưu lượng gió cấp, CFM/ft ²			Phân bố diện tích cho một người, F12/Người			Phân bố công suất đèn, W/ft ²		
		Thấp	TB	Cao	Thấp	TB	Cao	Thấp	TB	Cao	Thấp	TB	Cao	Thấp	TB	Cao
1	Nhà ở, phòng khách sạn	13	20	30	1,4	1,7	2,2	0,5	0,7	0,9	100	175	325	0,2	0,6	0,9
2	Bảo tàng, thư viện	30	51	75	2,5	4,3	8,3	0,9	1,6	2,1	40	60	80	0,5	1,0	2,0
3	Ngân hàng	35	53	75	2,5	4,7	7,5	1,1	1,8	2,5	26	53	80	0,9	2,9	4,4
4	Tiệm bán thuốc	45	73	112	2,9	4,9	7,4	1,3	2,6	4,4	20	40	60	0,6	1,4	4,6
5	Cửa hàng mỹ phẩm	49	75	114	2,5	4,3	7,1	1,6	2,3	3,0	17	42	75	2,7	4,2	9,3
6	Cửa hàng quần áo trẻ em	39	41	82	1,4	3,1	5,9	1,1	1,8	3,2	48	99	130	1,1	1,6	2,5
7	Cửa hàng quần áo đàn ông	33	45	85	1,2	3,0	6,2	0,9	1,4	1,8	60	118	205	1,0	2,2	4,4
8	Cửa hàng quần áo phụ nữ	30	43	65	2,5	5,7	11,0	0,8	2,4	6,9	22	61	197	9,8	3,3	7,4
9	Cửa hàng quần áo nội chung	29	44	68	3,2	5,2	7,0	0,9	1,4	2,1	27	65	111	1,5	2,2	3,5
10	Cửa hàng lồng hầm	20	30	39	6,2	8,0	15,0	0,5	0,8	1,2	20	30	95	0,8	2,4	3,9
11	Cửa hàng lồng kính	25	42	62	2,0	6,0	7,0	0,9	1,3	2,0	16	35	90	0,7	2,5	5,2
12	Phòng làm việc của bác sĩ	33	51	68	1,3	4,0	7,0	1,2	1,7	2,4	29	75	160	1,4	1,7	3,4
13	Cửa hàng dược phẩm	35	70	109	1,3	4,5	6,9	1,1	1,9	3,4	17	39	92	0,2	1,6	3,9
14	Cửa hàng thực phẩm	44	82	142	3,0	5,3	7,9	1,3	2,5	4,8	12	36	72	0,9	2,6	5,0
15	Văn phòng, phòng riêng, chung	22	43	72	1,2	3,5	6,3	0,7	1,4	2,2	32	105	278	0,6	2,0	4,8
16	Nhà hàng	62	115	260	3,4	7,0	11,4	0,8	2,1	3,8	9	18	32	0,2	1,4	6,8
17	Cửa hàng đặc biệt	22	52	179	1,1	3,1	5,5	0,8	1,9	5,9	20	90	192	0,9	3,9	12,9
18	Quán rượu, câu lạc bộ đêm	25	80	165	6,6	8,6	10,7	0,8	1,4	2,8	8	18	75	0,2	1,1	2,2
19	Nhà hát	74	92	115	10,4	16,0	19,0	15,0	20,0	30,0	6	8	12	0,1	0,3	0,8

Tổng nhiệt thừa của phòng Q_T gồm nhiệt hiện Q_{hf} và nhiệt ẩn Q_{af} 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:

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

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

Để có số liệu tham khảo tính nhiệt, bảng 3.20 cho các số liệu về phụ tải nhiệt trung bình và các thông số khác của một số không gian, theo kinh nghiệm.

3.3. XÁC ĐỊNH LƯỢNG ẤM THỪA W_T

3.3.1. Lượng ẩm do người toả ra W_1

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

$$W_1 = n \cdot \frac{g_n}{3600} \cdot 10^{-3}, \text{ kg/s} \quad (3-44)$$

n - số người trong phòng, người;

g_n - lượng ẩm do 1 người toả ra trong phòng trong một đơn vị thời gian, g/h.

Lượng ẩm do 1 người toả ra g_n phụ thuộc vào cường độ lao động và nhiệt độ phòng: Khi nhiệt độ phòng càng lớn và cường độ vận động càng mạnh thì cơ thể thải mồ hôi càng nhiều, nói cách khác là g_n càng lớn. Trị số g_n có thể tra cứu theo bảng 3.21 dưới đây.

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.

$$W_2 = \frac{G_2 \cdot (y_1 - y_2)}{100}, \text{ kg/s} \quad (3-45)$$

y_1, y_2 - 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 nghiệp.

Bảng 3.21. 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
Tĩnh 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

3.3.3. 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:

$$W_3 = 0,006.F_s.(t_T - t_u) \text{ kg/s} \quad (3-46)$$

F_s - diện tích sàn bị ướt, m^2 ;

t_u - nhiệt độ nhiệt kế ướt ứng với trạng thái trong phòng, °C.

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:

$$W_4 = G_h \quad (3-47)$$

G_h - lưu lượng hơi nước thoát ra phòng, kg/s.

3.3.5. Lượng ẩm thừa W_T

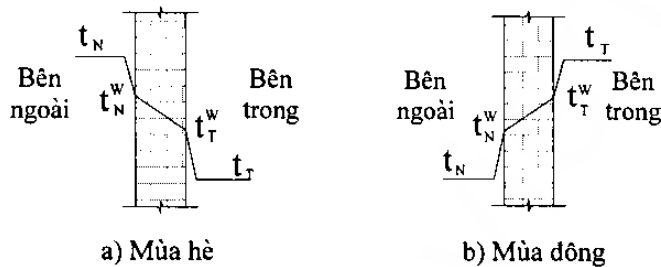
Tổng tất các nguồn ẩm tỏa ra trong phòng gọi là lượng ẩm thừa:

$$W_T = \sum_{i=1}^4 W_i, \text{ kg/s} \quad (3-48)$$

Nhiệt thừa W_T được sử dụng để xác định năng suất làm khô của thiết bị xử lý không khí ở chương 5.

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.



Hình 3.5. Phân bố nhiệt độ bên trong và bên ngoài các mùa

- 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 ở bên trong nhiệt độ vách luôn luôn cao hơn nhiệt độ không khí trong phòng và nhiệt độ đọng sương của nó ($t_T^W > t_T > t_T^S$) nên trên vách trong không thể xảy ra hiện tượng đọng sương.

Tuy nhiên, ở bên ngoài nhiệt độ vách nhỏ hơn nhiệt độ không khí nên cũng có thể xảy ra hiện tượng đọng sương. Gọi t_N^S là nhiệt độ đọng sương của không khí bên ngoài phòng, điều kiện để không xảy ra đọng sương là:

$$t_N^W > t_N^S \quad (3-49)$$

Bây giờ ta hãy xem khi nào xảy ra điều kiện trên. Theo phương trình truyền nhiệt ta có:

$$k \cdot (t_N - t_T) = \alpha_N \cdot (t_N - t_N^W) \quad (3-50)$$

hay:

$$k = \alpha_N \cdot \frac{t_N - t_N^W}{t_N - t_T} \quad (3-51)$$

Khi giảm t_N^W thì k tăng, khi giảm tới t_N^S thì trên tường bắt đầu đọng sương, khi đó ta được giá trị k_{\max} .

$$k_{\max} = \alpha_N \cdot \frac{t_N - t_N^S}{t_N - t_T} \quad (3-52)$$

Điều kiện để không xảy ra đọng sương trên vách về mùa hè là:

$$k < \alpha_N \cdot \frac{t_N - t_N^S}{t_N - t_T} = k_{\max} \quad (3-53)$$

- *Về mùa đông*: Về mùa đông nhiệt độ không khí bên trong lớn hơn bên ngoài nên nếu có xảy ra đọng sương thì chỉ diễn ra ở vách bên trong của phòng. Khi đó điều kiện để không xảy ra đọng sương trên vách trong là:

$$k < \alpha_T \cdot \frac{t_T - t_T^S}{t_T - t_N} = k_{\max} \quad (3-54)$$

Chương 4

XỬ LÝ NHIỆT ẨM KHÔNG KHÍ

4.1. CÁC QUÁ TRÌNH XỬ LÝ NHIỆT ẨM KHÔNG KHÍ

4.1.1. Khái niệm về xử lý nhiệt ẩm không khí

Quá trình điều hoà không khí là tạo ra và duy trì các thông số vi khí hậu của không khí trong phòng bằng cách thổi vào phòng không khí sạch đã qua xử lý. Trong quá trình trên, vấn đề xử lý không khí là quan trọng nhất, bao gồm nhiều vấn đề cụ thể như sau:

- Xử lý về nhiệt độ: Làm lạnh hoặc gia nhiệt;
- Xử lý độ ẩm: Làm ẩm hoặc làm khô;
- Khử bụi trong không khí;
- Khử các chất độc hại;
- Khử khí CO₂ và bổ sung O₂;
- Đảm bảo tốc độ lưu động không khí trong phòng ở mức cho phép;
- Đảm bảo độ ồn trong phòng dưới độ ồn cho phép.

Trong các yếu tố trên, hai yếu tố đầu là nhiệt và ẩm rất quan trọng, nó có ảnh hưởng nhiều đến trạng thái của không khí, nên trong chương này chỉ tập trung nghiên cứu hai yếu tố đó. Các yếu tố còn lại sẽ được nghiên cứu ở các chương sau này, trong phần thông gió, lọc bụi và tiêu âm.

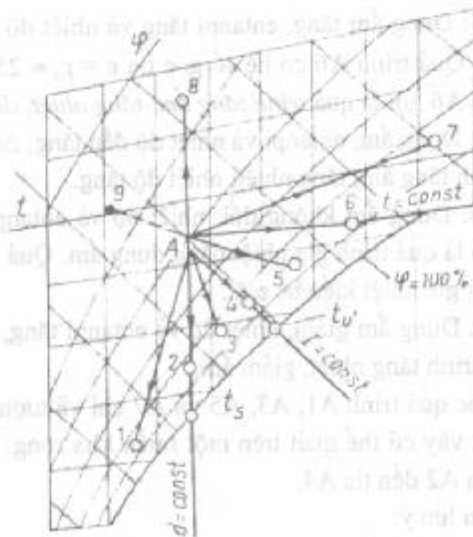
4.1.2. Các quá trình xử lý nhiệt ẩm trên đồ thị I-d

Bây giờ ta xét xem trên đồ thị I-d có thể có các quá trình xử lý không khí như thế nào, đặc điểm, tên gọi và những thiết bị có khả năng thực hiện các quá trình đó.

Trên đồ thị I-d, điểm A là trạng thái không khí ban đầu trước khi chưa xử lý. Các điểm 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 là trạng thái cuối quá trình xử lý không khí. Bây giờ ta hãy xét đặc điểm, tên gọi và các thiết bị, phương pháp có khả năng xử lý không khí theo quá trình đó.

- *Xét quá trình AI*: Đây là quá trình mà dung ẩm giảm, nhiệt độ giảm và entanpi của không khí cũng giảm, tức: $\Delta d = d_1 - d_A < 0$, $\Delta I < 0$ và $\Delta t < 0$. Quá trình này có $\varepsilon < 0$.

Có thể gọi quá trình này là *quá trình làm lạnh, làm khô*. Để xử lý không khí theo quá trình A1 có thể sử dụng thiết bị trao đổi nhiệt kiểu bề mặt hoặc ở thiết bị buồng phun có nhiệt độ bề mặt và nước phun thấp hơn nhiệt độ đọng sương t_s của trạng thái A. Khi không khí tiếp xúc với dàn lạnh hoặc các giọt nước lạnh, nó sẽ nhả nhiệt, đồng thời các giọt hơi ẩm trong không khí ngưng kết lại trên bề mặt thiết bị trao đổi nhiệt hoặc trên bề mặt giọt nước. Kết quả lượng ẩm trong không khí giảm hay nói cách khác dung ẩm giảm.



Hình 4.1. Các quá trình xử lý nhiệt ẩm trên đồ thị I-d

- Xét quá trình A2: Quá trình A2 có dung ẩm không đổi, nhiệt độ và entanpi giảm, $\Delta d = d_A - d_2 = 0$, $\Delta I < 0$ và $\Delta t < 0$, hệ số góc tia quá trình $\epsilon = -\infty$. Nó được gọi là *quá trình làm lạnh đẳng dung ẩm*. Quá trình này có thể thực hiện ở dàn trao đổi nhiệt kiểu bề mặt có nhiệt độ bề mặt lớn hơn nhiệt độ đọng sương t_s nhưng nhỏ hơn nhiệt độ trạng thái A: $t_s < t_w < t_A$.

- Quá trình A3: Dung ẩm tăng, nhiệt độ và entanpi giảm, $\Delta d > 0$, $\Delta I < 0$, $\Delta t < 0$ và $\epsilon < 0$. Quá trình A3 gọi là *quá trình tăng ẩm, giảm nhiệt*. Nó chỉ có thể thực hiện ở thiết bị buồng phun, nếu thiết bị làm lạnh kiểu bề mặt thì phải tiến hành phun ẩm bổ sung.

- *Quá trình A4*: Dung ẩm tăng, entanpi không đổi và nhiệt độ giảm, $\Delta d > 0$, $\Delta I = 0$ và $\Delta t < 0$. Quá trình gọi là *tăng ẩm đoạn nhiệt (bay hơi đoạn nhiệt)*. Quá trình A4 có $\epsilon = 0$. Để xử lý không khí theo quá trình này chỉ cần cho bay hơi nước vào không khí.

- *Quá trình A5*: Dung ẩm tăng, entanpi tăng và nhiệt độ vẫn giảm, $\Delta d > 0$, $\Delta I > 0$, $\Delta t < 0$. Hệ số góc tia quá trình ϵ có giá trị dương. Quá trình A5 gọi là quá trình *tăng ẩm, tăng nhiệt, nhiệt độ giảm*. Quá trình này cũng được xử lý bằng nước phun có nhiệt độ cao.

- *Quá trình A6*: Dung ẩm tăng, entanpi tăng và nhiệt độ không đổi $\Delta d > 0$, $\Delta I > 0$, $\Delta t = 0$. Quá trình A6 có hệ số góc tia $\epsilon = r_0 \approx 2500 \text{ kJ/kg} \approx 600 \text{ kcal/kg}$. Quá trình A6 gọi là quá trình *tăng ẩm, tăng nhiệt, đẳng nhiệt*.

- *Quá trình A7*: Dung ẩm, entanpi và nhiệt độ đều tăng, $\Delta d > 0$, $\Delta I > 0$, $\Delta t > 0$. Đó là quá trình *tăng ẩm, tăng nhiệt, nhiệt độ tăng*.

- *Quá trình A8*: Dung ẩm không đổi, nhiệt độ và entanpi tăng, $\Delta d = 0$, $\Delta I > 0$, $\Delta t > 0$. Đó là quá trình *gia nhiệt đẳng dung ẩm*. Quá trình này có thể thực hiện ở thiết bị gia nhiệt kiểu bề mặt.

- *Quá trình A9*: Dung ẩm giảm, nhiệt độ và entanpi tăng, $\Delta d < 0$, $\Delta I > 0$, $\Delta t > 0$. Đó là quá trình *tăng nhiệt, giảm ẩm*.

Cần chú ý là các quá trình A1, A3, A5 và A7 chỉ vẽ tượng trưng, thực ra mỗi quá trình như vậy có thể quét trên một miền khá rộng. Chẳng hạn quá trình A3 quét từ tia A2 đến tia A4.

Trong đó ta cần lưu ý:

- Các quá trình từ A1 đến A7 thực hiện ở thiết bị trao đổi nhiệt kiểu hỗn hợp (giữa nước và không khí).
- Quá trình A1, A2 thực hiện ở thiết bị trao đổi nhiệt bề mặt nhiệt độ thấp.
- Quá trình A8 thực hiện ở thiết bị trao đổi nhiệt bề mặt nhiệt độ cao.
- Quá trình A9 thực hiện trong điều kiện đặc biệt khi dùng hóa chất hút ẩm kèm thiết bị gia nhiệt.

Tất cả các quá trình trên đây đều đã được lý tưởng hoá, thực tế các quá trình xử lý không khí thực tế có thể không biến đổi theo dạng đường thẳng mà thường thay đổi theo những đường cong nhất định tùy thuộc nhiều yếu tố, chẳng hạn như chiều chuyển động tương đối giữa không khí và tác nhân xử lý lạnh.

4.2. CÁC PHƯƠNG PHÁP VÀ THIẾT BỊ XỬ LÝ KHÔNG KHÍ

4.2.1. Làm lạnh không khí

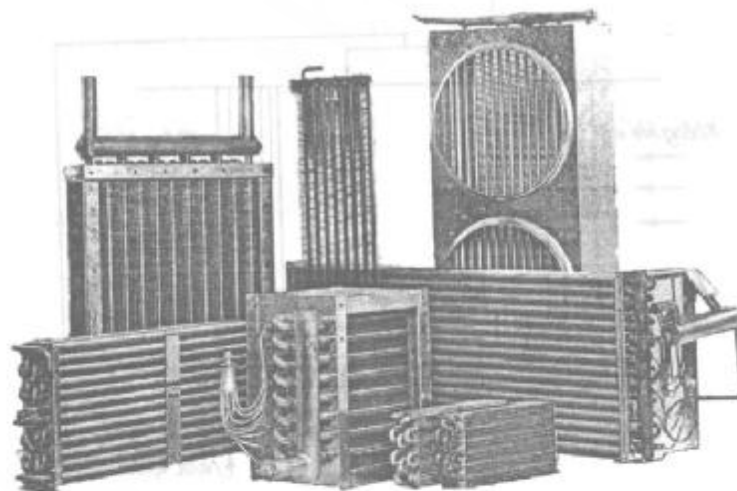
4.2.1.1. Làm lạnh bằng dàn ống có cánh

Trong kỹ thuật điều hòa không khí, người ta sử dụng phổ biến các thiết bị trao đổi nhiệt kiểu bề mặt để làm lạnh không khí.

Về cấu tạo: Phổ biến nhất là dàn trao đổi nhiệt kiểu ống đồng cánh nhôm. Không khí chuyển động bên ngoài dàn trao đổi nhiệt. Bên trong có thể là nước lạnh (chất tải lạnh) hoặc chính môi chất lạnh bay hơi.

Không khí khi chuyển động qua dàn lạnh một mặt được làm lạnh, mặt khác một phần hơi nước có thể ngưng tụ trên bề mặt trao đổi nhiệt và chảy xuống máng hứng nước ngưng. Vì thế trên đồ thị I-d quá trình biến đổi trạng thái của không khí sẽ theo quá trình A1 hay là quá trình làm lạnh làm khô. Khi nhiệt độ bề mặt lớn hơn t_s thì quá trình diễn ra theo đường A2, làm lạnh đẳng dung ẩm.

Hầu hết các máy điều hoà trong đời sống sử dụng thiết bị làm lạnh kiểu bề mặt.



Hình 4.2. Các kiểu loại dàn lạnh không khí

4.2.1.2. Làm lạnh bằng nước phun đã xử lý

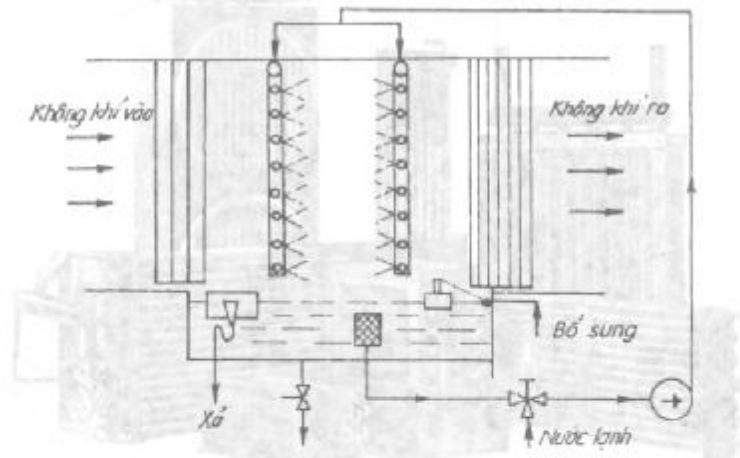
Người ta có thể làm lạnh không khí thông qua thiết bị trao đổi nhiệt kiểu hỗn hợp, trong đó người ta cho phun nước lạnh đã xử lý tiếp xúc trực tiếp với không khí để làm lạnh. Thiết bị này còn được gọi là thiết bị buồng phun.

Không khí khi qua buồng phun nhiệt độ giảm còn dung ẩm có thể tăng, không đổi hoặc giảm tùy thuộc vào nhiệt độ của nước phun. Khi nhiệt độ nước phun nhỏ hơn nhiệt độ không khí sẽ ngưng tụ trên bề mặt các giọt nước và làm giảm dung ẩm. Như vậy có thể điều chỉnh dung ẩm của không khí thông qua điều chỉnh nhiệt độ nước phun.

Trong thiết bị buồng phun, nước được phun thành những giọt nhỏ li ti nhờ các vòi phun. Do các giọt nước rất nhỏ nên diện tích tiếp xúc cực kỳ lớn, tuy nhiên ở trong buồng phun thời gian tiếp xúc giữa không khí với nước rất nhỏ, nên hiệu quả trao đổi nhiệt ẩm ít nhiều cũng bị hạn chế.

Để tăng diện tích tiếp xúc, người ta có thể tạo màng nước trên các bề mặt rắn. Hiệu quả của phương pháp này cũng tương tự kiểu phun.

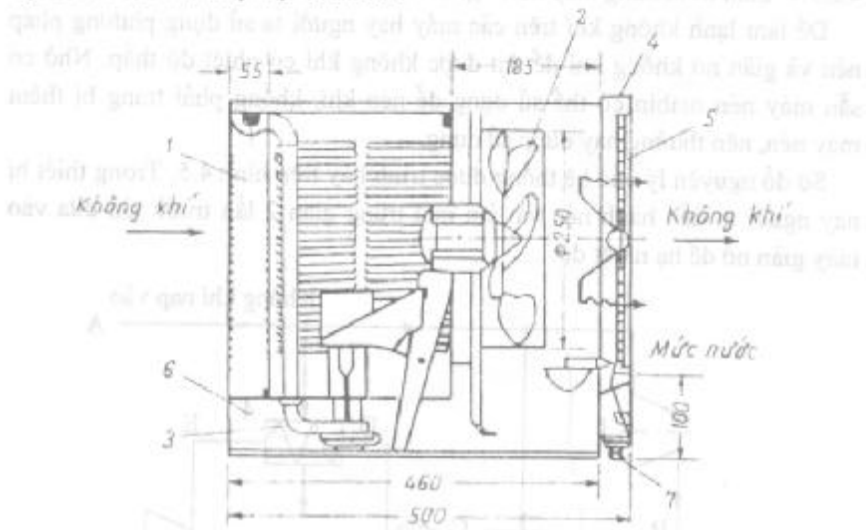
Thiết bị buồng phun được sử dụng nhiều trong công nghiệp dệt và nhiều ngành khác, đòi hỏi không chế độ ẩm theo những chương trình nhất định.



Hình 4.3. Buồng xử lạnh không khí

4.2.1.3. Làm lạnh bằng nước tự nhiên

Làm mát bằng nước lạnh chi phí khá cao cho việc làm lạnh nước. Trong những trường hợp khi yêu cầu nhiệt độ không khí cần làm lạnh không thấp quá, có thể dùng nước tự nhiên, chứa qua làm lạnh và cho bay hơi vào trong không khí để giảm nhiệt độ của nó. Mức độ làm lạnh không khí phụ thuộc độ ẩm của nó và nhiệt độ của nước.



1- Lớp vật liệu xốp mao dẫn; 2- Quạt gió; 3- Bơm nước; 4,5- Mặt trước;
6- Máng hứng nước; 7- Van phao khống chế mức nước

Hình 4.4. Quạt nước

Hiện nay trên thị trường có bán rất nhiều loại quạt nước, các loại quạt này đều có nguyên lý làm việc tương tự nhau là cho nước bay hơi vào không khí khi chuyển động qua quạt. Trên hình 4.3 là một kiểu quạt nước. Nước được một bơm nhỏ bơm lên phía trên và cho chảy qua một lớp vật liệu xốp mao dẫn. Không khí chuyển động qua lớp mao dẫn được thấm ướt, nước sẽ bay hơi đoạn nhiệt vào không khí làm cho nhiệt độ không khí giảm xuống theo đường đoạn nhiệt A4.

Trong công nghiệp, chẳng hạn ở các xí nghiệp dệt sử dụng các thiết bị buồng phun với nước đã được làm lạnh rất tốn kém. Vì vậy những ngày trời

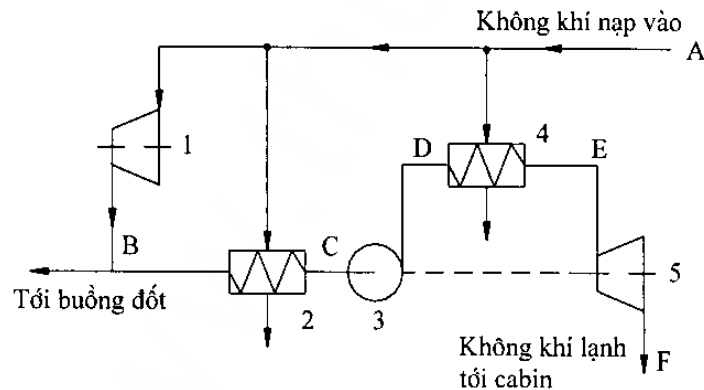
ít nắng và những lúc phụ tải không quá lớn người ta không sử dụng nước lạnh, mà sử dụng nước thường để xử lý không khí. Quá trình xử lý trong trường hợp này cũng diễn ra theo đường A4.

Nhiệt độ không khí được xử lý theo nước thường hạ xuống thấp nhất có thể là bằng nhiệt độ nhiệt kế ướt.

4.2.1.4. Làm lạnh bằng máy nén - giãn khí

Để làm lạnh không khí trên các máy bay người ta sử dụng phương pháp nén và giãn nở không khí để đạt được không khí có nhiệt độ thấp. Nhờ có sẵn máy nén tuabin có thể sử dụng để nén khí, không phải trang bị thêm máy nén, nên thường hay được sử dụng.

Sơ đồ nguyên lý của hệ thống được trình bày trên hình 4.5. Trong thiết bị này người ta tiến hành nén và làm mát trung gian 2 lần trước khi đưa vào máy giãn nở để hạ nhiệt độ.



1- Máy nén tuabin; 2,4- Thiết bị làm mát; 3- Máy nén ly tâm; 5- Tuabin giãn nở

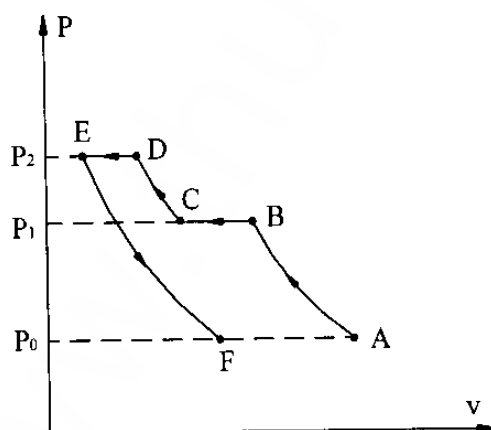
Hình 4.5. Hệ thống thiết bị làm lạnh không khí trên máy bay

Quá trình thay đổi trạng thái của không khí được trình bày trên hình 4.4. Quá trình làm việc của hệ thống như sau: Không khí nạp bên ngoài được máy nén tuabin, một mặt được đưa đến buồng đốt để đốt nhiên liệu cho động cơ máy bay, một phần còn lại được đưa đến thiết bị làm mát cấp 1, ở đây khí nén được làm mát bằng không khí bên ngoài trời. Sau đó không khí nén được đưa đến máy nén ly tâm để nén cấp 2 nén đến áp suất cao hơn, rồi tiếp

tục được đưa đến thiết bị làm mát cấp 2. Không khí nén sau làm mát cấp 2 được đưa đến tuabin, thực hiện quá trình giãn nở đoạn nhiệt, để áp suất và nhiệt độ giảm xuống (khoảng 10°C). Không khí lạnh được đưa vào cabin. Tuabin được nối đồng trục với máy nén cấp 2 để tận dụng cơ năng do khí nén giãn nở sinh ra.

Hệ thống làm mát máy bay bằng máy nén - giãn nở như vậy thường chỉ được sử dụng khi máy bay dừng. Khi máy bay đang hoạt động trên cao, có thể trích không khí bên ngoài vào để điều hoà nhiệt độ trong khoang máy bay, vì ở trên cao không khí bên ngoài khá lạnh.

Quá trình thay đổi trạng thái của không khí trong quá trình xử lý trên hệ thống này được biểu diễn trên hình 4.6. Trên đồ thị này áp suất P_0 là áp suất khí quyển bên ngoài, P_1 , P_2 là áp suất sau mỗi cấp nén.



Hình 4.6. Sự thay đổi trạng thái không khí

4.2.2. Gia nhiệt không khí

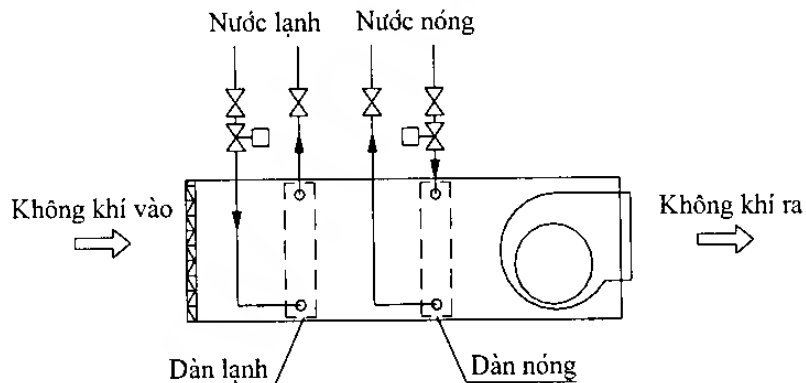
4.2.2.1. Gia nhiệt bằng dàn ống có cánh sử dụng nước nóng

Trong kỹ thuật điều hòa không khí người ta có thể thực hiện gia nhiệt cho không khí bằng thiết bị trao đổi nhiệt bề mặt sử dụng nước hoặc hơi nước nóng. Thường đó là dàn ống có cánh, không khí chuyển động cưỡng bức bên ngoài ngang qua dàn ống, nước hoặc hơi nước chuyển động bên trong.

Ở các nước châu Âu, nhu cầu sưởi nóng về mùa đông là bắt buộc đối với mọi nhà. Trong nhà thường trang bị các bộ gia nhiệt kiểu bề mặt sử dụng hơi nước dẫn từ các trung tâm nhiệt điện đến.

Ở các nước về mùa đông nhiệt độ không quá lạnh, chẳng hạn như nước ta thì việc sưởi ấm chỉ thực hiện ở các công trình đặc biệt, mà không phải bắt buộc đối với toàn dân. Việc sưởi ấm thực hiện từ các nguồn cấp nhiệt cục bộ.

Thiết bị gia nhiệt sử dụng nước nóng hoặc hơi từ nguồn cấp nước nóng cục bộ. Ví dụ một số khách sạn cao cấp ở nước ta có trang bị các lò cấp nước nóng cho các bộ gia nhiệt kiểu bề mặt đặt ở các phòng để sưởi ấm về mùa đông. Ở đây bộ xử lý không khí của hệ thống thường có hai dàn trao đổi nhiệt: một dàn sử dụng nước nóng, dàn kia nước lạnh và chúng làm việc không đồng thời.



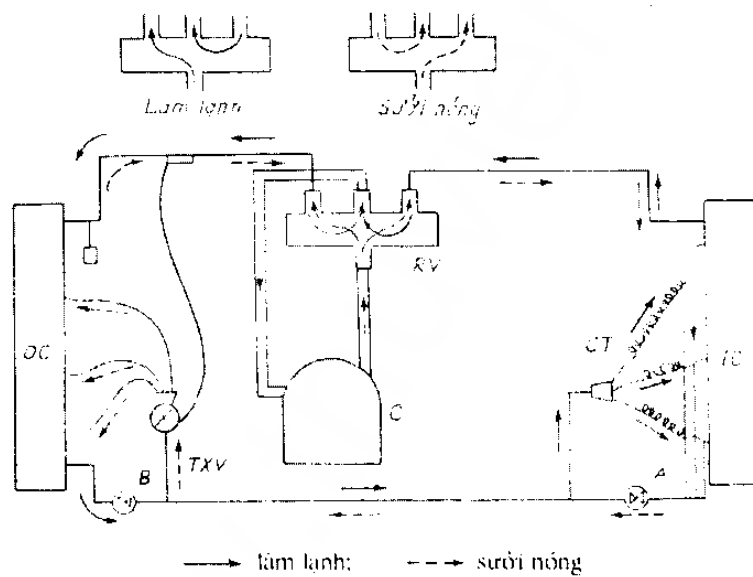
Hình 4.7. Bố trí các dàn xử lý không khí

Nước nóng được cấp từ lò cấp nước nóng cục bộ của công trình. Trên đồ thị I-d trạng thái không khí sẽ biến đổi theo quá trình A8: tăng nhiệt đẳng dung ẩm.

4.2.2.2. Gia nhiệt bằng dàn ống có cánh sử dụng gas nóng

Một biện pháp khác cũng hay được sử dụng là dùng các máy lạnh hai chiều. Trong các máy này về mùa đông nhờ hệ thống van đảo chiều hoán

đổi chức năng của dàn nóng và dàn lạnh, nhờ vậy không khí thổi vào phòng là không khí nóng của dàn nóng. Như vậy trong trường hợp này không khí cũng được gia nhiệt bằng dàn ống có cánh sử dụng gas nóng của hệ thống máy lạnh.



Hình 4.8. Hệ thống van đảo chiều

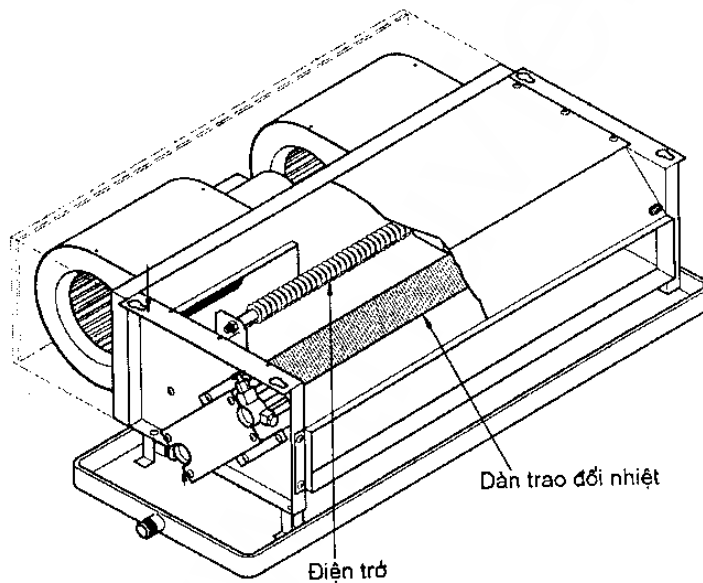
Trên hình 4.8 là sơ đồ nguyên lý làm việc của máy lạnh hai chiều. Van đảo chiều RV có nhiệm vụ hoán đổi chức năng của các dàn trao đổi nhiệt bên ngoài và bên trong phòng. Về mùa đông dàn trao đổi nhiệt bên trong IC là dàn nóng. Quá trình thay đổi trạng thái của không khí theo đường A8.

4.2.2.3. Gia nhiệt bằng thanh điện trở

Người ta có thể thực hiện việc sấy không khí bằng các điện trở thay cho các thiết bị trao đổi nhiệt bề mặt. Thường các dây điện trở được bố trí trên các dàn lạnh của máy điều hòa (hình 4.9). Về mùa đông máy dừng chạy lạnh, chỉ có quạt và thanh điện trở làm việc. Không khí sau khi chuyển động

qua thanh điện trở sẽ được sưởi ấm theo quá trình gia nhiệt đẳng dung ẩm A8.

Việc sử dụng dây điện trở có ưu điểm là gọn nhẹ và chi phí đầu tư thấp. Tuy nhiên chi phí điện năng (chi phí vận hành) khá lớn và dễ gây cháy, chập điện do các dàn lạnh thường được lắp đặt trên laphông của các công trình, có nhiều vật liệu dễ cháy, nguy hiểm.

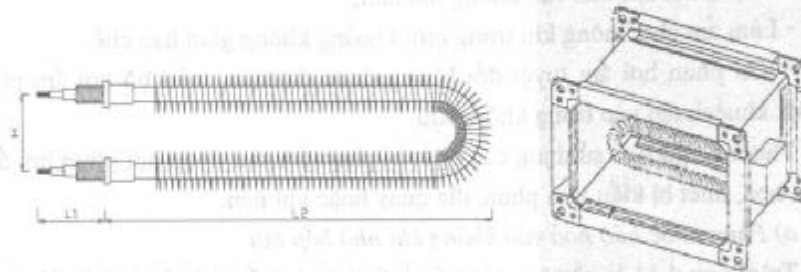


Hình 4.9. Dàn lạnh có trang bị điện trở

Cấu tạo của các thanh điện trở thường gồm ba lớp, bên trong cùng là dây kim loại có điện trở suất lớn, dây được cách nhiệt bằng lớp vật liệu cách nhiệt dạng bột. Ngoài cùng là lớp vỏ kim loại có cánh tản nhiệt lớn.

Thanh điện trở được gắn trực tiếp lên các bộ trao đổi nhiệt và hoạt động không đồng thời với hệ thống lạnh. Khi làm lạnh môi chất (nước lạnh hoặc tác nhân lạnh) đi qua dàn trao đổi nhiệt và không khí làm lạnh.

Một biện pháp khác cũng thường hay được sử dụng là lắp đặt các thanh điện trở trên các đoạn đường ống (hình 4.10).



Hình 4.10. Thanh điện trở và cách lắp trên đường ống

4.2.3. Tăng ẩm cho không khí

Trong công nghiệp đặc biệt trong công nghiệp dệt, đòi hỏi độ ẩm không khí khá cao. Những mùa hanh khô độ ẩm không khí không đảm bảo yêu cầu, cần phải tăng ẩm (đưng ẩm) cho không khí. Để làm điều đó cần cho bay hơi nước vào trong không khí. Có nhiều biện pháp khác nhau, dưới đây là các biện pháp thường được sử dụng.

4.2.3.1. Tăng ẩm bằng thiết bị buồng phun

Buồng phun thường được sử dụng để tăng ẩm cho không khí trong công nghiệp vì lưu lượng đòi hỏi lớn.

Khi phun hơi nước vào trong không khí, thường người ta sử dụng nước tự nhiên (trừ trường hợp cần kết hợp gia nhiệt). Khi phun nước, quá trình xảy ra gần với quá trình bay hơi đoạn nhiệt, trạng thái không khí thay đổi theo đường A4 hoặc A5.

Đặc điểm cơ bản của quá trình này là:

- Lượng hơi ẩm bay hơi vào không khí rất ít so với lượng nước phun.
- Sự thay đổi trạng thái của không khí phụ thuộc nhiều vào nhiệt độ nước phun.

4.2.3.2. Tăng ẩm bằng thiết bị phun ẩm bổ sung

Tăng ẩm bổ sung là hình thức đưa hơi nước trực tiếp vào không gian bên trong gian máy với lượng hơi nước đưa vào thường không lớn lắm. Có nhiều biện pháp tăng ẩm bổ sung cho không khí nhưng có chung đặc điểm là:

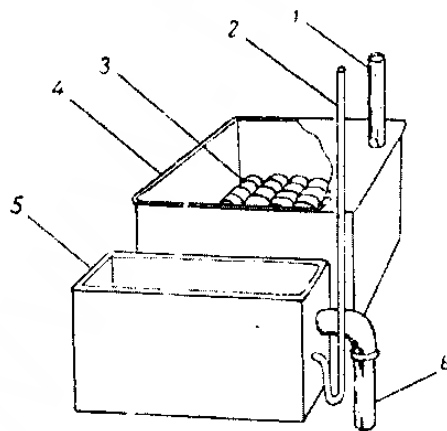
- Lượng hơi ẩm đưa vào không lớn lắm;
- Làm ẩm cho không khí trong một khoảng không gian hạn chế.
- Khi phun hơi ẩm tuyệt đối không được dư thừa, toàn bộ hơi ẩm phải được khuếch tán vào trong không khí.

Thường người ta sử dụng các thiết bị phun ẩm sau: Hộp hơi phun hơi ẩm bão hoà, thiết bị kiểu kim phun, đĩa quay hoặc khí nén.

a) Phun nước bão hoà vào không khí nhờ hộp hơi

Trên hình 4.11 là cấu tạo của hộp hơi phun hơi ẩm bão hoà nhờ điện trở. Thiết bị gồm hộp sinh hơi 4, bên trong có các sợi dây điện trở 3. Khi đốt nóng hơi nước bốc ra theo ống 1 rồi khuếch tán vào không khí. Nước bổ sung được cấp vào ống 2 và chứa trong thùng 5 thông với thùng 4. Ống xả 6 nhằm duy trì mức nước trong các thùng 4 và 5. Trạng thái của không khí sẽ thay đổi theo quá trình đẳng nhiệt $\varepsilon = r_0$:

$$\varepsilon = \frac{\Delta I}{\Delta d} = \frac{r_0 \cdot \Delta d}{\Delta d} = r_0$$



1- Ống hơi ra; 2- Ống cấp nước; 3- Dây điện trở;
4- Vỏ thùng; 5- Thùng chứa nước; 6- Ống xả

Hình 4.11. Hộp phun hơi ẩm bão hoà

Như vậy trạng thái không khí sẽ thay đổi theo đường đẳng nhiệt A6, nghĩa là nhiệt độ không khí sẽ không thay đổi.

Như vậy ta có thể tính toán được trạng thái không khí nếu biết được lượng hơi bay hơi vào không khí. Chẳng hạn hơi nước bão hoà 100°C với lưu lượng 8 kg/h được phun vào không khí ở trạng thái $t_1 = 27^{\circ}\text{C}$, $\varphi_1 = 50\%$ (không có hơi ẩm dư thừa) và lưu lượng 1000 kg/h . Nếu hơi khuếch tán đều vào không khí thì lượng ẩm tăng là $\Delta d = \frac{8}{1000} = 8\text{ g/kg}$, trạng thái không khí sau khi tăng ẩm là: $d_2 = 19\text{ g/kg}$, $\varphi_2 = 85\%$ và $t_2 = 27^{\circ}\text{C}$.

b) Phun nước cho bay hơi đoạn nhiệt vào không khí

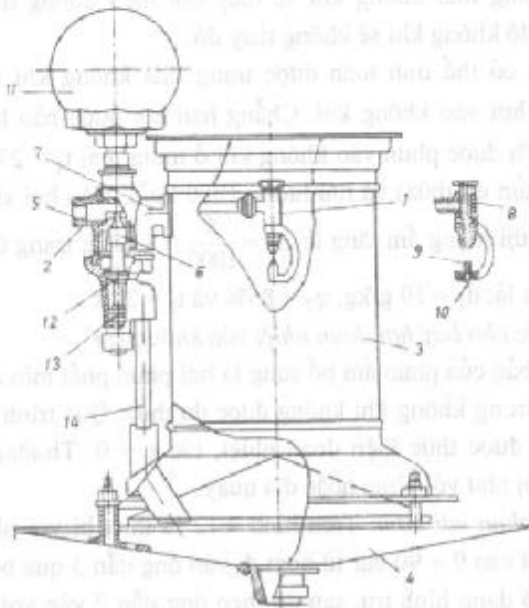
Yêu cầu cơ bản của phun ẩm bổ sung là hơi phun phải mịn để khuếch tán hoàn toàn vào trong không khí không được dư thừa. Quá trình bay hơi nước vào không khí được thực hiện đoạn nhiệt, tức $\varepsilon = 0$. Thường người ta sử dụng các thiết bị như vòi phun hoặc đĩa quay.

- *Dùng vòi phun với bơm*: Trên hình 4.12 là thiết bị vòi phun với bơm. Nước có áp suất cao $9 \div 90\text{ bar}$ từ bơm đi vào ống dẫn 5 qua bộ lọc 2, trong đó có lưới lọc 6 dạng hình trụ, sau đó theo ống dẫn 7 vào vòi phun 1. Bên trong vòi phun cũng có lưới lọc bằng đồng để tiếp tục lọc nước. Nước sạch qua ống 8 có đầu phun nhỏ để tăng tốc, ra khỏi vòi phun, nước phun vào kim 9 đặt cách lỗ một khoảng nhất định và có thể điều chỉnh được nhờ vít 10. Sau khi va đập mạnh vào kim 9 nước bị xé tơi thành màn bụi dạng nóng. Các hạt bụi khuếch tán vào trong không khí, các hạt lớn một phần đập vào vỏ 3 để tiếp tục bị làm tơi và bay hơi tiếp, phần còn lại (98%) rơi xuống phễu 4 có đáy thông với đường thu hồi về bơm.

Sau một thời gian làm việc cần xả bẩn trong các lưới lọc và thổi thông đầu mũi phun. Muốn vậy người ta sử dụng khí nén. Khi ngừng phun, lò xo ép van 12 lên, mở thông đường khí nén từ bầu 11 với đường xả 14, khí nén sẽ cuốn nước cùng cặn bám trên lưới đưa vào phễu 4.

Năng suất làm ẩm của thiết bị là 7 kg/h và lượng nước phun mỗi giờ là 350 l , tiêu hao năng lượng là 20 W cho mỗi kilôgam hơi ẩm.

Thiết bị phun ẩm kiểu vòi phun tuy có ưu điểm là tiêu hao điện năng ít, nhưng ít được sử dụng do lỗ phun khá nhỏ hay bị tắc, nước dễ chảy ra nên nhà, vận hành phức tạp.

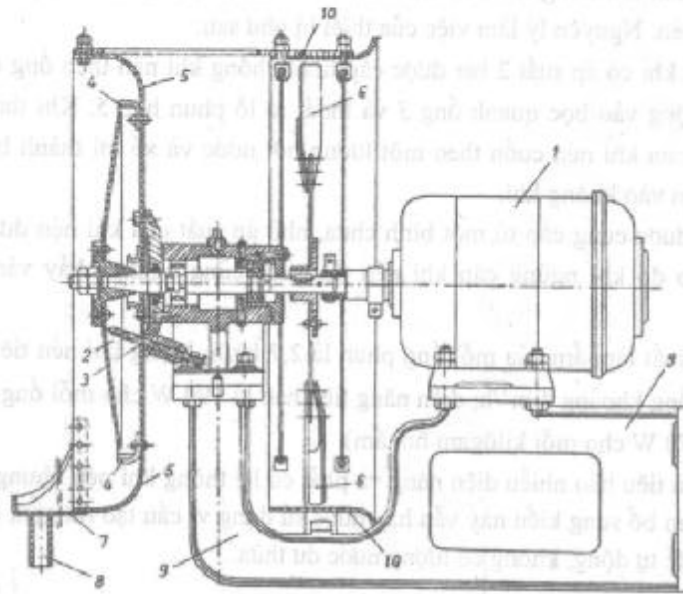


1- Vòi phun; 2- Bộ lọc; 3- Thân; 4- Phễu; 5- Ống vào;
6- Lưới lọc; 7,8- Ống dẫn; 9- Kim phun; 10- Vít điều chỉnh;
11- Bầu chứa; 12- Van chặn; 13- Lò xo ép; 14- Ống xả

Hình 4.12. Vòi phun hơi nước

- *Phun ẩm bằng thiết bị đĩa quay*: Cấu tạo của thiết bị được trình bày trên hình 4.13. Thiết bị gồm có đĩa 2 được gắn với trục quay dẫn động nhờ động cơ 1 quay với tốc độ rất cao (2850 vòng/phút), chao 5 trên có gắn các cánh tĩnh 4 và lá chắn 11, quạt gió 6 và vỏ 10 lắp đồng trục với đĩa 2.

Nguyên lý làm việc của thiết bị như sau: Nước từ ống dẫn 3 được tưới lên bề mặt bên trong của đĩa 2. Khi đĩa quay, nhờ lực ly tâm các giọt nước văng ra va đập lên các cánh tĩnh 4 và được xé tơi. Nhờ quạt 6 các giọt nước được thổi vào không khí trong gian máy và khuếch tán hết. Các giọt nước lớn bị lá chắn 11 cản lại, rơi xuống phần dưới của chao 5, theo ống 8 về bơm.



1- Động cơ; 2- Đĩa quay; 3- Ống dẫn; 4- Cánh tình; 5- Chao;
6- Cánh gạt; 7- Máng hứng; 8- Ống hồi nước; 9- Giá đỡ; 10- Lông gạt

Hình 4.13. Thiết bị phun ẩm kiểu đĩa quay

Năng suất làm ẩm của thiết bị khoảng 10 kg/h, lưu lượng nước cung cấp 90 l/h, tiêu hao điện năng là 51 W cho mỗi kilôgam hơi ẩm. Như vậy so với thiết bị phun kiểu vòi phun, thiết bị đĩa quay tiêu hao ít nước hơn nhiều, nhưng chi phí điện năng khá lớn.

Ưu điểm của thiết bị là đơn giản, dễ chế tạo, dễ vận hành, ít trục trặc do tắc nước. Vì vậy nó thường hay được sử dụng trong các xí nghiệp công nghiệp.

Nhược điểm là vẫn còn lượng hơi nước dư thừa nên có khả năng làm ướt nền nhà, thiết bị khá cồng kềnh, các chi tiết dễ bị hoen gỉ.

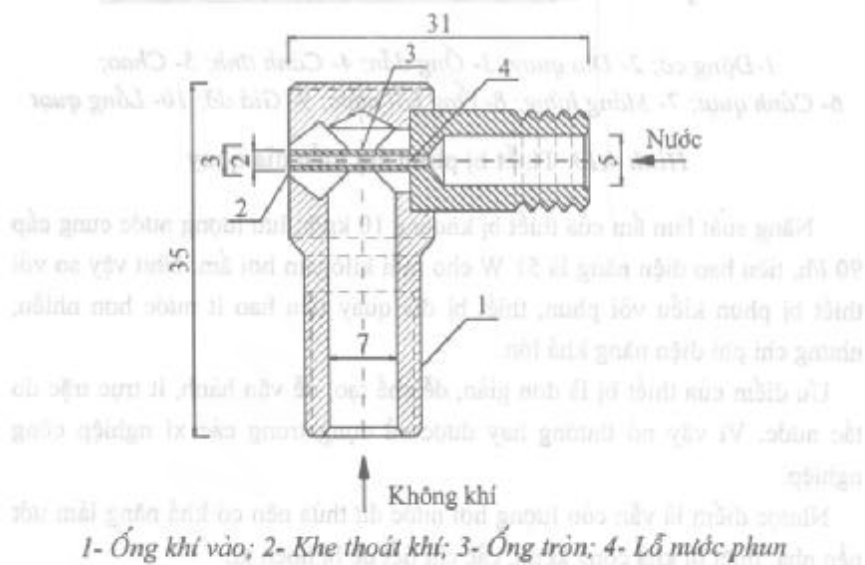
- *Phun ẩm bằng thiết bị khí nén*: Trên hình 4.14 là thiết bị phun ẩm kiểu khí nén. Nguyên lý làm việc của thiết bị như sau:

Không khí có áp suất 2 bar được cấp từ hệ thống khí nén theo ống dẫn 1 chuyển động vào bọc quanh ống 3 và thoát ra lỗ phun hẹp 5. Khi thoát ra khỏi lỗ phun khí nén cuốn theo một lượng hơi nước và xé tơi thành bụi và khuếch tán vào không khí.

Nước được cung cấp từ một bình chứa, nhờ áp suất của khí nén đưa vào thùng. Do đó khi ngừng cấp khí nén thì nước cũng ngừng chảy vào ống phun.

Năng suất làm ẩm của mỗi ống phun là 2,7 kg/h; lượng khí nén tiêu hao cho mỗi ống khoảng 4 m³/h; điện năng tiêu hao là 190 W cho mỗi ống phun (khoảng 70 W cho mỗi kilôgam hơi ẩm).

Mặc dù tiêu hao nhiều điện năng và phải có hệ thống khí nén nhưng thiết bị phun ẩm bổ sung kiểu này vẫn hay được sử dụng vì cấu tạo rất gọn, độ tin cậy cao, dễ tự động, không có lượng nước dư thừa.



Hình 4.14. Thiết bị phun ẩm kiểu khí nén

4.2.4. Làm khô (giảm ẩm) cho không khí

Trong đời sống và công nghiệp, nhiều lúc đòi hỏi giảm độ ẩm của không khí, chẳng hạn như trong một số phân xưởng chế tạo các thiết bị đặc biệt đòi hỏi độ ẩm nhỏ. Ví dụ chế tạo máy biến áp, linh kiện điện tử... Giảm ẩm cho không khí là quá trình rút một phần hơi ẩm trong không khí nhằm giảm độ ẩm (dung ẩm) cho nó. Quá trình đó thường được thực hiện bằng cách ngưng kết hơi nước trên các bề mặt nhiệt độ thấp hoặc nhờ các loại hoá chất đặc biệt.

4.2.4.1. Làm khô bằng dàn lạnh

Quá trình làm lạnh không khí thường kèm theo làm khô nó, do hơi ẩm trong không khí ngưng kết lại trên bề mặt của thiết bị. Tuy nhiên không phải bao giờ làm lạnh cũng kèm theo làm khô, điều kiện để diễn ra ngưng kết hơi ẩm là nhiệt độ bề mặt của dàn lạnh phải nhỏ hơn nhiệt độ đọng sương của không khí. Thông thường điều kiện đó luôn luôn thoả mãn do nhiệt độ của các tác nhân lạnh bên trong rất thấp.

Quá trình làm khô bằng dàn lạnh diễn ra theo quá trình A1.

Thông thường nhu cầu giảm ẩm ít có nhu cầu trên thực tế, quá trình này thường được diễn ra kèm theo quá trình làm lạnh.

4.2.4.2. Làm khô bằng thiết bị buồng phun

Trong công nghiệp ta có thể thực hiện việc giảm ẩm bằng thiết bị buồng phun. Khi phun nước lạnh có nhiệt độ nhỏ hơn nhiệt độ điểm sương của không khí thì một phần hơi ẩm trong không khí sẽ ngưng tụ lại trên bề mặt của các giọt nước. Như vậy một giọt nước phun đóng vai trò như những bề mặt ngưng kết làm tích tụ nước và tăng khối lượng các giọt nước. Tuy nhiên đây là một quá trình phức tạp nên rất khó khống chế và điều khiển.

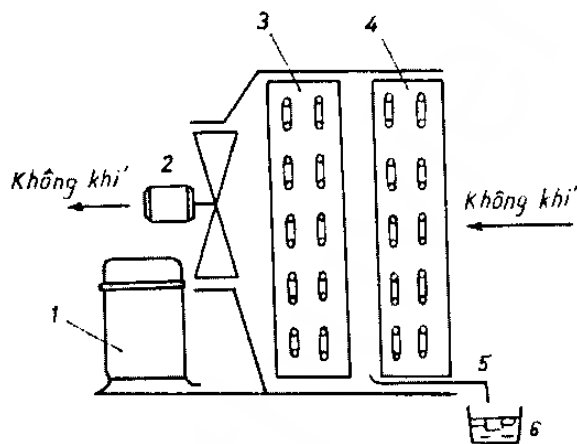
4.2.4.3. Làm khô bằng máy hút ẩm

Người ta có thể thực hiện việc giảm ẩm trong một không gian bằng máy hút ẩm. Máy hút ẩm có các thiết bị như một máy điều hoà dạng cửa sổ, nhưng các dàn nóng và dàn lạnh được bố trí khác đi. Trong máy hút ẩm, không khí vào một đầu và ra đầu kia sau khi chuyển động qua dàn lạnh và dàn nóng. Quá trình thực hiện như sau:

Không khí được quạt 2 hút đưa qua dàn lạnh 4. Ở đây thực hiện quá trình làm lạnh, làm khô A1, hơi ẩm trong không khí ngưng kết một phần rơi

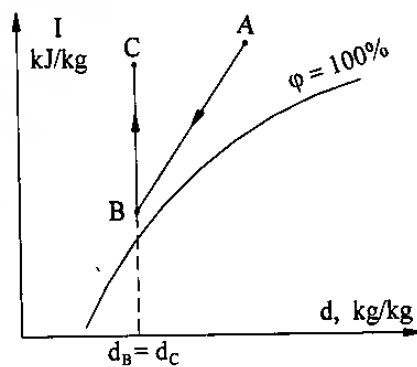
xuống máng 5 và chảy ra bể hứng 6. Sau đó không khí được dẫn đến dàn ngưng 3, thực hiện quá trình gia nhiệt đẳng dung ẩm, làm cho độ ẩm tương đối giảm xuống, đồng thời tăng nhiệt độ của không khí lên nhiệt độ định sẵn.

Các máy hút ẩm thường được đặt trong các phòng yêu cầu đặc biệt hoặc trong các nhà kho chứa các sản phẩm đặc biệt.



1- Máy nén; 2- Quạt gió; 3- Dàn nóng;
4- Dàn lạnh; 5 Máng hứng; 6- Bể chứa

Hình 4.15. Thiết bị hút ẩm



Hình 4.16. Quá trình thay đổi trạng thái không khí ở máy hút ẩm

Quá trình thay đổi trạng thái của không khí diễn ra theo hai giai đoạn: Quá trình làm lạnh làm khô AB ở dàn lạnh và quá trình gia nhiệt đẳng dung ẩm BC ở dàn ngưng (hình 4.16).

4.2.4.4. Làm khô bằng hóa chất

Trong một số trường hợp nhất định người ta có thể sử dụng các hóa chất có khả năng hút ẩm tốt như: silicagen, vôi sống, zeolit để giảm ẩm cho không khí. Nhưng phương pháp này rất hạn chế vì khả năng hút ẩm rất hạn chế, các chất đó nhanh chóng bão hòa và thường tỏa nhiệt và ảnh hưởng nhất định đến không gian điều hòa.

Trên đồ thị I-d quá trình hút ẩm không khí bằng hoá chất diễn ra theo đường A9.

Chương 5
THIẾT LẬP VÀ TÍNH TOÁN
CÁC SƠ ĐỒ ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ

5.1. CÁC CƠ SỞ THIẾT LẬP SƠ ĐỒ ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ

- *Mục đích thiết lập sơ đồ điều hoà không khí*

Thiết lập sơ đồ điều hoà 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.

- *Các cơ sở để thiết lập sơ đồ điều hoà không khí*

Các sơ đồ điều hoà không khí được thiết lập trên các cơ sở sau đây:

a) Điều kiện khí hậu địa phương nơi lắp đặt công trình, để chọn thông số tính toán ngoài trời: t_N và φ_N .

b) Yêu cầu về tiện nghi hoặc công nghệ sản xuất, để chọn thông số tính toán bên trong công trình: t_T và φ_T .

c) Kết quả tính cân bằng nhiệt, cân bằng ẩm và chất độc hại của công trình, tức phải biết trước Q_T , W_T và G_T cho mỗi khu vực thuộc công trình, điều đó đồng nghĩa với việc đã xác định được trước hệ số tia của quá trình thay đổi trạng thái của không khí sau khi thổi vào phòng $\varepsilon_T = \frac{Q_T}{W_T}$.

d) Điều kiện về vệ sinh và an toàn cho sức khoẻ của con người.

1. Điều kiện về nhiệt độ không khí thổi vào phòng

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:

$$t_V \geq t_T - a \quad (5-1)$$

- Đối với hệ thống điều hoà không khí thổi từ dưới lên (miệng thổi đặt trong vùng làm việc) thì: $a = 7^\circ\text{C}$.

- Đối với hệ thống điều hoà không khí thổi từ trên xuống, tức là không

khí ra khỏi miệng thổi phải đi qua không gian đệm trước khi đi vào vùng làm việc: $a = 10^{\circ}\text{C}$.

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

2. Điều kiện về cung cấp gió tươi

Lượng khí tươi cung cấp phải đảm bảo cấp đủ cho người trong phòng:

$$G_N = n \cdot \rho_K \cdot \frac{V_k}{3600}, \text{ kg/s} \quad (5-2)$$

trong đó:

n - 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 2-8, $\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{người}$;

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

Tuy nhiên lưu lượng gió bổ sung không được nhỏ hơn 10% tổng lượng gió cung cấp cho phòng G (kg/s).

5.2. TÍNH TOÁN CÁC SƠ ĐỒ ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ THEO ĐỒ THỊ I-d

5.2.1. 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:

$$G_q = \frac{Q_T}{I_T - I_v}, \text{ kg/s} \quad (5-3)$$

- Năng suất gió để thải ẩm:

$$G_w = \frac{W_T}{d_T - d_v}, \text{ kg/s} \quad (5-4)$$

- Năng suất gió để thải chất độc hại:

$$G_z = \frac{M_d}{z_T - z_v} \approx \frac{M_d}{z_T}, \text{ kg/s} \quad (5-5)$$

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 hai thông số nhiệt và ẩm không đổi theo yêu cầu, tức là phải thỏa mãn đồng thời hai phương trình cân bằng nhiệt và ẩm. Hay nói cách khác ta có $G_Q = G_W$:

$$\frac{Q_T}{I_T - I_V} = \frac{W_T}{d_T - d_V}, \quad (5-6)$$

Suy ra:

$$\frac{Q_T}{W_T} = \frac{I_T - I_V}{d_T - d_V} = \frac{\Delta I}{\Delta d} = \varepsilon_{VT} = \varepsilon_T \quad (5-7)$$

Đại lượng ε_T gọi là hệ số góc tia của quá trình tự thay đổi trạng thái của không khí trong phòng (V, T) khi nhận nhiệt thừa Q_T và ẩm thừa W_T .

Như vậy để trạng thái của không khí trong phòng không đổi thì trạng thái không khí thổi vào phòng V (t_V, φ_V) phải luôn luôn nằm trên đường

$$\varepsilon_T = \frac{Q_T}{W_T} \text{ đi qua điểm T } (t_T, \varphi_T).$$

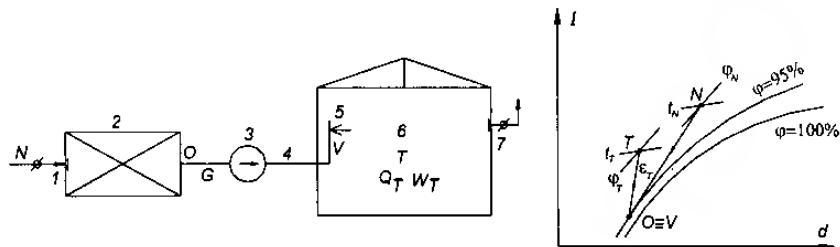
5.2.2. Các sơ đồ điều hoà không khí mùa hè

5.2.2.1. Sơ đồ thẳng

1. Sơ đồ và nguyên lý làm việc

Sơ đồ thẳng là sơ đồ không có tái tuần hoàn không khí từ gian điều hoà 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 bên ngoài trời, tức là khí tươi. Trên hình 5.1 là sơ đồ nguyên lý và quá trình xử lý nhiệt ẩm không khí của sơ đồ này trên đồ thị I-d.

Không khí bên ngoài trời có trạng thái 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 Q_T và ẩm thừa W_T và tự thay đổi đến trạng thái T theo tia quá trình $\varepsilon_T = Q_T/W_T$. Sau đó không khí được thổi ra bên ngoài qua các cửa thải 7.



Hình 5.1. Sơ đồ nguyên lý và biểu diễn sự thay đổi trạng thái không khí trên đồ thị I-d

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 không cho phép.
- Khi trong phòng phát sinh ra nhiều chất độc hại, việc hồi gió không có lợi.

2. Xác định các điểm nút trên đồ thị I-d

Các điểm nút là các điểm đặc biệt sau mỗi quá trình xử lý, bao gồm trạng thái không khí tính toán bên ngoài trời N, trạng thái tính toán bên trong phòng T, trạng thái hoà trộn C (nếu có), trạng thái sau xử lý nhiệt ẩm O và trạng thái trước khi thổi vào phòng V.

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.

Để có thể xác định các điểm nút, ta hãy tiến hành phân tích đặc điểm của các quá trình.

- 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 rất cao, gần trạng thái bão hoà $\varphi_0 = 90 \div 95\%$.

- Quá trình OV là quá trình không khí nhận nhiệt khi dẫn qua hệ thống đường ống. Vì đường ống dẫn gió rất kín nên không có trao đổi ẩm với môi trường, mà chỉ có nhận nhiệt, 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, φ_N), T (t_T, φ_T) theo các thông số tính toán ban đầu.

- Điểm O \equiv V là giao của đường song song với $\varepsilon_T = Q_T/W_T$ với đường $\varphi_0 = 0,95$.

- 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, tức:

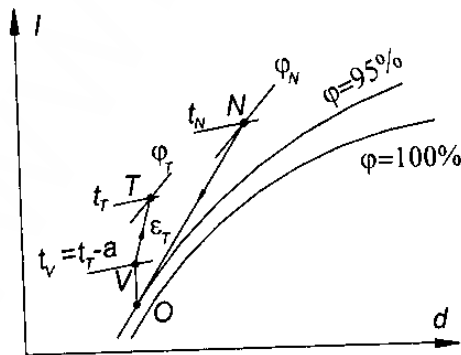
$$t_V \geq t_T - a$$

Nếu không thỏa mãn điều kiện vệ sinh thì phải tiến hành gia nhiệt không khí từ trạng thái O lên trạng thái V nhờ bộ sấy không khí cấp II cho tới khi thỏa mãn điều kiện vệ sinh rồi mới thổi vào phòng, tức là tới trạng thái $t_V = t_T - a$ (hình 5.2).

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

- Điểm V là giao của đường song song với $\varepsilon_T = Q_T/W_T$ 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 $\varphi_0 = 0,95$.



Hình 5.2. Sơ đồ thẳng khí nhiệt độ t_V thấp

3. Các thiết bị chính cần có của sơ đồ thẳng

Để thực hiện được sơ đồ thẳng mùa hè, hệ thống 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 cấp gió.

4. Xác định năng suất các thiết bị chính

- Năng suất gió thổi vào phòng:

$$G = \frac{Q_T}{I_T - I_V} = \frac{W_T}{d_T - d_V}, \text{ kg/s} \quad (5-8)$$

- Năng suất lạnh của thiết bị xử lý:

$$Q_o = G.(I_N - I_O) = Q_T \cdot \frac{I_N - I_O}{I_T - I_V}, \text{ kW} \quad (5-9)$$

- Năng suất làm khô của thiết bị xử lý:

$$W_o = G.(d_N - d_O) = W_T \cdot \frac{d_N - d_O}{d_T - d_V}, \text{ kg/s} \quad (5-10)$$

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

$$Q_{sII} = G.(I_V - I_O) = Q_T \cdot \frac{I_V - I_O}{I_T - I_V}, \text{ kW} \quad (5-11)$$

5. Ưu nhược điểm của sơ đồ thẳng

- Sơ đồ thẳng có ưu điểm là đơn giản, gọn nhẹ, dễ lắp đặt;

- Tuy nhiên sơ đồ thẳng không tận dụng lạnh (hay nhiệt) của không khí thải nên hiệu quả kinh tế thấp;

- Sơ đồ thẳng thường được sử dụng trong các công trình nơi có phát sinh nhiều chất độc hại việc hồi gió không có lợi hoặc trường hợp đường ống hồi gió quá xa, công kênh, không kinh tế hoặc không thể thực hiện được.

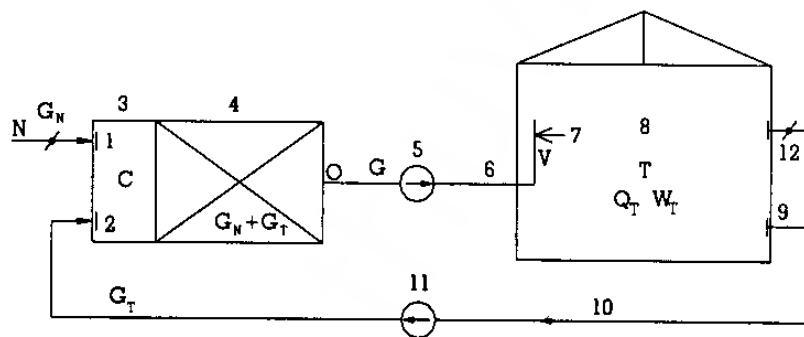
5.2.2.2. Sơ đồ tuần hoàn không khí một cấp

Để tận dụng nhiệt của không khí thải, nhằm nâng cao hiệu quả sử dụng hệ thống điều hoà người ta sử dụng sơ đồ tuần hoàn một cấp. Đó là sơ đồ có thực hiện hồi một phần gió từ gian máy điều hoà trở lại thiết bị xử lý nhiệt ẩm. Trên hình 5.3 là sơ đồ nguyên lý hệ thống điều hoà không khí có tuần hoàn gió một cấp.

1. Sơ đồ và nguyên lý làm việc

Trên hình 5.3 trình bày sơ đồ nguyên lý của hệ thống điều hoà không khí

tuần hoàn gió một cấp. Nguyên lý làm việc của hệ thống như sau: Không khí bên ngoài trời có trạng thái N (t_N, φ_N) với lưu lượng G_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 với lưu lượng G_T qua cửa hồi gió 2. Hỗn hợp hòa trộn có trạng thái C sẽ được đưa đến thiết bị xử lý nhiệt ẩm 4, tại đây nó được xử lý theo một chương trình định sẵn đến 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 , ẩm thừa W_T và tự thay đổi trạng thái từ V đến T. Sau đó một phần không khí được thải ra ngoài qua cửa thải gió 12 và một phần lớn được quạt hồi gió 11 hút về qua các miệng hút 9 theo kênh hồi gió 10.



Hình 5.3. Sơ đồ tuần hoàn một cấp

2. Xác định các điểm nút trên I-d

Phân tích tương tự sơ đồ thẳng ta có thể xác định các điểm nút của sơ đồ tuần hoàn một cấp như sau:

- Các điểm N (t_N, φ_N), T (t_T, φ_T) xác định theo các thông số tính toán ban đầu.

- Điểm hòa trộn C nằm trên đoạn NT và vị trí được xác định theo tỷ lệ hòa trộn như sau:

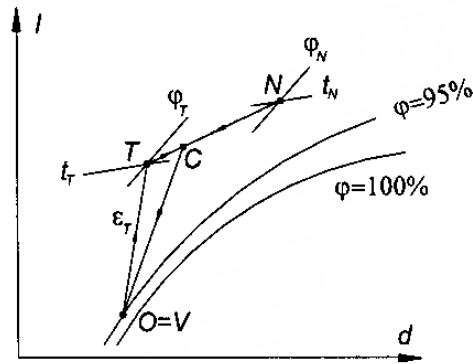
$$\frac{TC}{CN} = \frac{G_N}{G_T} = \frac{G_N}{G - G_N} \quad (5-12)$$

trong đó:

G_N - lưu lượng gió tươi cần cung cấp được xác định theo điều kiện vệ sinh, kg/s.;

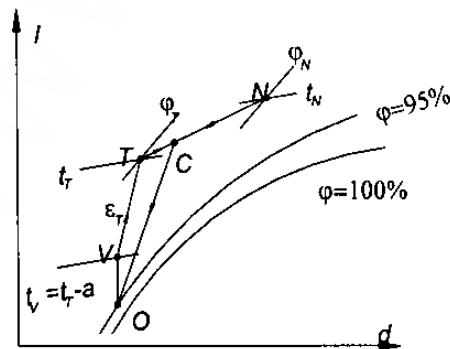
G - lưu lượng gió tổng tuần hoàn qua thiết bị xử lý không khí được xác định theo công thức (5-13), kg/s.

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



Hình 5.4. Biểu diễn sơ đồ tuần hoàn một 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 thoả mãn điều kiện vệ sinh, tức là $t_v = t_r - a$ (xem hình 5.5). Khi đó các điểm V và O xác định như sau:



Hình 5.5. Sơ đồ tuần hoàn 1 cấp khi nhiệt độ t_v thấp

- Từ T kẻ đường song song với $\varepsilon_T = Q_T/W_T$ cắt $t = t_T - a$ tại V;
- Từ V kẻ đường thẳng đứng $d = \text{const}$ cắt $\varphi_0 = 0,95$ tại O;

Các điểm còn lại vẫn giữ nguyên vị trí.

3. Các thiết bị chính

Để thực hiện sơ đồ điều hòa không khí một cấp, hệ thống cân trang bị các thiết bị: quạt cấp gió, quạt hồi gió, thiết bị xử lý không khí, thiết bị sấy cấp II, hệ thống kênh cấp gió, kênh hồi gió, miệng thổi và miệng hút.

4. Xác định năng suất các thiết bị

- Năng suất gió cấp vào phòng:

$$G = \frac{Q_T}{I_T - I_V} = \frac{W_T}{d_T - d_V}, \text{ kg/s} \quad (5-13)$$

- Lượng không khí tươi G_N được xác định căn cứ vào số lượng người, theo công thức (5-2):

$$G_N = n \cdot \rho_K \cdot \frac{V_k}{3600}, \text{ kg/s} \quad (5-14)$$

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, $\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{người}$, tra theo bảng 2.8. Tuy nhiên lưu lượng gió tươi không được nhỏ hơn 10% lưu lượng gió tổng G . Vì thế khi G_N tính theo các công thức trên mà nhỏ hơn 10% thì lấy $G_N = 0,1 \cdot G$.

- Lưu lượng gió hồi:

$$G_T = G - G_N, \text{ kg/s} \quad (5-15)$$

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

$$Q_o = G \cdot (I_C - I_O) = Q_T \cdot \frac{I_C - I_O}{I_T - I_V}, \text{ kW} \quad (5-16)$$

- Năng suất làm khô của thiết bị xử lý:

$$W_o = G \cdot (d_C - d_O) = W_T \cdot \frac{d_C - d_O}{d_T - d_V}, \text{ kg/s} \quad (5-17)$$

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

$$Q_{sII} = G \cdot (I_V - I_O) = Q_T \cdot \frac{I_V - I_O}{I_T - I_V}, \text{ kW} \quad (5-18)$$

5. Ưu nhược, điểm của sơ đồ tuần hoàn một cấp

Sơ đồ tuần hoàn một cấp có các ưu và nhược điểm như sau:

- Do có tận dụng nhiệt của không khí tuần hoàn nên năng suất lạnh và năng suất làm khô giảm so với sơ đồ thẳng, cụ thể năng suất lạnh và năng suất làm khô giảm một lượng như sau:

$$\Delta Q_o = Q_T \cdot \frac{I_N - I_C}{I_T - I_V} \text{ (kW)} \text{ và } \Delta W_o = W_T \cdot \frac{d_N - d_C}{d_T - d_V} \text{ (kg/s);}$$

- Chi phí đầu tư tăng do phải trang bị hệ thống kênh hồi gió, miệng hút...

- Hệ thống vẫn cần phải trang bị thiết bị sấy cấp II để sấy nóng không khí khi trạng thái thổi vào phòng không thỏa mãn điều kiện vệ sinh.

5.2.2.3. Sơ đồ tuần hoàn không khí hai cấp

Để khắc phục nhược điểm của sơ đồ tuần hoàn một cấp do phải có thiết bị sấy cấp II để đề phòng khí trạng thái V không thỏa mãn điều kiện vệ sinh cần sấy nóng không khí, người ta sử dụng sơ đồ hai cấp có thể điều chỉnh nhiệt độ không khí thổi vào phòng mà không cần có thiết bị sấy cấp II.

Sơ đồ tuần hoàn hai cấp có hai dạng: sơ đồ có điều chỉnh nhiệt độ thổi vào và sơ đồ điều chỉnh độ ẩm.

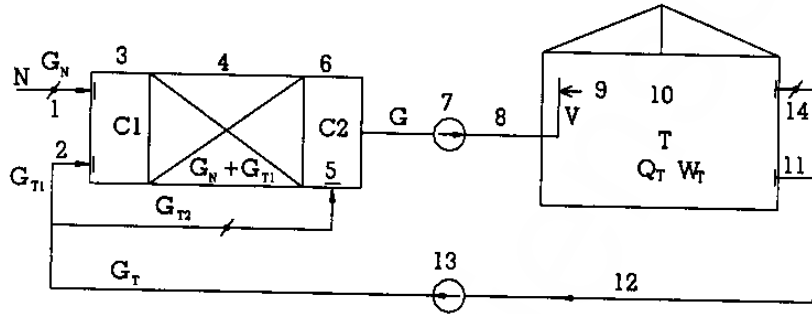
a. Sơ đồ điều chỉnh nhiệt độ thổi vào

1. Sơ đồ và nguyên lý làm việc

Trên hình 5.6 là sơ đồ nguyên lý hệ thống điều hoà không khí hai cấp có điều chỉnh nhiệt độ không khí thổi vào. Trong sơ đồ này để nâng nhiệt độ t_V người ta tiến hành hoà trộn không khí sau bộ xử lý với không khí tái tuần hoàn.

Nguyên lý làm việc: Không khí bên ngoài trời với lưu lượng G_N và trạng thái N được lấy qua cửa lấy gió có van điều chỉnh 1 vào buồng hoà trộn 3 hòa trộn với không khí hồi có lưu lượng G_{T1} , trạng thái T để đạt một trạng thái C_1 nào đó. Hỗn hợp hòa trộn C_1 sẽ được đưa đến thiết bị xử lý nhiệt ẩm 4 và được xử lý đến trạng thái O. Sau đó đến buồng hoà trộn 6 để hòa trộn với không khí hồi có lưu lượng G_{T2} , trạng thái 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 Q_T , ẩm thừa W_T và tự thay đổi trạng thái đến T. Cuối cùng một phần không khí được thổi

ra ngoài qua cửa thải 14, phần lớn còn lại được hồi về thiết bị xử lý không khí để tiếp tục xử lý.



Hình 5.6. Sơ đồ tuần hoàn hai cấp có điều chỉnh nhiệt độ

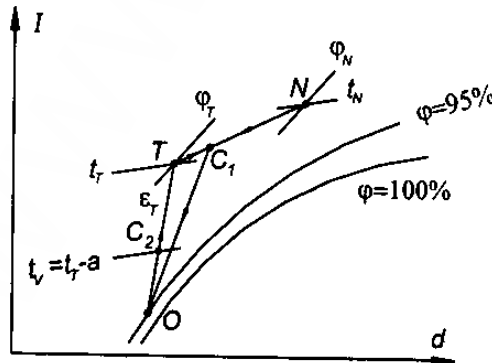
2. Xác định các điểm nút trên đồ thị I-d

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

- Điểm hòa trộn C_2 : Mục đích của việc hoà trộn là nhằm đảm bảo nhiệt độ không khí khi thổi vào phòng thoả mãn yêu cầu vệ sinh, do đó lưu lượng hoà trộn G_{T2} được trích đủ để nhiệt độ $t_{C2} = t_T - a$. Như vậy điểm C_2 là giao điểm của đường $\epsilon_T = Q_T/W_T$ 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 hòa trộn: $G_N/G_{T1} = TC_1/C_1N$.



Hình 5.7. Sơ đồ tuần hoàn 2 cấp có điều chỉnh nhiệt độ trên I-d

5. Ưu nhược, điểm của sơ đồ tuần hoàn một cấp

Sơ đồ tuần hoàn một cấp có các ưu và nhược điểm như sau:

- Do có tận dụng nhiệt của không khí tuần hoàn nên năng suất lạnh và năng suất làm khô giảm so với sơ đồ thẳng, cụ thể năng suất lạnh và năng suất làm khô giảm một lượng như sau:

$$\Delta Q_o = Q_T \cdot \frac{I_N - I_C}{I_T - I_V} \text{ (kW)} \text{ và } \Delta W_o = W_T \cdot \frac{d_N - d_C}{d_T - d_V} \text{ (kg/s);}$$

- Chi phí đầu tư tăng do phải trang bị hệ thống kênh hồi gió, miệng hút...

- Hệ thống vẫn cần phải trang bị thiết bị sấy cấp II để sấy nóng không khí khi trạng thái thổi vào phòng không thỏa mãn điều kiện vệ sinh.

5.2.2.3. Sơ đồ tuần hoàn không khí hai cấp

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

Sơ đồ tuần hoàn hai cấp có hai dạng: sơ đồ có điều chỉnh nhiệt độ thổi vào và sơ đồ điều chỉnh độ ẩm.

a. Sơ đồ điều chỉnh nhiệt độ thổi vào

1. Sơ đồ và nguyên lý làm việc

Trên hình 5.6 là sơ đồ nguyên lý hệ thống điều hoà không khí hai cấp có điều chỉnh nhiệt độ không khí thổi vào. Trong sơ đồ này để nâng nhiệt độ t_v người ta tiến hành hoà trộn không khí sau bộ xử lý với không khí tái tuần hoàn.

Nguyên lý làm việc: Không khí bên ngoài trời với lưu lượng G_N và trạng thái N được lấy qua cửa lấy gió có van điều chỉnh 1 vào buồng hoà trộn 3 hòa trộn với không khí hồi có lưu lượng G_{T1}, trạng thái T để đạt một trạng thái C₁ nào đó. Hỗn hợp hòa trộn C₁ sẽ được đưa đến thiết bị xử lý nhiệt ẩm 4 và được xử lý đến trạng thái O. Sau đó đến buồng hoà trộn 6 để hòa trộn với không khí hồi có lưu lượng G_{T2}, trạng thái T để đạt trạng thái C₂ 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 C₂ vào phòng nhận nhiệt thừa Q_T, ẩm thừa W_T và tự thay đổi trạng thái đến T. Cuối cùng một phần không khí được thổi

3. Các thiết bị chính của hệ thống

Để thực hiện sơ đồ điều hòa không khí tuần hoàn hai cấp hệ thống 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, kênh hồi gió, các miệng thổi và các miệng hút.

4. Xác định năng suất các thiết bị

- Lưu lượng gió tổng cấp vào phòng:

$$G = \frac{Q_T}{I_T - I_{C2}} = \frac{W_T}{d_T - d_{C2}}, \text{ kg/s} \quad (5-19)$$

- Lượng không khí bổ sung G_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:

$$G_N = n \cdot \rho_K \cdot \frac{V_k}{3600}, \text{ kg/s} \quad (5-20)$$

- Lưu lượng gió G_{T2} xác định theo phương pháp hình học dựa vào quá trình hòa trộn ở thiết bị hòa trộn 6:

$$\frac{G_N + G_{T1}}{G_{T2}} = \frac{G - G_{T2}}{G_{T2}} = \frac{TC_2}{C_2O} \quad (5-21)$$

Các điểm T, C_2 , O đã được xác định và lưu lượng G đã xác định theo công thức (5-19) nên có thể tính được G_{T2} :

$$G_{T2} = G \cdot \frac{C_2O}{TO}, \text{ kg/s} \quad (5-22)$$

- Lưu lượng gió G_{T1} :

$$G_{T1} = G - G_N - G_{T2}, \text{ kg/s} \quad (5-23)$$

- Năng suất lạnh của thiết bị xử lý:

$$Q_O = (G - G_{T2}) \cdot (I_{C1} - I_O), \text{ kW} \quad (5-24)$$

- Năng suất làm khô của thiết bị xử lý:

$$W = (G - G_{T2}) \cdot (d_{C1} - d_O), \text{ kg/s} \quad (5-25)$$

5. Ưu nhược điểm của sơ đồ

Sơ đồ tuần hoàn hai 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 G_{T2} nhằm nâng nhiệt độ thổi vào phòng thoải mái điều kiện vệ sinh. Do đó sơ đồ hai 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, cụ thể:

- Công suất lạnh giảm $\Delta Q_0 = G_{T2} \cdot (l_{C1} - l_0)$, kW;
- Năng suất làm khô giảm $\Delta W_0 = G_{T2} \cdot (d_{C1} - d_0)$, kg/s;

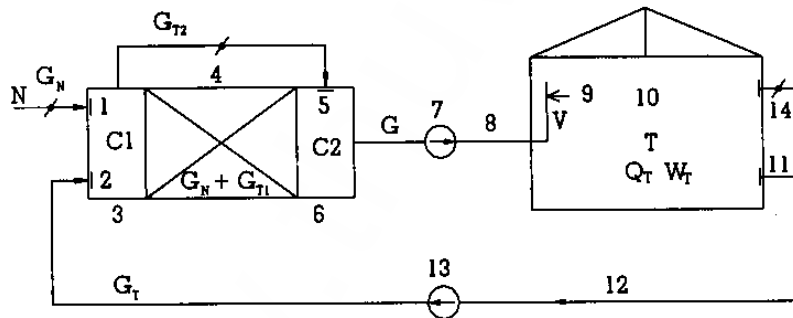
Như vậy ta không cần phải đầu tư hệ thống xử lý không khí quá lớn, công kênh.

- Hệ thống đòi hỏi phải trang bị thêm buồng hòa trộn thứ hai và hệ thống trích gió đến buồng hòa trộn này nên chi phí đầu tư và vận hành tăng.

b. Sơ đồ tuần hoàn hai cấp điều chỉnh độ ẩm

1. Sơ đồ và nguyên lý làm việc

Trên hình 5.8 là sơ đồ nguyên lý hệ thống điều hoà tuần hoàn hai cấp điều chỉnh độ ẩm.

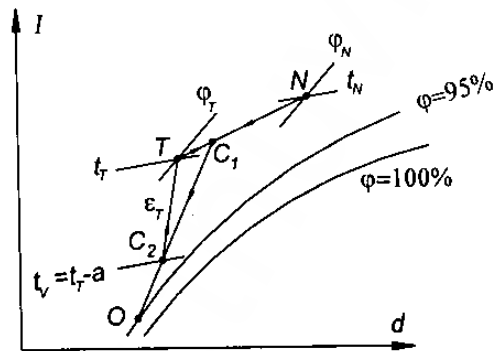


Hình 5.8. Sơ đồ tuần hoàn hai cấp điều chỉnh độ ẩm

Nguyên lý làm việc: Không khí bên ngoài trời có lưu lượng G_N và trạng thái N được lấy qua cửa lấy gió có van điều chỉnh 1, vào buồng 3 hòa trộn với không khí hồi có lưu lượng G_T , trạng thái T để đạt một trạng thái C_1 . Hỗn hợp hòa trộn C_1 được chia làm hai dòng, một dòng có lưu lượng $(G_N + G_{T1})$ được đưa đến thiết bị xử lý không khí 4 và được xử lý đến một trạng thái O, sau đó đưa đến buồng 6 để hòa trộn với dòng thứ hai có lưu lượng G_{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.

2. Xác định các điểm nút trên đồ thị I-d

- Các điểm nút N (t_N, φ_N), T (t_T, φ_T) được xác theo các thông số tính toán.
- Điểm C_1 được xác định theo tỷ số hòa trộn: $G_N/G_T = TC_1/C_1N$.
- Điểm hòa trộn C_2 : Cũng như trường hợp có điều chỉnh nhiệt độ, điểm hòa trộn C_2 có nhiệt độ vừa đủ thoả mãn điều kiện vệ sinh tức $t_{C_2} = t_T - a$. Như vậy điểm C_2 là giao điểm của đường song song với $\epsilon_T = Q_T/W_T$ đi qua T với $t_{C_2} = t_T - a$.
- Điểm O là giao của C_1C_2 với đường $\varphi_0 = 0,95$.



Hình 5.9. Sơ đồ tuần hoàn hai cấp có điều chỉnh độ ẩm trên I-d

3. Xác định năng suất các thiết bị

- Năng suất gió: $G = G_T + G_N = G_{T1} + G_{T2} + G_N$

$$G = \frac{Q_T}{I_T - I_{C_2}} = \frac{W_T}{d_T - d_{C_2}}, \text{ kg/s} \quad (5-26)$$

- Lượng không khí bổ sung G_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:

$$G_N = n \cdot \rho_K \cdot \frac{V_k}{3600}, \text{ kg/s} \quad (5-27)$$

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 2.8, $\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{người}$

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

- Theo quá trình hoà trộn ở buồng hoà trộn 3:

$$\frac{TC_1}{C_1 N} = \frac{G_N}{G_T}$$

- Theo quá trình hoà trộn ở buồng hoà trộn 6:

$$\frac{OC_2}{C_2 C_1} = \frac{G_{T2}}{G - G_{T2}}$$

Từ đó ta xác định được:

$$G_{T2} = G \cdot \frac{OC_2}{C_1 O}, \quad G_T = G_N \cdot \frac{C_1 N}{TC_1} \text{ và}$$

$$G_{T1} = G_T - G_{T2} = G_N \cdot \frac{C_1 N}{TC_1} - G \cdot \frac{OC_2}{C_1 O}$$

- Năng suất lạnh của thiết bị xử lý:

$$Q_O = (G - G_{T2}) \cdot (I_{C1} - I_O), \text{ kW} \quad (5-28)$$

- Năng suất làm khô của thiết bị xử lý:

$$W = (G - G_{T2}) \cdot (d_{C1} - d_O), \text{ kg/s} \quad (5-29)$$

4. Ưu nhược điểm của sơ đồ

Sơ đồ tuần hoàn hai cấp có điều chỉnh độ ẩm có đặc điểm như sau:

- Nhiệt độ và độ ẩm không khí thổi vào phòng có thể điều chỉnh để thỏa mãn điều kiện vệ sinh hoặc thoải mái về độ ẩm do đó không cần thiết bị sấy cấp II và thiết bị phun ẩm bổ sung;

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

- Công suất lạnh giảm $\Delta Q_O = G_{T2} \cdot (I_{C1} - I_O)$, kW ;

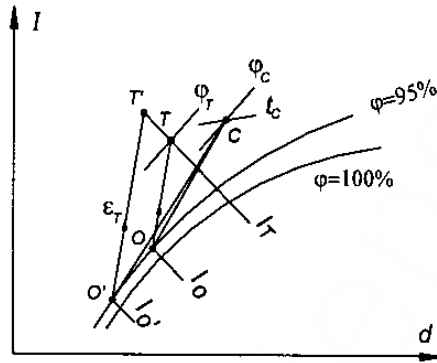
- Năng suất làm khô giảm $\Delta W_O = G_{T2} \cdot (d_{C1} - d_O)$, kg/s;

- Hệ thống bắt buộc phải trang bị buồng hòa trộn thứ hai và hệ thống trích gió đến buồng hòa trộn này nên chi phí đầu tư và vận hành tăng.

5.2.2.4. 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.

Việc phun ẩm bổ sung có thể thực hiện cho sơ đồ thẳng, sơ đồ tuần hoàn một cấp hoặc hai cấp.



Hình 5.10. So sánh chu trình có và không có phun ẩm bổ sung

Để không khí trong phòng đạt được trạng thái T (t_T, φ_T) ta có thể thực hiện bằng hai cách:

Cách 1: Xử lý không khí đến trạng thái O nhất định nào đó, sau đó thổi vào phòng để không khí nhận nhiệt thừa Q_T , ẩm thừa W_T và tự thay đổi trạng thái đến T theo quá trình OT với hệ số góc tia $\epsilon_T = Q_T/W_T$.

Theo cách này ta có:

- Năng suất gió cung cấp cho phòng:

$$G_1 = \frac{Q_T}{I_T - I_O}, \text{ kg/s} \quad (5-30)$$

- Năng suất lạnh yêu cầu của thiết bị xử lý không khí:

$$Q_{01} = G_1 \cdot (I_C - I_O) = Q_T \cdot \frac{I_C - I_O}{I_T - I_O}, \text{ kW} \quad (5-31)$$

- Năng suất làm khô yêu cầu của thiết bị xử lý không khí:

$$W_{01} = G_1 \cdot (d_C - d_O) = W_T \cdot \frac{d_C - d_O}{d_T - d_O}, \text{ kg/s} \quad (5-32)$$

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 có $\epsilon = \epsilon_T$ đến T', sau đó phun ẩm bổ sung để không khí thay đổi trạng thái đến T. Các quá trình này có thể dễ dàng thực hiện được nhờ thay đổi lưu lượng gió xử lý. Do trạng thái O' có nhiệt độ nhỏ hơn trạng thái O, nhưng độ ẩm tương

đương nhau $\varphi_{O'} = \varphi_O = 95\%$ nên ta có $I_{O'} < I_O$ và $d_{O'} < d_O$.

Năng suất các thiết bị trong trường hợp có phun ẩm bổ sung như sau:

- Năng suất gió cung cấp cho phòng:

$$G_2 = \frac{Q_T}{I_T - I_{O'}} < \frac{Q_T}{I_T - I_O} = G_1, \text{ kg/s} \quad (5-33)$$

- Năng suất lạnh yêu cầu của thiết bị xử lý không khí:

$$Q_{02} = G_2 \cdot (I_C - I_{O'}) = Q_T \cdot \frac{I_C - I_{O'}}{I_T - I_{O'}} < Q_T \cdot \frac{I_C - I_O}{I_T - I_O} = Q_{01}, \text{ kW} \quad (5-34)$$

- Năng suất làm khô yêu cầu của thiết bị xử lý không khí:

$$W_{02} = G_2 \cdot (d_C - d_{O'}) = W_T \cdot \frac{d_C - d_{O'}}{d_T - d_{O'}} < W_T \cdot \frac{d_C - d_O}{d_T - d_O} = W_{01}, \text{ kg/s} \quad (5-35)$$

Cần lưu ý rằng $I_T = I_T$.

Từ các kết quả tính toán trên ta có thể rút ra các kết luận sau:

- Việc phun ẩm bổ sung có thể áp dụng cho bất cứ sơ đồ nào và đem lại hiệu quả cao hơn: hệ thống đòi hỏi năng suất gió cấp vào phòng yêu cầu nhỏ, năng suất lạnh và năng suất làm khô của bộ xử lý không khí đều giảm so với sơ đồ thường;

- Hệ thống đòi hỏi cung cấp thêm thiết bị phun ẩm bổ sung nên phải có chi phí bổ sung. Sơ đồ này cho thấy việc phun ẩm bổ sung chỉ thực hiện trong phòng, sau khi không khí đã nhận Q_T và W_T do đó rất khó phân phối đều và rất dễ xảy ra đọng sương làm ẩm ướt đồ vật trong phòng. Thực tế nó chỉ có thể áp dụng cho các phòng nhỏ và có yêu cầu đặc biệt về độ ẩm.

5.2.3. 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 sưởi ấm mùa đông vì 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.

Để sưởi ấm mùa đông, người ta sử dụng nhiều nguồn nhiệt khác nhau, cụ thể như sau:

- *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 trở tuy đơn giản về mặt thiết bị, 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 trao đổi nhiệt 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 hai chiều, mùa đông máy hoạt động theo chế độ bơm nhiệt nhờ hệ thống van đảo chiều, dàn nóng bên trong phòng, dàn lạnh bên ngoài phòng.

5.2.3.1 Sơ đồ thủng mùa đông

1. Sơ đồ thủng không phun ẩm

- *Sơ đồ nguyên lý và nguyên tắc hoạt động*

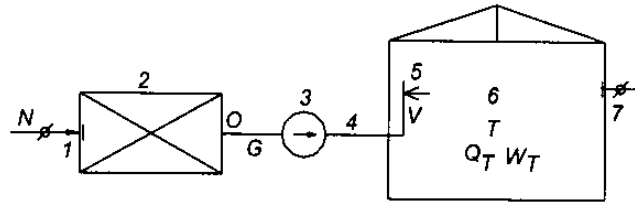
Trên hình 5-11 là sơ đồ nguyên lý hệ thống xử lý không khí mùa đông. Sơ đồ này tương tự sơ đồ mùa hè. Điểm khác duy nhất trong sơ đồ mùa đông là thiết bị xử lý không khí thay vì làm lạnh bây giờ sưởi nóng không khí.

Nguyên lý làm việc của hệ thống như sau: Không khí bên ngoài có trạng thái N được lấy qua cửa lấy gió có van điều chỉnh 1 vào bộ sưởi nóng không khí và 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. Cuối cùng không khí được thải ra bên ngoài qua cửa thải 7.

- *Xác định các điểm nút trên đồ thị I-d*

- Các điểm N (t_N, φ_N), T (t_T, φ_T) được xác định theo các thông số tính toán;

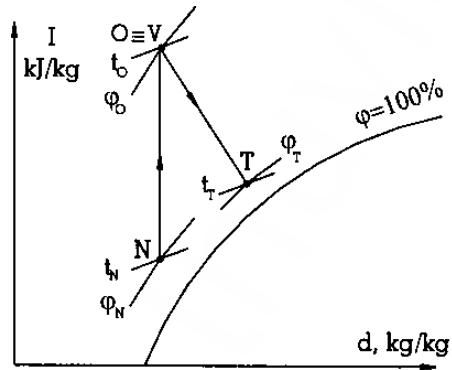
- Điểm O là giao của đường song song với $\varepsilon_T = Q_T/W_T$ đi qua T với đường đẳng dung ẩm qua điểm N. Cần lưu ý rằng đối với đại bộ phận các phòng, mùa đông đều có $Q_T < 0$ và $W_T > 0$, vì vậy quá trình OT là quá trình tăng ẩm, giảm nhiệt. Hệ số góc tia quá trình có giá trị âm $\varepsilon < 0$. Tuy nhiên, trong công nghiệp, chẳng hạn trong công nghiệp dệt có thể xảy ra trường hợp $Q_T > 0$ và do đó $\varepsilon > 0$. Quá trình OT trong trường hợp này là quá trình tăng ẩm, tăng nhiệt.



Hình 5.11. Sơ đồ thẳng mùa đông

- Các thiết bị chính của hệ thống

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



Hình 5.12. Biểu diễn sơ đồ thẳng mùa đông trên đồ thị I-d

- Xác định năng suất các thiết bị

- Năng suất gió của hệ thống:

$$G = \frac{|Q_T|}{I_V - I_T} = \frac{W_T}{d_T - d_V}, \text{ kg/s} \quad (5-36)$$

- Công suất bộ sưởi:

$$Q_{SI} = G.(I_O - I_N) = |Q_T| \cdot \frac{I_O - I_N}{I_V - I_T}, \text{ kW} \quad (5-37)$$

- Ưu nhược điểm của sơ đồ

- Sơ đồ thẳng tuy đơn giản nhưng không tận dụng được nhiệt của gió thổi 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.

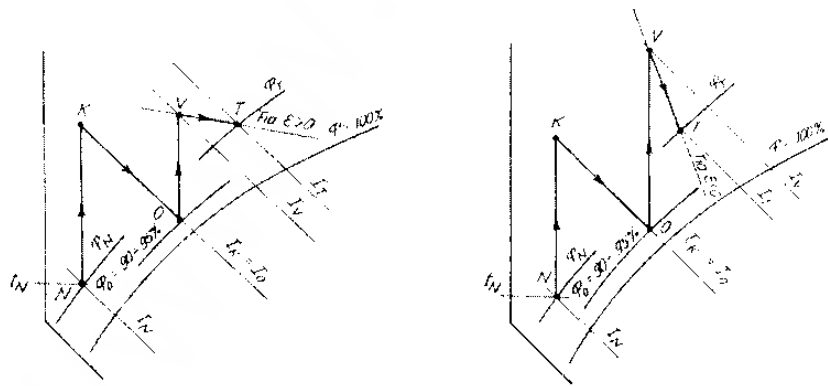
- Sơ đồ thẳng thường cho thấy nhiệt độ cuối quá trình sưởi (điểm O) rất lớn, nên trong các hệ thống lạnh lớn người ta thực hiện theo sơ đồ thẳng có phun ẩm bổ sung.

2. Sơ đồ thẳng có phun ẩm bổ sung

Trên hình 5.13 trình bày quá trình xử lý không khí khi có phun ẩm. Quá trình xử lý như sau: Không khí được gia nhiệt đẳng dung ẩm ở bộ sấy cấp 1 từ trạng thái N đến trạng thái K. Sau đó được phun ẩm bổ sung để thay đổi trạng thái từ K đến O (với $\varphi = 90 - 95\%$) theo đường $I = \text{constant}$. Không khí tiếp tục được gia nhiệt đẳng dung ẩm ở bộ sấy cấp 2 từ trạng thái O đến trạng thái V. Sau đó không khí được thổi vào phòng, nhận nhiệt thừa Q_T và ẩm thừa W_T và tự thay đổi trạng thái từ V đến T theo đường thẳng song song với $\epsilon_T = \frac{Q_T}{W_T}$. Quá trình tự thay đổi trạng thái VT được phân biệt trong hai

trường hợp $Q_T > 0$ và $Q_T < 0$ (hình 5.13).

Sơ đồ có phun ẩm bổ sung có ưu điểm là nhiệt độ sau mỗi lần gia nhiệt không quá cao nên chênh lệch nhiệt độ không khí thổi vào và không khí trong phòng không lớn.



Hình 5.13. Sơ đồ thẳng mùa đông có phun ẩm bổ sung

- *Xác định năng suất các thiết bị*

- Năng suất gió của hệ thống:

$$G = \frac{Q_T}{I_T - I_V} = \frac{W_T}{d_T - d_V}, \text{ kg/s} \quad (5-38)$$

- Tổng công suất bộ sưởi:

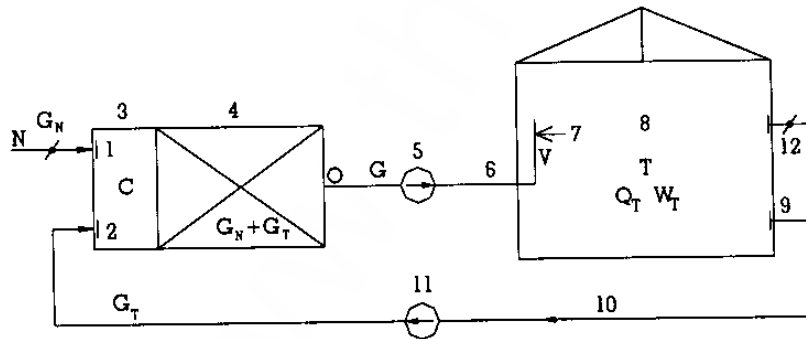
$$Q_{SI} = G.(I_V - I_N) = Q_T \cdot \frac{I_V - I_N}{I_T - I_V}, \text{ kW} \quad (5-39)$$

5.2.3.2 Sơ đồ tuần hoàn một cấp mùa đông

Sơ đồ tuần hoàn một cấp mùa đông trên thực tế sử dụng gồm hai loại chủ yếu sau: có phun ẩm bổ sung và không có phun ẩm. Trong các hệ thống nhỏ, sử dụng trong đời sống, người ta không sử dụng thiết bị phun ẩm bổ sung, trong công nghiệp có sử dụng thiết bị phun ẩm bổ sung.

1. Sơ đồ tuần hoàn một cấp không có phun ẩm

- *Sơ đồ và nguyên lý làm việc*



Hình 5.14. Sơ đồ tuần hoàn một cấp mùa đông

Hình 5.14 trình bày sơ đồ nguyên lý của hệ thống tuần hoàn một cấp về mùa đông. Nguyên lý làm việc của hệ thống hoàn toàn giống như sơ đồ tuần hoàn một cấp mùa hè. Không khí bên ngoài có trạng thái N được lấy qua cửa lấy gió có van điều chỉnh 1 và đưa vào buồng hoà trộn 3. Ở đây nó được hoà trộn với không khí hồi có trạng thái 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 nhả nhiệt, hấp thụ ẩm thừa và tự thay đổi trạng thái đến trạng thái T. Cuối cùng một phần không khí được thải ra bên ngoài qua cửa thải 12, phần lớn còn lại được hồi về buồng hoà trộn.

- *Xác định các điểm nút trên đồ thị I-d*

- Các điểm N (t_N, φ_N), T (t_T, φ_T) được xác định theo các thông số tính toán.

- Điểm C được xác định theo tỷ lệ hoà trộn như sau:

$$\frac{CT}{CN} = \frac{G_N}{G_T} = \frac{G_N}{G - G_N}$$

- Điểm O là giao của đường song song với $\epsilon_T = Q_T/W_T$ đi qua T với đường đẳng dung ẩm qua điểm C.

- *Các thiết bị chính của hệ thống*

Đối với hệ thống một cấp mùa đông ở trên, hệ thống cần trang bị các thiết bị chính sau: Buồng hoà trộn, thiết bị sấy cấp I, quạt cấp gió, hệ thống kênh cấp gió, kênh hồi gió, miệng thổi và miệng hút.

- *Xác định năng suất các thiết bị chính*

- Năng suất gió đưa vào phòng:

$$G = \frac{|Q_T|}{I_v - I_T} = \frac{W_T}{d_v - d_T}, \text{ kg/s} \quad (5-40)$$

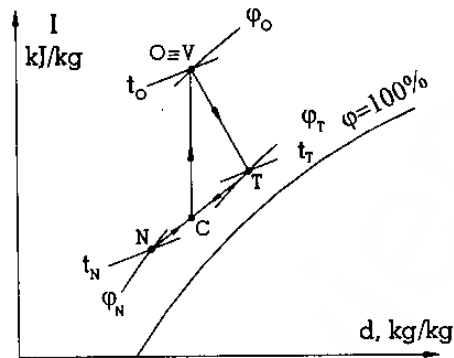
- Công suất bộ sấy cấp I:

$$Q_{SI} = G.(I_o - I_c) = |Q_T| \cdot \frac{I_o - I_c}{I_v - I_T}, \text{ kW} \quad (5-41)$$

- *Ưu nhược điểm của sơ đồ*

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

- Nhiệt độ không khí cuối quá trình gia nhiệt O không quá cao như sơ đồ thẳng nên không cần phun ẩm bổ sung và chia quá trình gia nhiệt ra thành hai giai đoạn như sơ đồ thẳng. Đây là sơ đồ thường hay được sử dụng trên thực tế.

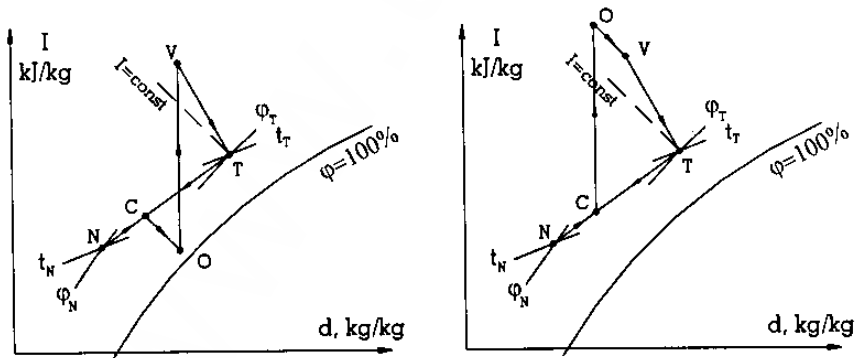


Hình 5.15. Sơ đồ tuần hoàn một cấp mùa đông không có phun ẩm

2. Sơ đồ tuần hoàn một cấp có phun ẩm

Trong trường hợp có phun ẩm, quá trình xử lý không khí trên đồ thị I-d phụ thuộc vào quá trình gia nhiệt trước hay phun ẩm trước.

Trên hình 5.16 trình bày hai trường hợp nêu trên.



a) Phun ẩm trước, gia nhiệt sau b) Gia nhiệt trước, phun ẩm sau

Hình 5.16. Biểu diễn sơ đồ tuần hoàn một cấp mùa đông có phun ẩm

Căn cứ vào sơ đồ ta thấy, trường hợp phun ẩm trước, gia nhiệt sau thuận lợi hơn do nhiệt độ cuối quá trình gia nhiệt nhỏ hơn, do đó thường được sử dụng.

dụng. Tùy thuộc vào Q_T dương hay âm (ϵ dương hay âm) mà điểm V nằm dưới hay trên đường $I = I_T = \text{const}$.

• *Xác định năng suất các thiết bị theo sơ đồ 5.15a.*

- Năng suất gió của hệ thống:

$$G = \frac{Q_T}{I_T - I_V} = \frac{W_T}{d_T - d_V}, \text{ kg/s} \quad (5-42)$$

- Tổng công suất bộ sưởi:

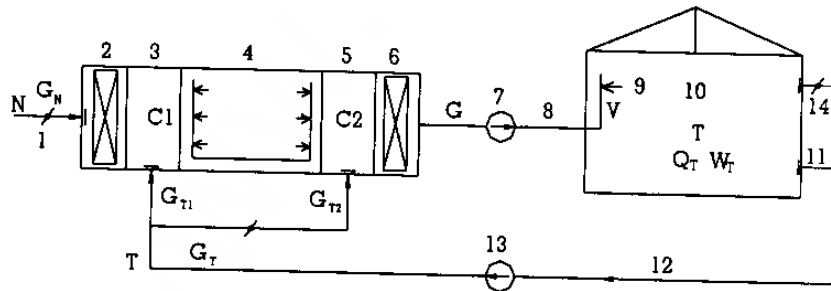
$$Q_{St} = G \cdot (I_V - I_O) = Q_T \cdot \frac{I_V - I_O}{I_T - I_V}, \text{ kW} \quad (5-43)$$

Tương tự như sơ đồ thẳng, sơ đồ tuần hoàn một cấp có phun ẩm bổ sung có nhiệt độ cuối quá trình gia nhiệt nhỏ hơn sơ đồ không có phun ẩm.

5.2.3.3 Sơ đồ tuần hoàn hai cấp mùa đông

Sơ đồ hai cấp mùa đông chủ yếu chỉ sử dụng trong công nghiệp do đó thường kèm theo thiết bị phun ẩm bổ sung.

Quá trình thay đổi trạng thái phụ thuộc rất nhiều vào trình tự xử lý nhiệt ẩm, tức là vị trí của bộ sấy và buồng phun.



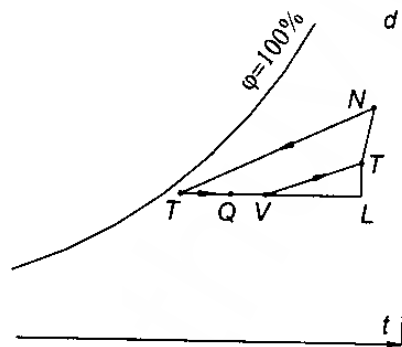
1- Cửa lấy gió tươi; 2,6- Bộ sấy 1; 3,5- Buồng hoà trộn;
4- Buồng phun; 7,13- Quạt cấp và hút gió; 8,12- Đường cấp
và hồi gió; 9,11- Miệng thổi và miệng hút; 14- Cửa thải gió

Hình 5.17. Sơ đồ chu trình hai cấp, mùa đông

5.3.1. Các sơ đồ điều hoà trên đồ thị d-t

5.3.1.1. Sơ đồ thẳng

Không khí bên ngoài trời có trạng thái N (t_N, φ_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, φ_T).



Hình 5.19. Sơ đồ thẳng trên đồ thị d-t

- Công suất lạnh thiết bị xử lý không khí:

$$Q = G.(I_N - I_O), \text{ kW} \quad (5-48)$$

- Nhiệt do không khí hấp thụ qua quạt:

$$Q_1 = G.(I_Q - I_O), \text{ kW} \quad (5-49)$$

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

$$Q_2 = G.(I_V - I_Q), \text{ kW} \quad (5-50)$$

- Nhiệt thừa do không khí nhận trong phòng Q_3 :

• Nhiệt hiện:

$$Q_{31} = G.(I_L - I_V), \text{ kW} \quad (5-51)$$

• Nhiệt ẩn:

$$Q_{32} = G.(I_T - I_L) \quad (5-52)$$

- Nhiệt do không khí tươi nhả ra để biến đổi trạng thái từ N (t_N, φ_N) đến trạng thái T (t_T, φ_T):

$$Q_4 = G.(I_N - I_T) \quad (5-53)$$

Ta có:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \quad (5-54)$$

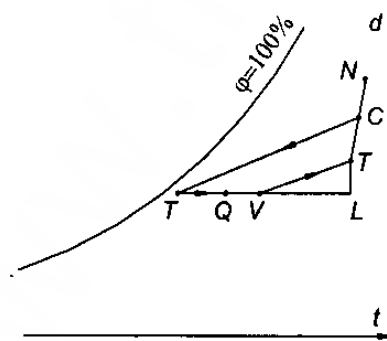
Nếu bỏ qua tổn thất nhiệt từ quạt cấp gió và đường ống ($Q_1 = Q_2 = 0$) thì:

$$Q = Q_3 + Q_4 \quad (5-55)$$

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.*

5.3.1.2. Sơ đồ tuần hoàn một cấp

Không khí bên ngoài trời có trạng thái 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.



Hình 5.20. Sơ đồ tuần hoàn một cấp trên đồ thị d-t

- Công suất lạnh thiết bị xử lý không khí:

$$Q = G.(I_C - I_O) \quad (5-56)$$

- Nhiệt do không khí hấp thụ qua quạt:

$$Q_1 = G.(I_Q - I_O) \quad (5-57)$$

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

$$Q_2 = G.(I_V - I_Q) \quad (5-58)$$

- Nhiệt thừa do không khí nhận trong phòng Q_3 :

• Nhiệt hiện:

$$Q_{31} = G.(I_L - I_V) \quad (5-59)$$

• Nhiệt ẩn:

$$Q_{32} = G.(I_T - I_L) \quad (5-60)$$

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

$$Q_5 = G'.(I_N - I_T) \quad (5-61)$$

trong đó G' là lưu lượng khí tươi.

Ta có:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \quad (5-62)$$

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

$$Q = Q_3 + Q_4 \quad (5-63)$$

5.3.2. Các đặc trưng của sơ đồ điều hoà

5.3.2.1. 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:

$$SHF = \frac{Q_h}{Q_h + Q_w} = \frac{Q_h}{Q} = \frac{1,024.(t_2 - t_1)}{I_2 - I_1} \quad (5-64)$$

Q_h - nhiệt hiện, kW; Q_w - nhiệt ẩn, kW

$Q = Q_h + Q_w$ - nhiệt toàn phần;

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.

5.3.2.2. Hệ số nhiệt hiện của phòng

Hệ số nhiệt hiện của phòng *RSHF* (Room Sensible Heat Factor) được định nghĩa như sau:

$$RSHF = \frac{Q_{hf}}{Q_{hf} + Q_{wf}} = \frac{Q_{hf}}{Q_f} \quad (5-65)$$

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;

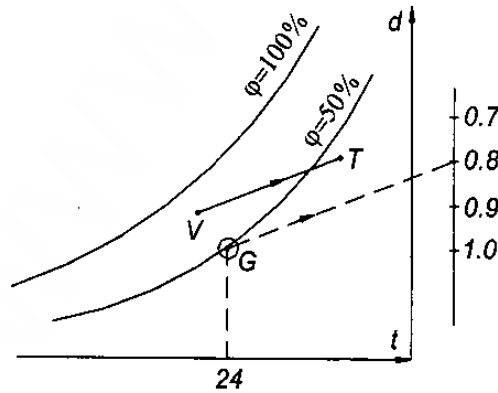
Q_{wf} - tổng nhiệt ẩn tỏa ra từ phòng, kW;

Q_f - tổng nhiệt ẩn và nhiệt hiện 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 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 5.21).



Hình 5.21.

5.3.2.3. 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:

$$GSHF = \frac{Q_h}{Q_h + Q_w} = \frac{Q_h}{Q} \quad (5-66)$$

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.

5.3.2.4. 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 hai 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 hai dòng: một dòng đi qua dàn lạnh và trao đổi nhiệt ẩm và đạt trạng thái bão hoà, dòng thứ hai đi vòng qua dàn và không trao đổi nhiệt ẩm.

Hệ số đi vòng BF (Bypass Factor) là tỷ số giữa lượng không khí đi qua dàn lạnh nhưng không trao đổi nhiệt ẩm so với tổng lượng không khí qua dàn:

$$BF = \frac{G_c}{G_c + G_s} = \frac{G_c}{G} \quad (5-67)$$

trong đó:

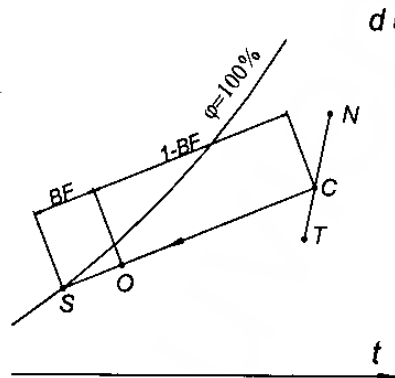
G_c - lưu lượng không khí qua dàn lạnh nhưng không trao đổi nhiệt ẩm, kg/s;

G_S - lưu lượng không khí có trao đổi nhiệt ẩm, kg/s;

G - tổng lưu lượng gió qua dàn, kg/s.

Nếu viết phương trình cân bằng năng lượng ta có:

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



Hình 5.22..

Sử dụng công thức xác định BF ta có:

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

$$\text{hay: } I_o = BF.I_c + (1 - BF).I_s$$

Rút ra:

$$BF = \frac{I_o - I_s}{I_c - I_s} \quad (5-68)$$

Tương tự có thể rút ra:

$$BF = \frac{d_o - d_s}{d_c - d_s} \quad (5-69)$$

$$\text{và } BF = \frac{t_o - t_s}{t_c - t_s} \quad (5-70)$$

Hệ số đi vòng BF phụ thuộc vào diện tích, cấu tạo và tốc độ không khí qua dàn. Bảng 5.1 dưới cho giá trị của hệ số BF trong một số trường hợp dùng để tham khảo khi tính phụ tải lạnh.

Bảng 5.1

Hệ 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 mổ, phân xưởng

Bảng 5.2 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 5.2

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 một hàng. Ngoài ra chiều chuyển động tương đối giữa không khí và nước cũng ảnh hưởng tới giá trị BF.

Bảng 5.3 trình bày các giá trị của BF trong một số trường hợp dùng tham khảo.

Bảng 5.3

Số hàng lỗ phun	Hướng phun nước	Lỗ phun có d = 6 mm, p = 170 kPa, G = 2 l/s.m ²		Lỗ phun có d = 3 mm, p=210 kPa, G= 1,7 l/s.m ²	
		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

5.3.2.5. Hệ số nhiệt hiện hiệu dụng ESHF

Hệ số nhiệt hiện hiệu dụng ESHF (Effective Sensible Heat Factor) là tỷ số giữa nhiệt hiện hiệu dụng Q_{hef} và tổng nhiệt hiệu dụng Q_{ef} :

$$ESHF = \frac{Q_{hef}}{Q_{ef}} = \frac{Q_{hef}}{Q_{hef} + Q_{wef}} \quad (5-71)$$

ở đây:

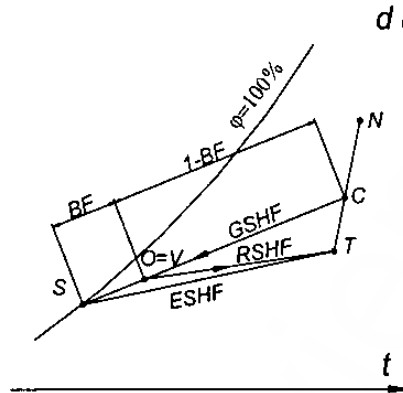
$Q_{hef} = Q_{hf} + BF \cdot Q_{4h}$, kW - nhiệt hiện hiệu dụng của phòng;

$Q_{wef} = Q_{wf} + BF \cdot Q_{4w}$, kW - nhiệt ẩn hiệu dụng của phòng;

Q_{hf} , Q_{wf} , kW - nhiệt hiện và nhiệt ẩn thừa của phòng;

Q_{4h} , Q_{4w} , kW - nhiệt hiện và nhiệt ẩn của không khí tươi cần nhả 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 5.23.

Các trạng thái lần lượt là:

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

O ≡ 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 đọng sương t_s .

Giữa hệ số nhiệt hiện hữu dụng và nhiệt độ đọng sương của dàn lạnh có mối quan hệ sau:

$$ESHF = \frac{1}{1 + 2,45 \cdot \left[\frac{d_T - d_S}{t_T - t_S} \right]} \quad (5-72)$$

trong đó:

d_T, d_S - độ chứa hơi của không khí trong không gian điều hoà và ở trạng thái đọng sương của dàn lạnh, g/kg;

t_T, t_S - nhiệt độ của không khí trong không gian điều hoà và ở trạng thái đọng sương của dàn lạnh, °C.

Bảng 5.4

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

Bảng 5.4 (tiếp theo)

$t_r, ^\circ\text{C}$	$\Phi_r, \%$		Giá trị									
			ESHF	1,00	0,94	0,88	0,82	0,74	0,70	0,66	0,65	0,64
23	50	ESHF	1,00	0,94	0,88	0,82	0,74	0,70	0,66	0,65	0,64	
		t_s	12,1	11,5	11,0	10,0	8,0	6,0	3,0	0	-4,0	
	55	ESHF	1,00	0,94	0,88	0,83	0,77	0,70	0,66	0,62	0,61	
		t_s	13,5	13,0	12,5	12,0	11,0	9,0	7,0	4,0	-2,0	
	60	ESHF	1,00	0,95	0,87	0,78	0,72	0,65	0,62	0,59	0,58	
		t_s	14,9	14,5	14,0	13,0	12,0	10,0	8,0	5,0	1,0	
	65	ESHF	1,00	0,88	0,80	0,75	0,71	0,66	0,60	0,56	0,55	
		t_s	16,1	15,5	15,0	14,5	14,0	13,0	11,0	8,0	3,5	
	70	ESHF	1,00	0,91	0,81	0,74	0,66	0,61	0,56	0,53	0,51	
		t_s	17,3	17,0	16,5	16,0	15,0	14,0	12,0	10,0	5,0	
	24	50	ESHF	1,00	0,94	0,89	0,82	0,74	0,69	0,65	0,64	0,63
			t_s	13,0	12,5	12,0	11,0	9,0	7,0	4,0	1,0	-3,5
55		ESHF	1,00	0,93	0,87	0,82	0,76	0,69	0,64	0,61	0,60	
		t_s	14,5	14,0	13,5	13,0	12,0	10,0	8,0	5,0	-1,0	
60		ESHF	1,00	0,95	0,87	0,77	0,71	0,64	0,60	0,58	0,57	
		t_s	15,8	15,5	15,0	14,0	13,0	11,0	9,0	6,0	2,0	
65		ESHF	1,00	0,88	0,81	0,71	0,65	0,59	0,56	0,55	0,54	
		t_s	17,0	16,5	16,0	15,0	14,0	12,0	10,0	9,0	4,0	
70		ESHF	1,00	0,92	0,82	0,73	0,65	0,56	0,52	0,51	0,50	
		t_s	18,3	18,0	17,5	17,0	16,0	14,0	11,0	10,0	6,0	
25		50	ESHF	1,00	0,94	0,89	0,82	0,73	0,68	0,64	0,63	0,62
			t_s	14,0	13,5	13,0	12,0	10,0	8,0	5,0	3,0	-3,0
	55	ESHF	1,00	0,94	0,88	0,83	0,76	0,68	0,62	0,60	0,59	
		t_s	15,4	15,0	14,5	14,0	13,0	11,0	8,0	5,0	0	
	60	ESHF	1,00	0,96	0,86	0,76	0,70	0,63	0,59	0,57	0,56	
		t_s	16,7	16,5	16,0	15,0	14,0	12,0	10,0	8,0	2,5	
	65	ESHF	1,00	0,88	0,79	0,69	0,64	0,58	0,54	0,53	0,52	
		t_s	18,0	17,5	17,0	16,0	15,0	13,0	10,0	8,0	5,0	
	70	ESHF	1,00	0,92	0,81	0,73	0,63	0,58	0,53	0,50	0,49	
		t_s	19,2	19,0	18,5	18,0	17,0	16,0	14,0	11,0	6,0	

Bảng 5.4 (tiếp theo)

$t_T, ^\circ\text{C}$	$\varphi_T, \%$		Giá trị									
26	50	ESHF	1,00	0,96	0,90	0,81	0,76	0,69	0,66	0,63	0,61	
		t_s	14,9	14,5	14,0	13,0	12,0	10,0	8,0	6,0	-2,0	
	55	ESHF	1,00	0,95	0,86	0,82	0,75	0,67	0,63	0,59	0,57	
		t_s	16,3	16,0	15,5	15,0	14,0	12,0	10,0	7,0	2,0	
	60	ESHF	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	ESHF	1,00	0,90	0,80	0,70	0,63	0,57	0,53	0,52	0,51	
		t_s	19,0	18,5	18,0	17,0	16,0	14,0	11,0	10,0	5,5	
	70	ESHF	1,00	0,83	0,73	0,64	0,54	0,50	0,49	0,48	0,47	
		t_s	20,1	19,5	19,0	18,0	16,0	14,0	12,0	10,0	8,0	
	27	50	ESHF	1,00	0,97	0,90	0,82	0,76	0,69	0,65	0,61	0,60
			t_s	15,8	15,5	15,0	14,0	13,0	11,0	9,0	6,0	-0,5
55		ESHF	1,00	0,88	0,82	0,75	0,66	0,61	0,58	0,57	0,56	
		t_s	17,2	16,5	16,0	15,0	13,0	11,0	8,0	6,0	2,0	
60		ESHF	1,00	0,90	0,82	0,77	0,69	0,64	0,59	0,55	0,53	
		t_s	18,6	18,0	17,5	17,0	16,0	15,0	13,0	10,0	4,5	
65		ESHF	1,00	0,90	0,80	0,75	0,69	0,58	0,52	0,50	0,49	
		t_s	19,8	19,5	19,0	18,5	18,0	16,0	13,0	10,0	6,0	
70		ESHF	1,00	0,84	0,74	0,68	0,63	0,57	0,53	0,49	0,46	
		t_s	21,0	20,5	20,0	19,5	19,0	18,0	17,0	15,0	8,0	

5.3.3. 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 như sau:

Bước 1:

- Xác định RSHF, GSHF và ESHF.
- Xác định các điểm N (t_N, φ_N), T (t_T, φ_T), G (24°C, 50%).

Bước 2:

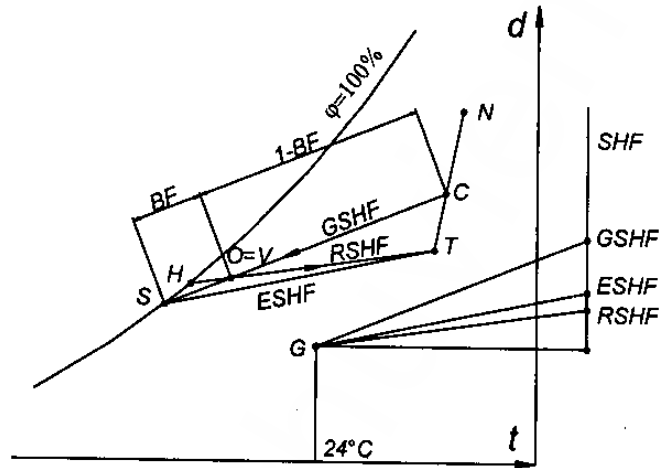
- Kẻ đường TS song song với đường G-ESHF cắt $\varphi = 100\%$ tại S.

- 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 ≡ V.

Xác định các thông số t, d và I tại điểm C trước khi vào dàn lạnh, điểm V trước khi vào phòng.



Hình 5.24.

Bước 4:

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

$$t_v \geq t_T - a$$

a = 10°C nếu miệng thổi bố trí trên cao;

a = 7°C nếu miệng thổi bố trí ở dưới thấp.

Nếu điều kiện vệ sinh thoả mãn thì xác định:

- Lưu lượng gió qua dàn lạnh:

$$L = \frac{Q_{\text{hef}}}{1,2 \cdot (t_T - t_S) \cdot (1 - BF)}, \text{ //s} \quad (5-73)$$

Lưu lượng khối lượng:

$$G = 0,0012 \cdot V, \text{ kg/s} \quad (5-74)$$

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

$$Q_0 = G.(I_C - I_O), \text{ kW} \quad (5-75)$$

- Lưu lượng không khí tái tuần hoàn:

$$L_T = L - L_N, \text{ //s} \quad (5-76)$$

L_N - lưu lượng không khí tươi, //s

5.3.4. Tính toán sơ đồ tuần hoàn hai cấp

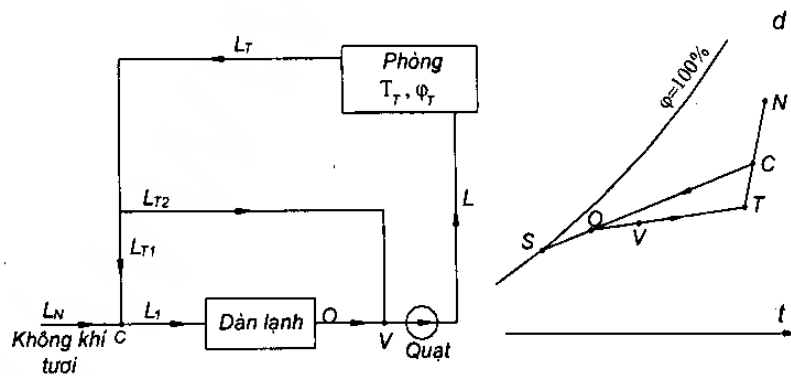
Trong trường hợp điều kiện vệ sinh không thỏa mãn thì người ta sử dụng sơ đồ tuần hoàn hai cấp. Có hai kiểu tuần hoàn hai cấp: Sơ đồ hai cấp điều chỉnh nhiệt độ và sơ đồ hai cấp điều chỉnh độ ẩm.

5.3.4.1. Sơ đồ điều chỉnh nhiệt độ

Trên hình 5.25 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 trước khi đến dàn lạnh được tách làm hai 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 .

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



Hình 5.25.

- Lưu lượng gió cấp vào phòng:

$$L = \frac{Q_{\text{hệ}}}{1,2 \cdot (t_T - t_S) \cdot (1 - BF)}, //s \quad (5-77)$$

- Lưu lượng gió GT₁ và GT₂ được xác định dựa vào hệ phương trình:

$$\frac{OV}{VT} = \frac{L_{T2}}{L_1} = \frac{L_{T2}}{L_{T1} + L_N} \quad \text{và} \quad L_T = L_{T1} + L_{T2} = L - L_N \quad (5-78)$$

- Năng suất lạnh Q_o của dàn lạnh:

$$Q_o = G_1 \cdot (I_C - I_O), kW \quad (5-79)$$

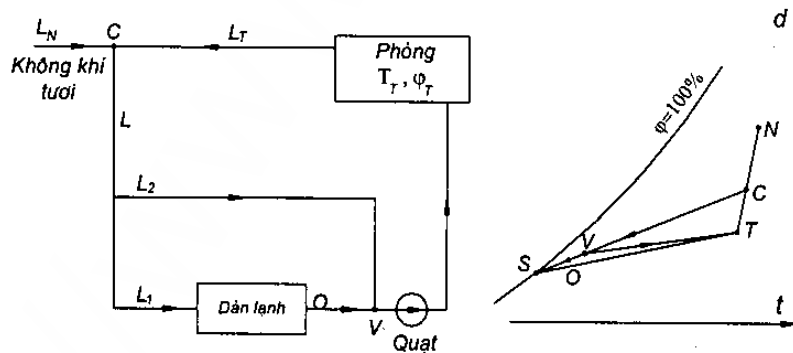
trong đó $G_1 = 0,0012 \cdot L_1$, kg/s

5.3.4.2. Sơ đồ điều chỉnh độ ẩm

Trên hình 5.26 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 GT được đem hoà trộn với lượng gió tươi GN được trạng thái C và lưu lượng tổng L, được tách thành hai: L₁ đi qua dàn lạnh và L₂ đi vòng qua dàn lạnh.

Lượng không khí L₁ qua dàn lạnh biến đổi đến trạng thái O và hoà trộn với L₂ để đạt trạng thái V thoả mãn điều kiện vệ sinh trước khi thổi vào phòng $t_V = t_T - a$.



Hình 5.26.

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 một 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:

$$L = \frac{Q_{\text{hef}}}{1,2 \cdot (t_T - t_s) \cdot (1 - BF)}, \text{ l/s} \quad (5-80)$$

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

$$\frac{OV}{VT} = \frac{L_2}{L_1} \text{ và } L = L_1 + L_2 \quad (5-81)$$

- Năng suất lạnh Q_o của dàn lạnh:

$$Q_o = G_1 \cdot (I_C - I_O), \text{ kW} \quad (5-82)$$

trong đó $G_1 = 0,0012 \cdot L_1$, kg/s.

Chương 6 HỆ THỐNG ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ KIỂU KHÔ

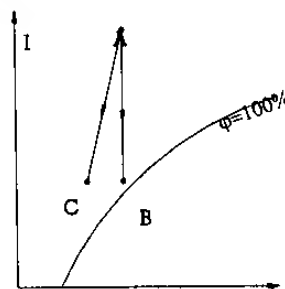
6.1. KHÁI NIỆM VÀ PHÂN LOẠI

6.1.1. Khái niệm

Hệ thống điều hoà kiểu khô là hệ thống điều hoà mà thiết bị xử lý nhiệt ẩm là thiết bị trao đổi nhiệt kiểu bề mặt. Trong thiết bị điều hoà kiểu khô, không khí chuyển động ngang qua bên ngoài thiết bị trao đổi nhiệt và thực hiện quá trình trao đổi nhiệt ẩm. Bề mặt bên ngoài có thể có cánh hoặc không có. Hầu hết các dàn lạnh của các máy điều hoà đều sử dụng dàn ống có cánh nhằm nâng cao hiệu quả trao đổi nhiệt ẩm. Bên trong dàn lạnh là môi chất lạnh hoặc tác nhân lạnh, phổ biến nhất là nước lạnh hoặc glycol.

Quá trình trao đổi nhiệt ẩm được thực hiện nhờ truyền nhiệt qua vách ngăn, do đó có những đặc điểm rất riêng biệt, khác với thiết bị trao đổi nhiệt kiểu hỗn hợp nước - không khí.

Đồng thời với quá trình trao đổi nhiệt, cũng xảy ra quá trình trao đổi chất do một lượng ẩm trong không khí ngưng kết trên bề mặt trao đổi nhiệt, khi tiến hành làm lạnh không khí. Quá trình này chỉ xảy ra khi nhiệt độ bề mặt trao đổi nhiệt nhỏ hơn nhiệt độ đọng sương của không khí. Ngược lại khi nhiệt độ bề mặt lớn hơn nhiệt độ đọng sương thì không xảy ra hiện tượng ngưng kết và dung ẩm của không khí không đổi.



Hình 6.1. Quá trình xử lý nhiệt ẩm của máy điều hoà kiểu khô

Như vậy quá trình trao đổi nhiệt ẩm không khí ở thiết bị điều hoà kiểu khô chỉ có thể làm giảm dung ẩm hoặc không đổi (quá trình AC hoặc AB). Muốn làm tăng ẩm phải có thiết bị phun ẩm bổ sung.

6.1.2. Phân loại các hệ thống điều hoà kiểu khô

Có nhiều cách phân loại hệ thống điều hoà kiểu khô dựa trên các tiêu chí khác nhau, cụ thể như sau:

- *Theo đặc điểm của thiết bị xử lý nhiệt ẩm:*
 - Hệ thống điều hoà cục bộ.
 - Hệ thống điều hoà kiểu phân tán.
 - Hệ thống điều hoà trung tâm.
- *Theo đặc điểm môi chất giải nhiệt dàn ngưng:*
 - Hệ thống điều hoà giải nhiệt bằng nước (water cooled).
 - Hệ thống điều hoà giải nhiệt bằng không khí (air cooled).
- *Theo khả năng xử lý không khí:*
 - Máy điều hoà một chiều lạnh, là máy chỉ có khả năng làm lạnh.
 - Máy điều hoà hai chiều nóng lạnh, vừa có khả năng làm lạnh vừa có khả năng gia nhiệt không khí khi cần. Về mùa hè máy chạy ở chế độ làm lạnh, về mùa đông máy chạy ở chế độ sưởi ẩm không khí. Để chuyển sang chế độ sưởi ẩm mùa đông, thông qua hệ thống van đảo chiều, dàn lạnh chuyển thành dàn nóng và dàn nóng chuyển thành dàn lạnh, máy hoạt động theo chế độ bơm nhiệt và sưởi ẩm không khí.

6.2. 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 bốn loại phổ biến sau:

- Máy điều hoà dạng cửa sổ (window type);
- Máy điều hoà kiểu rời (split type);
- Máy điều hoà kiểu ghép (multi-split type);
- Máy điều hoà rời dạng tủ thổi trực tiếp.

Đặc điểm chung của tất cả các máy điều hoà cục bộ là công suất nhỏ và luôn có dàn nóng được giải nhiệt bằng gió (air cooled), rất thích hợp cho các hộ tiêu thụ nhỏ.

6.2.1. Máy điều hòa không khí dạng cửa sổ

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 hòa dạng cửa sổ là máy điều hòa 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. Tất cả các công suất nêu trên là công suất danh định, công suất thật của máy sẽ sai khác chút ít tùy theo chế độ làm việc và từng hãng máy khác nhau.

- *Về cấu tạo*

Máy điều hòa 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 6.2 là cấu tạo bên trong của một máy điều hòa dạng cửa sổ. Trong trường hợp bình thường, dàn lạnh đặt phía bên trong phòng, dàn nóng nằm phía ngoài. Quạt dàn nóng và dàn lạnh đồng trục và chung động cơ. 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, mặt khác quạt lồng sóc chạy rất êm. Riêng quạt dàn nóng là kiểu hướng trục vì chỉ cần lưu lượng lớn để giải nhiệt cho nó.

Ở giữa cụm máy có vách ngăn cách khoang lạnh và khoang nóng.

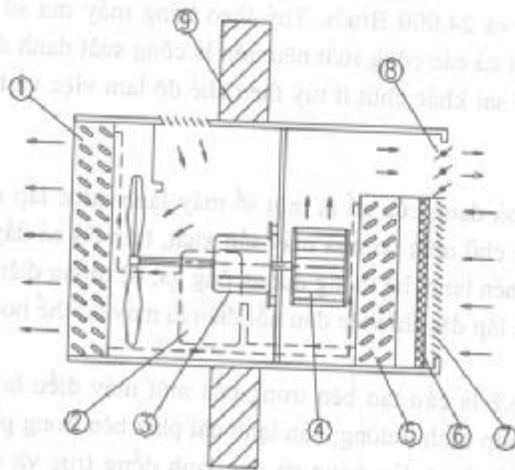
Gió được hút vào cửa hút nằm mặt trước máy vào dàn lạnh trao đổi nhiệt ẩm, sau đó được thổi ra cửa thổi gió ở phía trên hoặc bên cạnh. Cửa thổi gió có các cánh hướng có thể chuyển động qua lại nhằm hướng gió tới các vị trí bất kỳ trong phòng.

Không khí giải nhiệt dàn nóng được lấy ở hai bên hông cửa vỏ máy. Khi quạt hoạt động, gió tuần hoàn vào bên trong qua dàn nóng đi ra ngoài. Khi lắp đặt máy điều hòa cửa sổ cần lưu ý tránh che lấp cửa lấy gió này.

Phía trước mặt máy có bố trí bộ điều khiển. Bộ điều khiển cho phép điều khiển và chọn các chế độ làm việc của máy, cụ thể như sau:

- Bật tắt máy điều hòa ON-OFF;

- Chọn chế độ làm lạnh và không làm lạnh (thông gió);
- Chọn tốc độ của quạt: nhanh, vừa và chậm;
- Đặt nhiệt độ phòng, khoảng nhiệt độ đặt từ $16 \pm 32^{\circ}\text{C}$;
- Ngoài ra trong một số máy còn có thêm các chức năng hẹn giờ, chế độ làm khô, chế độ ngủ...



1- Dàn nóng ; 2- Máy nén; 3- Động cơ quạt; 4- Quạt dàn lạnh; 5- Dàn lạnh; 6- Lưới lọc; 7- Cửa hút gió lạnh; 8- Cửa thổi gió; 9- Tường nhà

Hình 6.2. Cấu tạo máy điều hòa cửa sổ

Về chủng loại, máy điều hoà cửa sổ có hai dạng: máy một chiều lạnh và máy hai chiều nóng lạnh. Ở máy hai 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 nóng và khoang lạnh có cửa điều chỉnh cấp gió tươi, cho phép điều chỉnh lượng khí tươi cung cấp vào phòng. Khoang đáy cửa vỏ

máy dùng chứa nước ngưng rơi từ dàn lạnh và hướng dốc ra cửa thoát nước ngưng.

Hệ thống điện và ống ga được lắp đặt hoàn chỉnh tại nhà máy. Đối với máy điều hoà dạng cửa sổ sử dụng ống mao để tiết lưu làm lạnh.



Hình 6.3. Hình dạng bên ngoài của máy điều hoà cửa sổ

• **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 do số lượng các cụm máy quá nhiều;
- Dàn nóng xả khí nóng ra bên ngoài nên chỉ có thể lắp đặt trên tường bao. Đối với các phòng nằm sâu trong công trình thì không thể sử dụng máy điều hoà cửa sổ, 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 như vậy 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 đi vào và ra khỏi phòng;
- 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. Máy chỉ có thể lắp trên tường ngoài ra không thể lắp ở những nơi khác, do đó cũng bị hạn chế khi lắp đặt.

• *Một số vấn đề cần lưu ý khi sử dụng*

- Không để các vật phía trước gần miệng thổi gió lạnh hoặc gió nóng, ảnh hưởng đến sự tuần hoàn gió ở dàn lạnh và dàn nóng.

- Khi vừa dùng máy không nên cho chạy lại ngay, mà phải đợi ít nhất 3 phút cho áp lực ga trong hệ thống trở lại cân bằng rồi mới chạy lại. Nếu khởi động lại ngay, máy sẽ phải khắc phục một trở lực lớn làm tăng dòng điện đột ngột, có trường hợp không thể chạy nổi.

- Định kỳ vệ sinh dàn nóng và phin lọc dàn lạnh.

- Không nên đặt nhiệt độ phòng quá thấp vừa không kinh tế do thời gian hoạt động trong ngày tăng lại không đảm bảo yêu cầu vệ sinh. Nhiệt độ thích hợp tra tham khảo ở chương 2, thường khoảng 22°C.

Trên bảng 6.1 trình bày các thông số kỹ thuật máy điều hoà dạng cửa sổ một chiều lạnh, còn trên bảng 6.2 của máy hai chiều nóng lạnh của hãng LG Hàn Quốc).

Bảng 6.1. Thông số kỹ thuật máy điều hoà cửa sổ kiểu một 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	l/h	1,3	1,7	2,1
Lưu lượng gió (Dàn nóng/dàn lạnh)	m ³ /phút	5,8 / 10,0	7,5 / 15	12 / 23
Kích thước (Rộng/Cao/Sâu)	mm	510×353×487	600 × 380 × 555	600 × 628 × 675
Khối lượng	kg	32	43	59

**Bảng 6.2. Thông số kỹ thuật máy điều hoà cửa sổ
kiểu hai chiều nóng lạnh, 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	l/h	1,4	1,7	1,8
Lưu lượng gió (Dàn nóng/dàn lạnh)	m ³ /phút	7,0 / 12,0	8,0 / 15	12,3 / 23
Kích thước (Rộng/Cao/Sâu)	mm	600 × 380 × 555	600 × 380 × 555	600 × 428 × 770
Khối lượng	kg	41	43	67

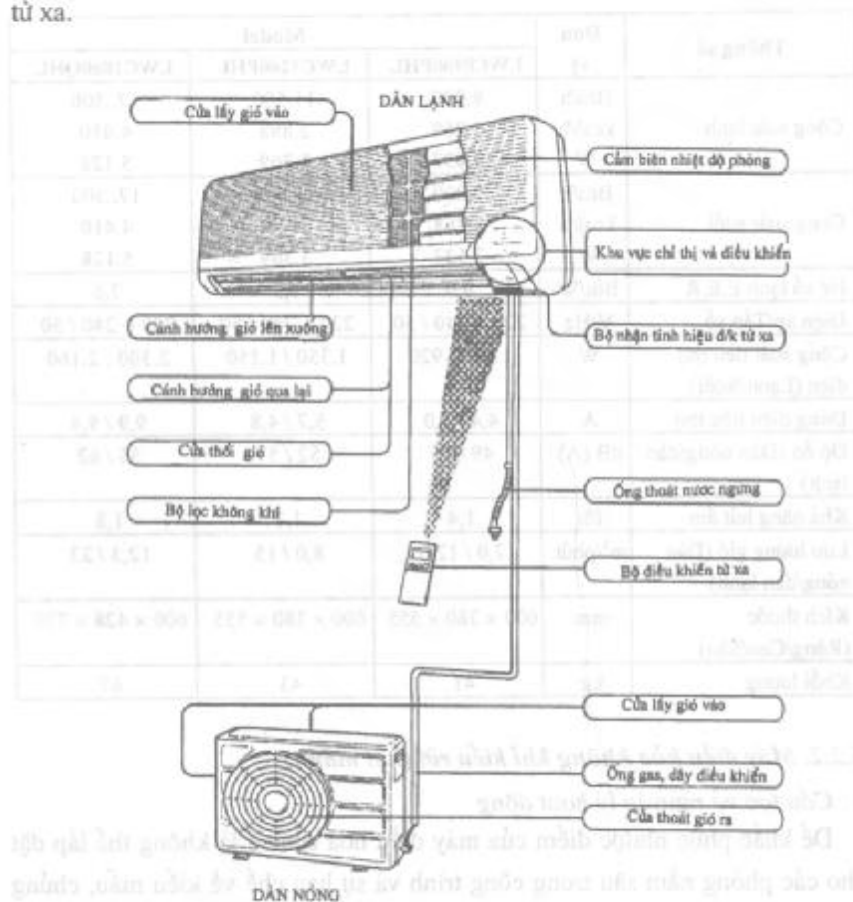
6.2.2. Máy điều hoà không khí kiểu rời (hai mảnh)

- *Cấu tạo và nguyên lý hoạt động*

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, chủng loại, người ta phát minh ra máy điều hoà kiểu rời, ở đó dàn nóng và dàn lạnh được tách thành hai khối. Vì vậy máy điều hoà dạng này còn có tên là máy điều hoà kiểu rời (split) hay máy điều hoà hai mảnh.

Máy điều hoà rời gồm hai cụm dàn nóng (gọi là Outdoor Unit) và dàn lạnh (Indoor Unit) được bố trí tách rời nhau. Liên kết giữa hai cụm là các ống đồng dẫn môi chất và dây điện điều khiển (hình 6.4). Máy nén thường

đặt ở bên trong cụm dàn nóng. Quá trình điều khiển sự làm việc của máy được thực hiện từ dàn lạnh thông qua bộ điều khiển có dây hoặc điều khiển từ xa.



Hình 6.4. Sơ đồ nguyên lý máy điều hòa rời

Máy điều hoà kiểu rời có công suất nhỏ từ 7.000 Btu/h + 60.000 Btu/h, bao gồm chủ yếu các model sau: 7.000, 9.000, 12.000, 18.000, 24.000, 36.000, 48.000 và 60.000 Btu/h. Hiện nay người ta thiết kế nhiều chủng máy

điều hoà hai mảnh công suất lớn hơn và có thể đạt gần 200.000 Btu/h, tuy nhiên công suất lớn chỉ có một số chủng loại nhất định, như loại âm trần.

Tùy theo từng hãng chế tạo máy mà số model có khác nhau. Công suất nêu trên cũng là công suất danh định.

- *Phân loại*

- Theo chế độ làm việc người ta phân ra thành hai loại máy một chiều và máy hai chiều.

- Theo đặc điểm của dàn lạnh có thể chia ra: Máy điều hoà gắn tường, đặt nền, áp trần, giấu trần, cassette, máy điều hoà kiểu vệ tinh.

- *Các loại dàn lạnh và lắp đặt*

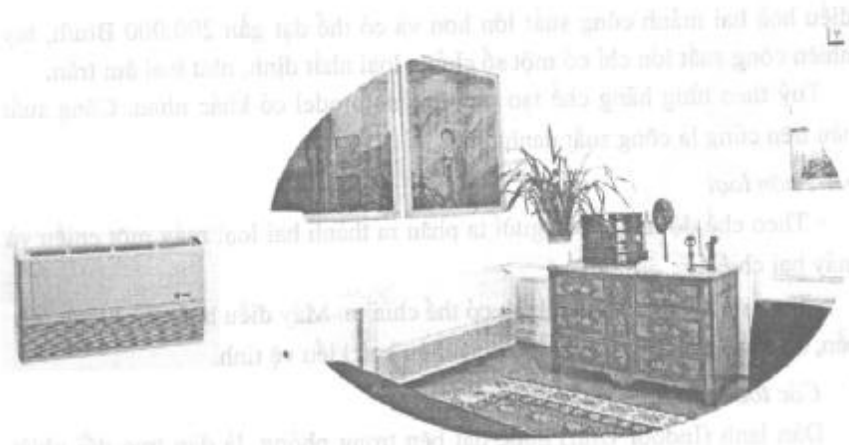
Dàn lạnh (Indoor Unit) được đặt bên trong phòng, là dàn trao đổi nhiệt kiểu bề mặt và phổ biến nhất là kiểu ống đồng cánh nhôm. Dàn lạnh có trang bị quạt kiểu ly tâm dạng lồng sóc, nhằm giảm độ ồn khi hoạt động. Dàn lạnh có nhiều dạng khác nhau cho phép người sử dụng có thể lựa chọn kiểu phù hợp với kết cấu tòa nhà, không gian lắp đặt và sở thích cá nhân. Cụ thể như sau:

- a) Dàn lạnh đặt sàn (Floor Standing type)*

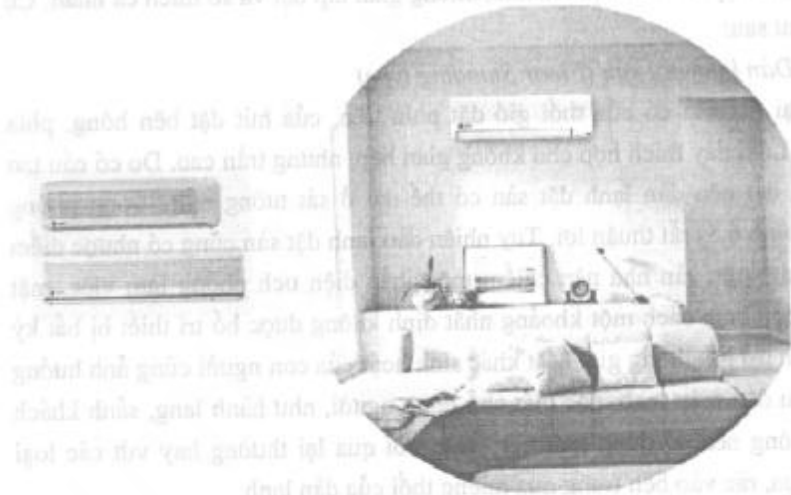
Loại đặt sàn có cửa thổi gió đặt phía trên, cửa hút đặt bên hông, phía trước. Loại này thích hợp cho không gian hẹp, nhưng trần cao. Do có cấu tạo mỏng, đặt nền dàn lạnh đặt sàn có thể đặt ở sát tường ngay trong phòng (xem hình 6.5) rất thuận lợi. Tuy nhiên dàn lạnh đặt sàn cũng có nhược điểm là do đặt trên sàn nhà nên chiếm một phần diện tích phòng làm việc, mặt trước dàn lạnh cách một khoảng nhất định không được bố trí thiết bị bất kỳ gây cản trở lưu thông gió. Mặt khác sinh hoạt của con người cũng ảnh hưởng ít nhiều đến máy lạnh, đặc biệt chỗ đông người, như hành lang, sảnh khách sạn không nên sử dụng loại này, vì người qua lại thường hay vút các loại giấy vụn, rác vào bên trong qua miệng thổi của dàn lạnh.

- b) Dàn lạnh treo tường (Wall mounted)*

Dàn lạnh treo tường là loại phổ biến nhất, được nhiều người lựa chọn, nó được lắp đặt trên tường, có cấu tạo rất đẹp, gió phân bố đều trong phòng.



Hình 6.5. Dàn lạnh đặt sàn và cách lắp đặt



Hình 6.6. Dàn lạnh treo tường và cách lắp đặt

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. Cửa thổi có cánh hướng đồng, có thể cho đứng yên hoặc chuyển động chao qua lại, tùy theo sở thích của người sử dụng (hình 6.6).

c) Loại áp trần (Under Ceiling, 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. Về hình thức dàn lạnh áp trần rất giống dàn lạnh đặt sàn vì thế khi lắp đặt rất dễ nhầm lẫn. Tuy bên ngoài giống nhau nhưng máng hứng nước ngưng bên trong bố trí khác nhau (hình 6.7).



Hình 6.7. Dàn lạnh áp trần và cách lắp đặt

d) Loại cassette

Dàn lạnh cassette được lắp áp lên trần, với toàn bộ dàn lạnh nằm khuất trong laphông, phần nhô xuống dưới là phần mặt nạ. Mặt nạ của dàn lạnh cassette có một cửa hút nằm ở giữa và các miệng thổi bố trí ở bốn phía. Tùy theo từng loại mà mặt nạ có 2, 3 hoặc 4 cửa thổi.

Khi máy hoạt động, các cánh hướng dòng của cửa thổi có thể mở một góc từ $10 + 65^\circ$ so với phương nằm ngang.

Loại cassette rất thích hợp cho khu vực có trần cao, không gian rộng như các phòng họp, đại sảnh, hội trường. Dàn lạnh kiểu cassette có kiểu dáng rất đẹp, là thiết bị có thể dùng trang trí làm tăng thẩm mỹ bề mặt trần nhà.



Hình 6.8. Dàn lạnh cassette và cách lắp đặt

Tuy nhiên máy điều hoà có dàn lạnh kiểu cassette có giá thành cao. Do dàn lạnh rất sát trần, nước ngưng muốn chảy tự do phải bố trí phía dưới laphông vì vậy máy có trang bị bơm nước ngưng, để bơm lên độ cao cần thiết phía trong laphông. Công suất máy cassette thường lớn và nằm trong khoảng $18.000 + 36.000$ Btu/h.

e) Loại cassette treo dưới trần (ceiling suspended cassette type)

Dàn lạnh cassette treo trần được thiết kế treo dưới trần nên không cần xê trần như trong trường hợp dàn lạnh cassette thường, sửa chữa dễ dàng và không yêu cầu lớn về khoảng không gian trống trên trần. Cấu tạo dàn lạnh loại này khá dẹt, khoảng $165 + 230$ mm nên không ảnh hưởng nhiều đến thẩm mỹ của công trình.

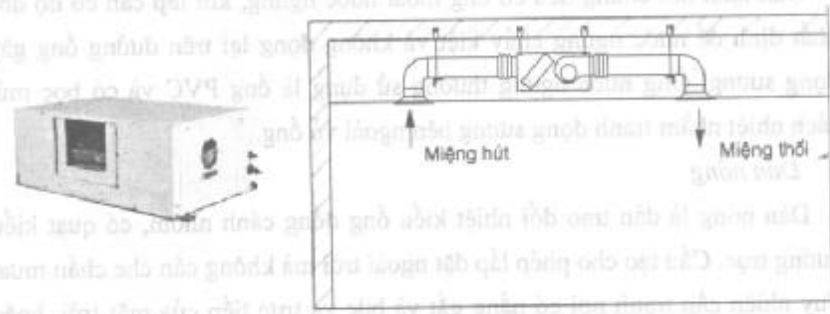
Góc mở của các cánh hướng dạt từ $0 \div 60^\circ$ so với phương nằm ngang. Theo hướng gió thổi, dàn lạnh có ba loại: thổi 2 hướng, 3 hướng hoặc 4 hướng tùy thuộc vị trí lắp đặt.



Hình 6.9. Dàn lạnh cassette treo dưới trần và cách lắp đặt

f) Loại giấu trần (concealed type, duct connection)

Dàn lạnh kiểu giấu trần được lắp đặt hoàn toàn bên trong laphông. 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 giấu trần thích hợp cho các văn phòng.



Hình 6.10. Dàn lạnh âm trần và cách lắp đặt

công sở, các khu vực có trần giả. Công suất dàn lạnh giấu trần thường lớn và nằm trong khoảng 36.000 + 200.000 Btu/h. Máy điều hoà có dàn lạnh kiểu giấu trần có thể lắp đặt cho các phòng tương đối lớn. Khi lắp đặt cần lưu ý đến độ ồn của dàn lạnh, các máy có công suất từ 60.000 Btu/h trở lên thường có độ ồn khá lớn, nên trong những khu vực đòi hỏi độ ồn thấp cần lưu ý đến vấn đề này để có biện pháp khắc phục.

g) 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.

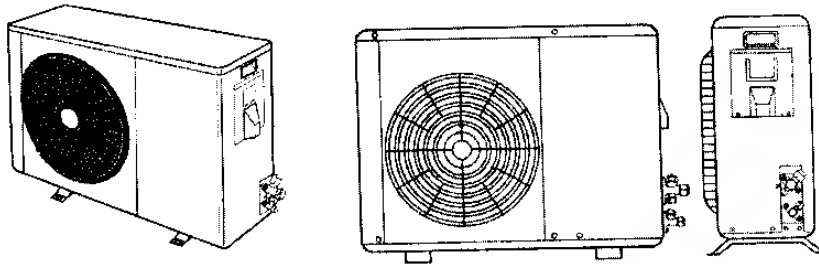


Hình 6.11. Dàn lạnh kiểu vệ tinh

Dàn lạnh nói chung đều có ống thoát nước ngưng, khi lắp cần có độ dốc nhất định để nước ngưng chảy kiệt và không đọng lại trên đường ống gây đọng sương. Ống nước ngưng thường sử dụng là ống PVC và có bọc mút cách nhiệt nhằm tránh đọng sương bên ngoài vỏ ống.

- *Dàn nóng*

Dàn nóng là dàn trao đổi nhiệt kiểu ống đồng cánh nhôm, có quạt kiểu hướng trục. 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 của mặt trời, hoặc nơi có nền bê tông quá nóng, vì như vậy hiệu quả giải nhiệt giảm rất nhiều.



Hình 6.12. Dàn nóng máy điều hoà hai mảnh

- **Ống dẫn ga**

Liên kết giữa 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 nó. 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.

Đối với máy lạnh hai chiều, cả hai ống đều được bọc cách nhiệt và tách rời nhau, tránh cho khi máy chạy chế độ bơm nhiệt, môi chất không trao đổi nhiệt với nhau trước khi đến cụm trong nhà, giảm công suất sưởi.

Bảng 6.3. Kích cỡ ống dẫn môi chất các máy điều hoà dạng rời

Công suất (Btu/h)	9.000	12.000	18.000	24.0000	36.000
Ống đẩy	1/4" (Φ6,35)	1/4" (Φ6,35)	3/8" (Φ9,53)	3/8" (Φ9,53)	1/2" (Φ12,7)
Ống hút	1/2" (Φ12,7)	1/2" (Φ12,7)	5/8" (Φ16)	3/4" (Φ19)	3/4" (Φ19)

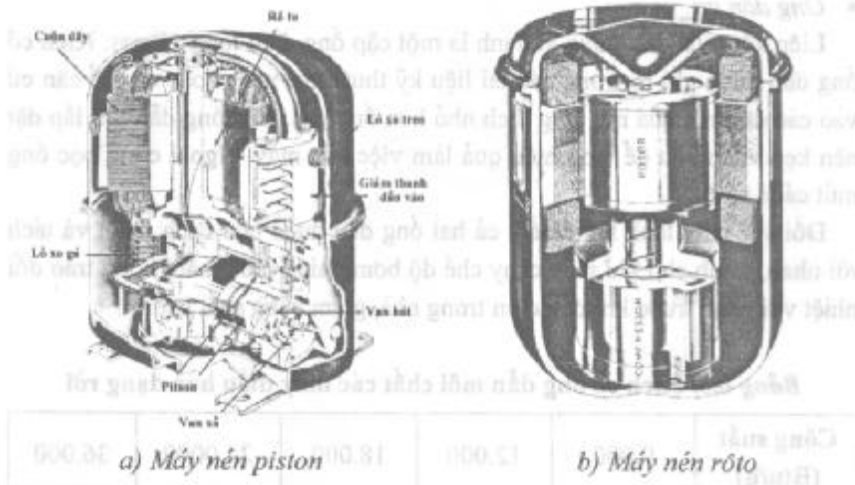
- **Dây điện điều khiển và động lực**

Dây điện điều khiển nối giữa dàn nóng và dàn lạnh dùng để điều khiển và phối hợp hoạt động giữa dàn lạnh và dàn nóng, đồng thời cấp điện nguồn cho quạt dàn lạnh. Tùy theo hãng máy mà số lượng dây có khác nhau từ 3

đến 6 sợi. Kích cỡ dây nằm trong khoảng từ $0,75 + 2,5 \text{ mm}^2$. Thông thường máy nén bố trí ở dàn nóng, nếu cấp điện nguồn vào từ dàn nóng thì kích cỡ dây điện điều khiển không cần lớn. Tuy nhiên nếu nguồn điện cấp vào từ dàn lạnh thì dây điện điều khiển sẽ có kích cỡ lớn hơn.

Dây điện động lực (dây điện nguồn) thường được nối vào dàn nóng. Tuy theo công suất máy mà điện nguồn là một pha hay ba pha. Thường công suất từ 36.000 Btu/h trở lên sử dụng điện ba pha. Số dây điện động lực tùy thuộc vào máy một pha, ba pha và hãng máy.

- *Máy nén lạnh*



Hình 6.13. Máy nén kín

Máy nén lạnh của các máy điều hoà kiểu rời là máy nén kín. Máy nén kín gồm nhiều kiểu: piston, rôto hoặc xoắn (ly tâm). Máy nén được bố trí lắp đặt ở dàn nóng (outdoor Unit), không bao giờ đặt ở dàn lạnh, vì như vậy làm tăng kích thước dàn lạnh và nhất là làm tăng độ ồn khi hệ thống hoạt động.

- *Một số lưu ý khi lắp đặt và sử dụng máy điều hoà hai máng*

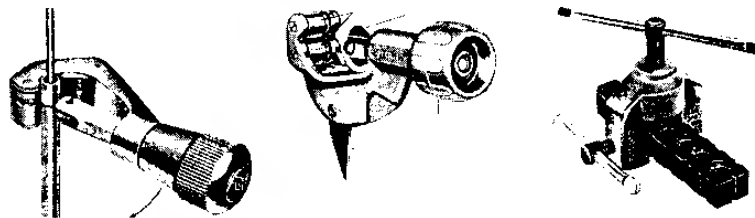
- Vị trí dàn nóng và lạnh: Khi lắp dàn nóng và lạnh phải chú ý vấn đề hồi dầu. Khi hệ thống làm việc dầu theo ga chảy đến dàn lạnh, hạn chế việc trao

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.

- Độ dài đường ống gas đã được các hãng quy định không được dài quá một giá trị nào đó, thường khoảng 20 m. Nếu dài hơn quy định công suất của máy sẽ giảm.

- 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.



Hình 6.14. Dụng cụ cắt và loe ống

- Cắt ống và loe các đầu ống để nối vào các dàn nóng, dàn lạnh bằng các dụng cụ chuyên dụng, như hình 6.14.

- Sau khi vừa tắt máy không nên chạy lại ngay mà phải đợi ít nhất 3 phút cho dầu đẩy và hút máy cân bằng rồi chạy lại. Ở một số máy có role 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 sở thích cá nhân.
- Do chỉ có hai 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 (6.4) và (6.5) dưới đây trình bày đặc tính kỹ thuật của máy điều hòa hai mảnh, hãng Trane, với dàn lạnh kiểu treo tường và giấu trần là hai dạng sử dụng phổ biến nhất.

Bảng 6.4. Đặc tính kỹ thuật máy điều hòa hai mảnh kiểu treo tường, hãng Trane

Đặc tính	Đơn vị	Model			
		9.000	12.000	18.000	24.000
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		MCW509GA	MCW512GA	MCW518GA	MCW524GA
Mã hiệu dàn nóng		TTK509MA	TTK512MA	TTK518MA	TTK524MA

Bảng 6.4 (tiếp theo)

Đặc tính	Đơn vị	Model			
		220/1/50	220/1/50	220/1/50	220/1/50
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
Rơle thời gian trễ 3 phút		•	•	•	•
Bộ điều khiển từ xa không dây		•	•	•	•
- Rơle thời gian 24 giờ		•	•	•	•
- Chế độ làm khô		•	•	•	•
- Điều khiển tốc độ quạt		3tốcđộ+Aut	3tốcđộ+Aut	3tốcđộ+Aut	3tốcđộ+Aut
- Chế độ quét gió		•	•	•	•
- Chế độ ngủ		•	•	•	•
Vị trí lắp đặt		tường	tường	tường	tường
Kích thước phòng lắp đặt	m ²	9-15	16-22	24-33	32-44
Thông số dàn lạnh					
- Chiều cao	mm	298	298	295	295
- Chiều rộng	mm	900	900	1120	1120
- Chiều sâu	mm	190	190	200,5	200,5
- Khối lượng	kg	8,7	8,7	13	13
Thông số dàn nóng					
- Chiều cao	mm	590	590	590	590
- Chiều rộng	mm	830	830	830	830
- Chiều sâu	mm	330	330	330	330
- Khối lượng	kg	36,8	37,5	52	55,5

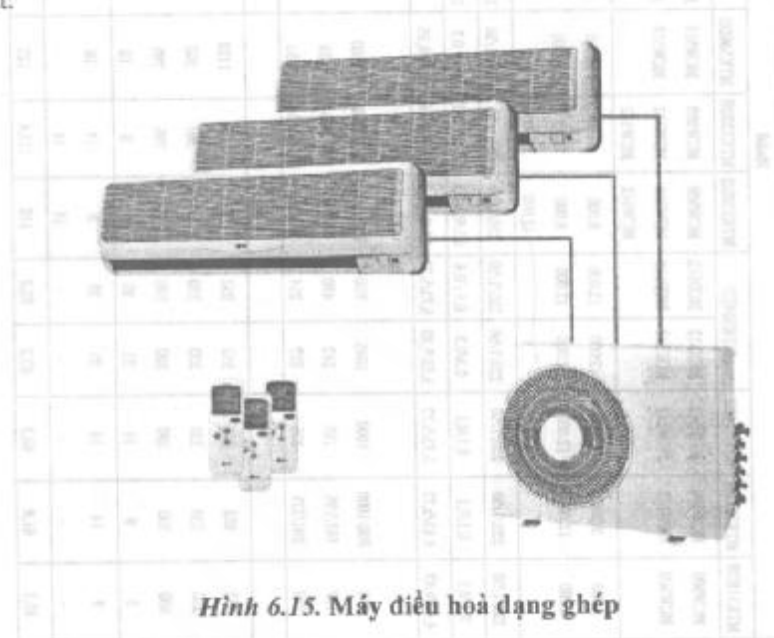
Bảng 6.5. Đặc tính kỹ thuật máy điều hoà hai mảnh, giấu trần, hãng Trane

Đặc tính	Đơn vị	Model										
		12.000	18.000	24.000	30.000	36.000	36.000	36.000	42.000	48.000	60.000	
Công suất lạnh	Btu/h	390	450	600	750	900	900	1400	1600	2000		
Lưu lượng gió	CFM											
Mã hiệu dàn lạnh		MCD512DB	MCD518DB	MCD524DB	MCD530DB	MCD536DB	MCD536DB	MCD548DB	MCD548DB	MCD600DB		
Mã hiệu dàn nóng		TTK512LB	TTK518LB	TTK524LB	TTK530KB	TTK536KB	TTK536KB	TTK642KB	TTK642KB	TTK650KB		
Điện nguồn	V/Ph/Hz	220/1/50	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	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	R22	R22
Dạng máy nén		Kiểu kín	Kiểu kín	Kiểu kín	Kiểu kín	Kiểu kín	Kiểu kín	Kiểu kín	Kiểu kín	Kiểu kín	Kiểu kín	Kiểu kín
Vị trí lắp đặt		Đầu trần	Đầu trần	Đầu trần	Đầu trần	Đầu trần	Đầu trần	Đầu trần	Đầu trần	Đầu trần	Đầu trần	Đầu trần
Thông số dàn lạnh												
- Chiều cao	mm	254	254	254	254	254	254	408	408	408	408	408
- Chiều rộng	mm	950	950	950	1.100	1.250	1.250	1.107	1.107	1.250	1.107	1.250
- Chiều sâu	mm	480	480	520	520	520	520	759	759	759	759	759
- Khối lượng	kg	20	22	24	26	29	29	48,5	48,5	48,5	48,5	54,5
Thông số dàn nóng												
- Chiều cao	mm	590	590	590	795	795	795	795	1.254	988	1.254	1.254
- Chiều rộng	mm	830	830	830	1.018	1.018	1.018	1.018	988	988	988	988
- Chiều sâu	mm	330	330	330	360	360	360	360	350	350	350	350
- Khối lượng	kg	38	52	56	73	79	79	80	102	102	102	111

6.2.3. Máy điều hòa kiểu ghép (Multi - Split)

Máy điều hòa kiểu ghép về thực chất là máy điều hoà gồm một dàn nóng và 2 đến 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 6.15. Máy điều hoà dạng ghép

Trên hình 6.15 là hình ảnh của một máy điều hoà ghép. Sơ đồ này không khác sơ đồ máy điều hoà rời nhưng có nhiều dàn lạnh hơn.

Bố trí bên trong dàn nóng gồm hai máy nén và sắp xếp như sau:

- Trường hợp có hai dàn lạnh: 2 máy nén hoạt động độc lập cho hai dàn lạnh.
- Trường hợp có ba dàn lạnh: 1 máy nén cho 1 dàn lạnh, 1 máy nén cho 2 dàn lạnh.

Bảng 6.6. Đặc tính kỹ thuật máy điều hoà ghép, hãng Trane

Đặc tính	Hệ thống	Đơn vị	Model												
			MTKS18DB	MTKS21DB	MTKS24DB	MTKS34EB	MTKS30DB	MTKS33DB	MTKS36DB	MTKS38EB	MTKS38FB	MTKS38CB	MTKS38EB	MTKS38FB	MTKS38CB
Đàn nóng	Hệ thống 1		MCW509	MCW509	MCW512	MCW509	MCW509	MCW509	MCW518	MCW518	MCW512	MCW518	MCW512	MCW512	MCW512
	Hệ thống 2		MCW509	MCW512	MCW512	MCW509	MCW509	MCW512	MCW518	MCW518	MCW512	MCW518	MCW512	MCW512	MCW512
	Hệ thống 3		MCW509	MCW512	MCW512	MCW509	MCW509	MCW512	MCW518	MCW518	MCW512	MCW518	MCW512	MCW512	MCW512
Cổng nước lạnh	Hệ thống 1	Btu/h	9.000	12.000	12.000	12.000	9.000	9.000	18.000	18.000	12.000	18.000	12.000	12.000	12.000
	Hệ thống 2		9.000	12.000	12.000	12.000	9.000	9.000	18.000	18.000	12.000	18.000	12.000	12.000	12.000
	Hệ thống 3		9.000	12.000	12.000	12.000	9.000	9.000	18.000	18.000	12.000	18.000	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
	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
	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	4,54/5,5,8	4,5/5,5/5,8	8,05/8,05	8,06/8,05	5,8/5,8/5,8	5,9/5,9/5,9	5,8/5,8/5,8	5,8/5,8/5,8
Kích thước dàn lạnh	+ Rộng	mm	850	850/1000	1000	1085	950	850/1000	850/1000	1100	1085	950	1000	1085	950
	+ Sâu	mm	167	167/195	195	243	480	167/195	167/195	210	243	480	195	243	480
	+ Cao	mm	290	290/335	335	627	254	290/335	290/335	355	627	254	335	627	254
Kích thước dàn nóng	+ Rộng	mm	952	952	952	952	1128	952	1128	1128	1128	1128	1128	1128	1128
	+ Sâu	mm	330	330	330	330	360	360	360	360	360	360	360	360	360
	+ Cao	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
		kg	60,4	61,8	63,2	63,2	63,2	112	113,4	123	123	123	114,8	114,8	114,8

Như vậy về cơ bản máy điều hoà ghép có các đặc điểm của máy điều hoà hai 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 6.6 giới thiệu đặc tính kỹ thuật của một số máy điều hoà dạng ghép của hãng Trane.

6.2.4. Máy điều hoà kiểu rời dạng tủ thổi trực tiếp

Máy điều hoà rời dạng tủ là máy điều hoà có công suất trung bình. Đây là chủng máy rất hay được lắp đặt ở các nhà hàng và sảnh của các cơ quan.

Công suất của máy từ 36.000 ÷ 120.000 Btu/h.

Về sơ đồ nguyên lý cũng tương tự 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 thấp, chi phí lắp đặt không cao. 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.



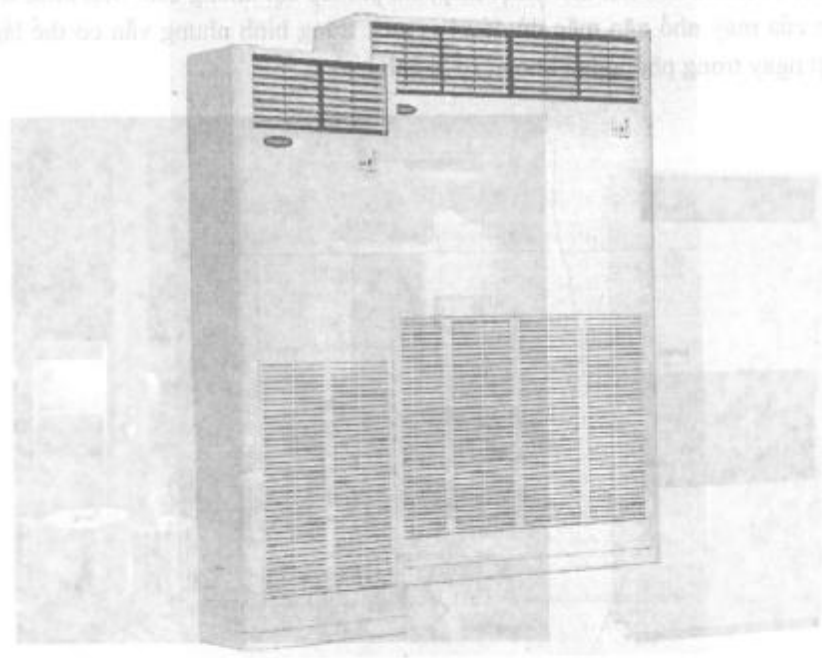
Hình 6.16. Máy điều hoà rời dạng tủ

- *Dàn nóng*
Là dàn trao đổi nhiệt ống đồng cánh nhôm, quạt hướng trục có thể thổi ngang hoặc thổi đứng, máy nén lạnh dạng kín được đặt bên trong dàn nóng.

- *Dàn lạnh*
Có dạng khối hộp (dạng tủ), cửa thổi gió bố trí phía trên cao, thổi ngang, cửa hút ở phía dưới. Trên miệng thổi có các cánh hướng dòng có thể đứng yên hoặc chuyển động qua lại để hướng gió đến các vị trí cần thiết. Phía trước cửa hút có phin lọc bụi, định kỳ người sử dụng cần vệ sinh phin lọc cẩn thận.

Bộ điều khiển đặt phía mặt trước của dàn lạnh, ở đó có đầy đủ các chức năng điều khiển cho phép điều khiển các thông số: đặt nhiệt độ phòng, tốc độ chuyển động của quạt, chọn chế độ làm việc...

Bảng 6.7 cho đặc tính kỹ thuật máy điều hoà rời, thổi tự do của hãng Trane.



Hình 6.17. Máy điều hoà dạng tủ, thổi trực tiếp

Bảng 6.7. Đặc tính kỹ thuật máy điều hòa kiểu rời, dạng tủ thổi trực tiếp, hãng Trane

Model		Công suất	Lưu lượng gió	Điện áp nguồn	Dòng điện		Kích thước, mm (rộng x sâu x cao)		Khối lượng, kg	
Dàn lạnh	Dàn nóng				Dàn lạnh	Dàn nóng	Dàn lạnh	Dàn nóng	Dàn lạnh	Dàn nóng
MCV036AA	TTK536KB	39.000	CFM 1.500	V/Ph/Hz 220/1/50	1,6	17,9	782×457×1850	1018×360×795	110	90
MCV036AA	TTK536KD	39.000	CFM 1.500	380/3/50	1,6	6,6	782×457×1850	1018×360×795	110	90
MCV048AA	TTK536KB	43.100	CFM 1.500	220/1/50	1,6	19,9	782×457×1850	1018×360×795	115	90
MCV048AA	TTK536KD	43.100	CFM 1.500	380/3/50	1,6	6,7	782×457×1850	1018×360×795	115	90
MCV048AA	TTK048KD	49.200	CFM 1.500	380/3/50	1,5	7,7	782×457×1850	988×350×1254	115	109
MCV060AA	TTK048KD	54.100	CFM 2.000	380/3/50	1,8	9,3	982×457×1850	988×350×1254	141	109
MCV060AA	TTK060KD	60.700	CFM 2.000	380/3/50	1,8	10,1	982×457×1850	988×350×1254	141	109
MCV090AA	TTA075DD	79.800	CFM 3.000	380/3/50	2 x 1,6	11,7	1182×457×1850	1046×862×983	170	160
MCV090AA	TTA100DD	97.500	CFM 3.000	380/3/50	2 x 1,6	15,4	1182×457×1850	1300×964×1086	170	189

6.3. HỆ THỐNG KIỂU PHÂN TÁN

Máy điều hòa kiểu phân tán là máy điều hòa ở đó khâu xử lý không khí phân tán tại nhiều nơi, nghĩa là hệ thống có nhiều dàn lạnh.

Thực tế máy điều hòa kiểu phân tán có hai dạng phổ biến sau:

- Máy điều hòa kiểu VRV (Variable Refrigerant Volume).
- Máy điều hòa kiểu làm lạnh bằng nước (Water chiller).

Các hệ thống điều hòa 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.

6.3.1. Máy điều hòa không khí VRV

Máy điều hòa VRV ra đời từ những năm 1970 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 thuật ngữ tiếng Việt nào phản ánh đúng bản chất máy điều hòa 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 hòa VRV do hãng Daikin của Nhật Bản phát minh đầu tiên. Hiện nay hầu hết các hãng đã sản xuất các máy điều hòa VRV và đặt dưới các tên gọi khác nhau, nhưng về 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 hòa 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.

Điều đó có thể suy ra từ công suất máy lạnh được xác định năng suất lạnh máy nén:

$$Q_o = \lambda \cdot \frac{V_{lt}}{v_1} \cdot q_o = \lambda \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s \cdot z \cdot n \cdot q_o \quad (6-1)$$

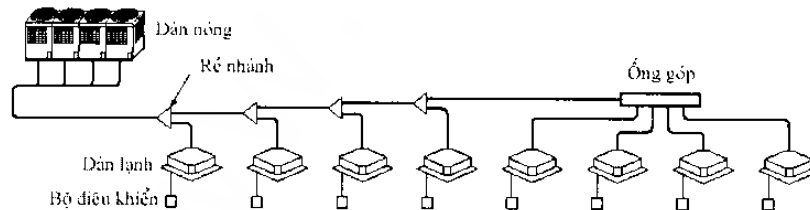
trong đó:

λ - hệ số cấp máy nén;

V_{lt} - thể tích hút lý thuyết, m^3/s ;
 q_0 - năng suất lạnh riêng của máy nén, kJ/kg ;
 S - chiều dài quét của pittông, m ;
 z - số xy lanh của máy nén;
 n - tốc độ quay của máy nén, vg/gy ;

Như vậy để thay đổi Q_0 theo phụ tải bên ngoài một trong những biện pháp là thay đổi tốc độ quay của máy nén. Để thay đổi tốc độ quay của máy nén trong hệ thống VRV người ta sử dụng bộ biến tần để thay đổi tần số nguồn điện và qua đó thay đổi tốc độ quay của máy nén một cách tỷ lệ.

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 100 m và chênh lệch độ cao đạt 50 m. Công suất máy điều hoà VRV cũng đạt giá trị công suất trung bình.



Hình 6.18. Sơ đồ nguyên lý máy điều hoà VRV

- *Sơ đồ nguyên lý và cấu tạo.*

Trên hình 6.18 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 hoặc tổ hợp một vài dàn nóng.

Cấu tạo dàn nóng cũng gồm dàn trao đổi nhiệt cánh nhôm trong có bố trí một quạt hướng trục, thổi gió lên phía trên. Động cơ máy nén và các thiết bị phụ của hệ thống làm lạnh đặt ở dàn nóng. Máy nén lạnh thường là loại máy kín ly tâm dạng xoắn.

Dàn lạnh

Dàn lạnh có nhiều chủng loại như các dàn lạnh của các máy điều hòa 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 Remote hoặc bộ điều khiển theo nhóm.

- Nối dàn nóng và dàn lạnh là hệ thống ống đồng và dây điện điều khiển. Ống đồng trong hệ thống này có kích cỡ lớn hơn máy điều hòa 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, điều tần (Inverter) và hồi nhiệt (Heat recovery). Máy điều hoà VRV kiểu hồi nhiệt có thể làm việc ở hai chế độ: sưởi nóng và làm lạnh.

Trên hình 6.19. mô tả các chế độ làm việc có thể có của các hệ thống điều hoà VRV kiểu hồi nhiệt. 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.

- *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.

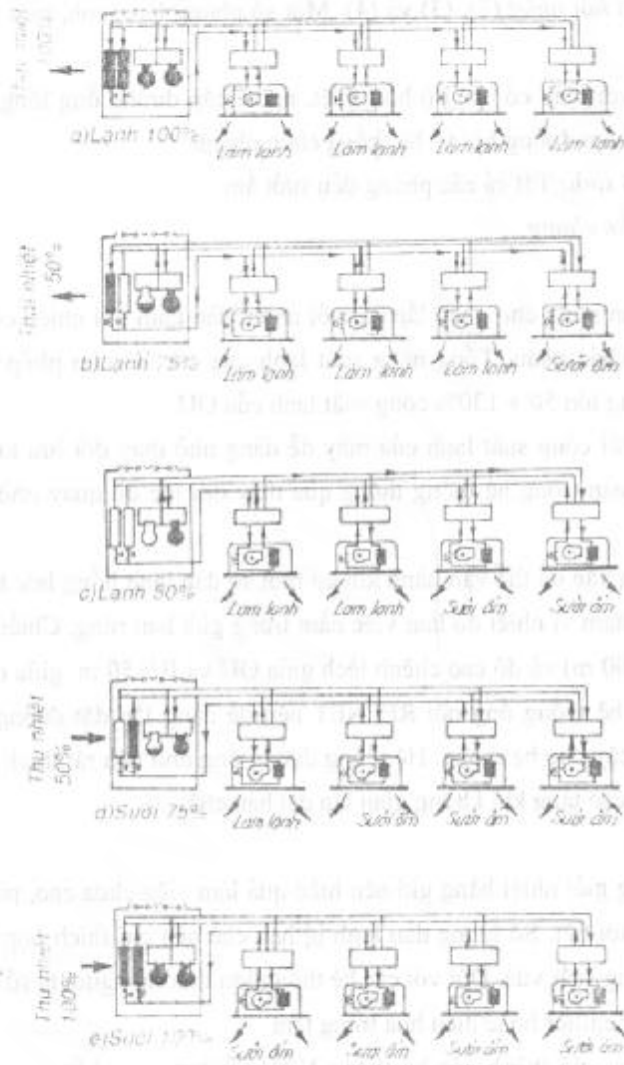
- Thay đổi công suất lạnh của máy dễ dàng nhờ thay đổi lưu lượng môi chất tuần hoàn trong hệ thống thông qua thay đổi tốc độ quay nhờ bộ biến tần.

Hệ thống 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 (100 m) và độ cao chênh lệch giữa OU và IU: 50 m, giữa các IU là 15 m. 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 hạn chế.

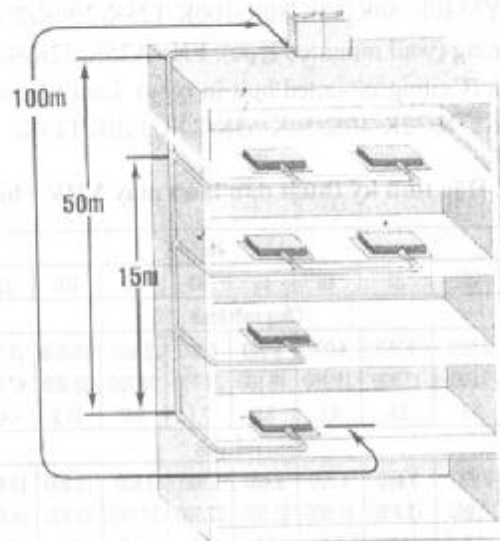
- Nhược điểm*

- Dàn nóng giải nhiệt bằng gió nên hiệu quả làm việc chưa cao, phụ thuộc nhiều vào thời tiết. 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

Trước đây, giá thành các hệ thống VRV thường cao nhất trong các hệ thống điều hoà không khí, nhưng hiện nay xu hướng giảm và rẻ hơn hệ thống kiểu làm lạnh bằng nước.



Hình 6.19. Các chế độ điều khiển dàn lạnh máy điều hòa VRV



Hình 6.20. Chiều dài đường ống và khoảng cách cho phép của các thiết bị trong hệ thống điều hoà VRV

Trên bảng 6.8 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 - dàn lạnh thổi theo hai hướng đối diện nhau (Double flow Type). Loại này có các model: FXYC20K/25K/32K/40K/50K/ 63K/80K/125K.
- + FXYF - 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 một 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 giấu 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 6.8. 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	10.000	12.500	20.000	25.000
- Btu/h	7.500	9.600	12.300	15.400	19.100	24.200	30.700	38.200	47.800	76.400	95.500
- kW	2,2	2,8	3,6	4,5	5,6	7,1	9,0	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	10.800	13.800	21.500	27.000
- Btu/h	8.500	10.900	13.600	17.000	21.500	27.300	34.100	42.700	54.600	85.300	107.500
- kW	2,5	3,2	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0	25,0	31,5

Bảng 6.9 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 hai, tùy thuộc vào nhiệt độ của phòng. Đối với model loại K có hai bộ lựa chọn rẽ nhánh là BSV100K và BSV160K.

Bảng 6.9. Đặc tính kỹ thuật dàn nóng máy VRV - hãng Daikin

Đặc tính	Model					
	RXS5K	RSX8K	RSX10K	RSXY5K	RSXY8K	RSXY10K
Công suất lạnh						
- kcal/h	12.500	20.000	25.000	12.500	20.000	25.000
- Btu/h	47.800	76.400	95.500	47.800	76.400	95.500
- kW	14,0	22,4	28,0	14,0	22,4	28,0
Công suất sưởi						
- kcal/h	-	-	-	13.800	21.500	27.000
- Btu/h	-	-	-	54.600	85.300	107.500
- kW	-	-	-	16,0	25,0	31,5

**Bảng 6.10. Đặc tính kỹ thuật dàn nóng máy VRV,
loại hồi nhiệt - hãng Daikin**

Model	RSEY8K	RSEY10K
Công suất lạnh		
- kcal/h	20.000	25.000
- Btu/h	76.400	95.500
- kW	22.4	28.0
Công suất sưởi		
- kcal/h	21.500	27.000
- Btu/h	85.300	107.500
- kW	25.0	31.5

6.3.2. 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 6.22 là sơ đồ nguyên lý của hệ thống điều hoà làm lạnh bằng nước. Hệ thống gồm các thiết bị chính sau:

- Cụm máy làm lạnh nước chiller.
- Tháp giải nhiệt (đối với máy chiller giải nhiệt bằng nước) hoặc dàn nóng (đối với chiller giải nhiệt bằng gió).
- Bơm nước giải nhiệt.
- Bơm nước lạnh tuần hoàn.
- Bình giãn nở và cấp nước bổ sung.
- Hệ thống xử lý nước.
- Các dàn lạnh FCU và AHU.

- Hệ thống đường ống nước lạnh và nước giải nhiệt.

- *Các thiết bị chính*

- a) Cụm máy làm lạnh nước 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°C. 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: Có hai loại hay sử dụng là bình ngưng hoặc dàn ngưng, tùy thuộc vào hình thức giải nhiệt bằng nước hay không khí. Người ta thường hay sử dụng dạng giải nhiệt bằng nước vì ít phụ thuộc vào thời tiết bên ngoài và hiệu quả cao, ổn định. Trong hệ thống giải nhiệt bằng nước đòi hỏi phải có tháp và bơm nước giải nhiệt.

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°C nhằm ngăn ngừa nước đóng băng gây nổ vỡ bình.

Tủ điện điều khiển: Cụm chiller thường có sẵn tủ điện điều khiển nhằm điều khiển. Khi lắp đặt, người ta chỉ thiết kế thêm một tủ điện đơn giản, là tủ nguồn cho cụm chiller, các bơm và tháp giải nhiệt và điều khiển sự hoạt động giữa chúng.

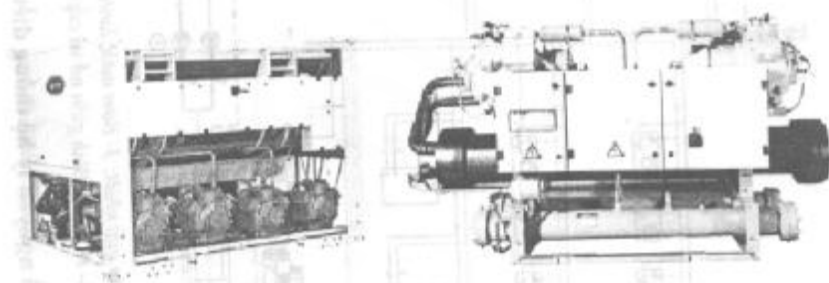
Hệ thống đường ống: Hệ thống đường ống lạnh của chiller đã được lắp đặt hoàn chỉnh và đã được nạp ga đầy đủ. Trên mỗi cụm chiller thường có hai máy nén với hai hệ thống lạnh độc lập, chỉ chung bình bay hơi.

Trên hình 6.21 và 6.23 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.

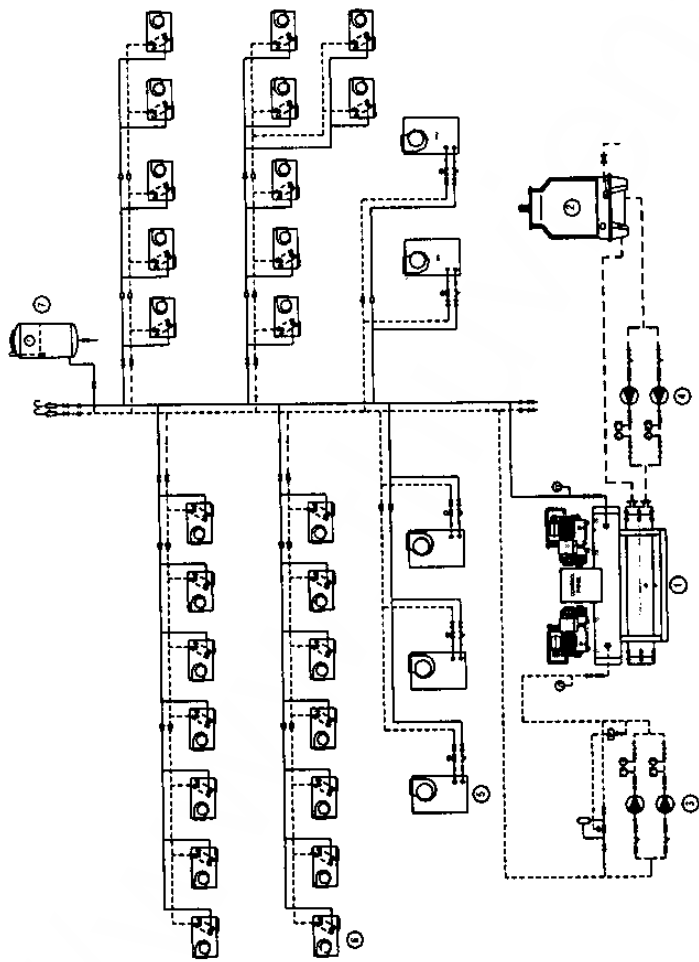
Khi lắp đặt cụm chiller cần lưu ý để dành không gian cần thiết để vệ sinh các bình ngưng, không gian máy thoáng dăng, có thể dễ dàng di lại xung quanh cụm máy lạnh để thao tác. Khi đặt ở phòng tầng trên bắt buộc lắp trên các bộ chống rung và bộ giảm chấn.

Máy lạnh chiller có nhiều cấp giảm tải, điều khiển công suất 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 vị trí các máy nén cho nhau để thời gian làm việc đồng đều, tránh một máy làm việc quá nhiều, trong khi máy còn lại thường xuyên nghỉ. Trong các tủ điện điều khiển có công tắc hoán đổi vị trí các máy.



Hình 6.21. Cụm máy chiller máy nén pittông nửa kín (Carrier)

Bảng 6.11 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, máy nén pittông nửa kín, được sử dụng tương đối rộng rãi tại Việt Nam.



1- Cụm chiller; 2- Tháp giải nhiệt; 3- Bơm nước lạnh; 4- Bơm nước giải nhiệt;
5- AHU; 6- FCU; 7- Bình giãn nở và cấp nước bổ sung

Hình 6.22. Sơ đồ nguyên lý hệ thống điều hoà water chiller

Bảng 6.11. Đặc tính kỹ thuật cụm máy chiller của hãng Carrier

Đặc tính	Đơn vị	Model											
		30HKA015	30HKA020	30HKA030	30HKA040	30HKA050	30HKA060	30HKA080	30HKA100	30HKA120	30HKA140	30HKA160	
Mã máy		R22											
- Lượng dầu bôi trơn nạp	kg	11	8 x 2	15	27	18 x 2	21 x 2	26 x 2	24 + 42	24 + 54	40 x 2	45 x 2	
Máy nén	Loại	MÁY NÉN PITTÔNG NỬA KINH, n = 1440 vph											
- Mã hiệu	Máy 1	06DF337	06DA724	06E6166	06E7199	06E2166	06E6175	06E6199	06E6199	06E6199	06E6175	06E6199	
	Máy 2		06DA724			06E2166	06E6175	06E6199	06E6175 x 2	06E6199 x 2	06E6175	06E6199	
- Số xy lanh của 1 máy	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	
- Số xy lanh giảm tải	Máy 1	1	-	1	2	1	1	1	1	1	-	-	
	Máy 2	-	-	-	-	1	1	1	-	-	-	-	
Mức giảm tải		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-	100-63-67-	100-63-67-	100-70-57-	100-67-66-33-	100-60-60-	100-75-50-	
Lượng dầu nạp cho 1 máy	lit	4,4	4,4	5,7	9	6,7	9	9	9	9	9	9	
Tổng lượng dầu nạp	lit	4,4	8,8	5,7	9	13,4	18	18	27	27	35	36	

Bảng 6.11. (tiếp theo)

Đặc tính	Đơn vị	Model										
		30HKA015	30HKA020	30HKA030	30HKA040	30HKA050	30HKA060	30HKA080	30HKA100	30HKA120	30HKA140	30HKA160
BÌNH BAY HƠI ỨNG CHỨM												
Bình bay hơi	Dạng	216,3	216,3	267,4	267,4	267,4	267,4	318,5	355,6	355,6	405,4	406
- Đường kính ngoài bình	mm	1	2	1	1	2	2	2	2	2	2	2
- Số vòng tuần hoàn	-	12,7	20,8	28,6	38	46	51	70	92	107	114	133
- Thể tích nước	lit	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 vào / ra	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
- Ống nước ngưng	in											
BÌNH NGỪNG ỨNG CHỨM												
Bình ngưng	Dạng	267,4	267,4	267,4	267,4	216,3	216,3	267,4	267,4	267,4	318,5	355,6
- 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	267,4	318,5	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	2-1/2 FPT	3 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	225	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
(t _h = 7°C, t _c = 37°C)												

FPT - nối ren trong; MPT - nối ren ngoài; F (Flange) - nối bích;

t_h - nhiệt độ nước lạnh đầu ra; t_c - nhiệt độ nước ngưng đầu ra

Bảng 6.12. Công suất lạnh của chiller 30HK - Carrier (khi $t''_{nl} = 7^{\circ}\text{C}$)

Mã hiệu	Đại lượng, kW	$t''_{gn}, ^{\circ}\text{C}$				
		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

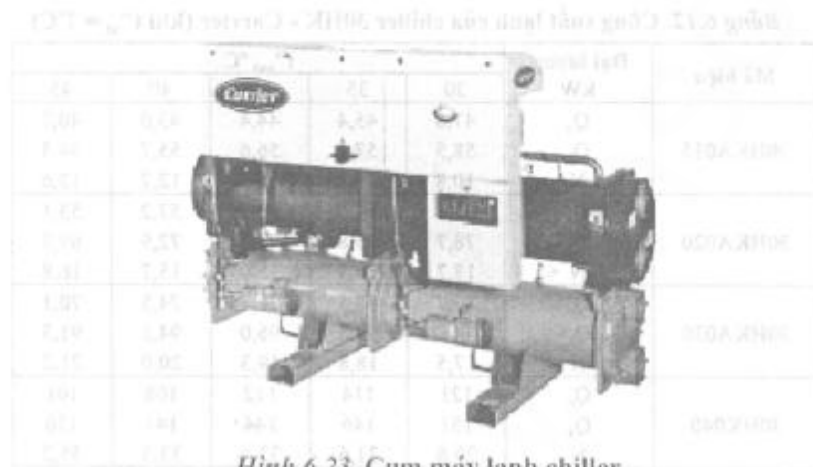
t''_{nl} - nhiệt độ nước lạnh ra khỏi chiller, $^{\circ}\text{C}$;

t''_{gn} - nhiệt độ nước giải nhiệt ra khỏi chiller, $^{\circ}\text{C}$;

Q_o - công suất lạnh, kW;

Q_k - công suất giải nhiệt, kW;

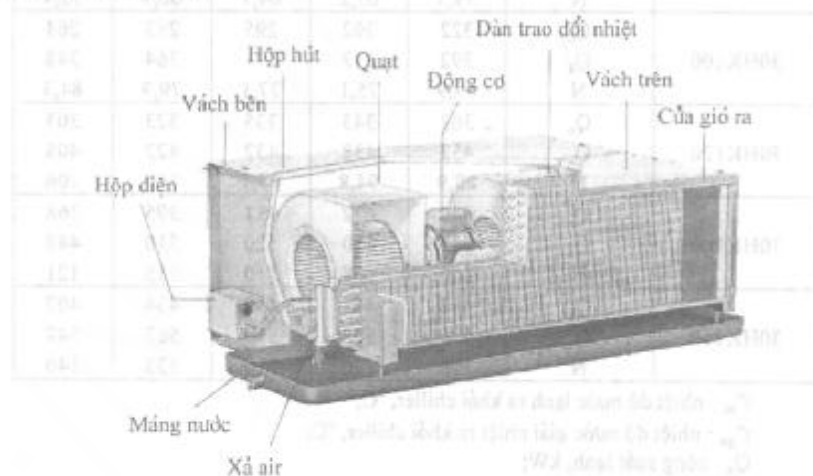
N - công suất động cơ điện, kW



Hình 6.23. Cụm máy lạnh chiller

b) 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 6.24. Cấu tạo và lắp đặt FCU

Bảng 6.13. Đặc tính kỹ thuật FCU của hãng Carrier

Đặc tính	Đơn vị	Mã hiệu						
		002	003	004	006	008	010	012
Lưu lượng gió	-	-	-	-	-	-	-	-
- Tốc độ cao	m ³ /h	449	513	520	827	1066	1274	1534
- Tốc độ trung bình	m ³ /h	380	440	457	744	945	1153	1482
- Tốc độ thấp	m ³ /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	Cái	1	1	1	1	1	2	2
Công suất quạt	W	32	38	49	63	94	100	135
Ống nước vào/ra	Inch	3/4"						
Ống nước ngưng	42CLA 42VLA/ VMA	Đường kính trong của ống 26 mm Ống mềm đường kính ngoài 20 mm						
Dàn trao đổi nhiệt		Ống đồng, cánh nhôm gợn sóng						
Số dây ống	Dây	2	3	3	3	3	3	3
Mật độ cánh	cánh/in	12	12	12	12	12	12	12
Diện tích bề mặt	m ²	0,10	0,10	0,10	0,15	0,192	0,226	0,262
Cỡ ống	Inch	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"
Áp suất làm việc	kG/cm ²	10 kG/cm ²						
- Khối lượng	-	-	-	-	-	-	-	-
+ 42CLA	kg	26	27	27	34	38	47	52
+ 42VLA	kg	24	25	25	31	35	43	48
+ 42CMA	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 _{ni} = 7°C, t _{kk} = 26°C, φ = 55%								

t_{ni} - nhiệt độ nước lạnh vào FCU, °C; t_{kk} - nhiệt độ không khí vào, °C;

* Các loại FCU: CLA: Loại giấu trần, VLA, VMA đặt nền,

Dàn lạnh FCU cũng có nhiều dạng tương tự như các dàn lạnh máy điều hoà dạng rời. Tuy nhiên dạng dàn lạnh thường được sử dụng nhất là loại giấu trần (hình 6.24). Đối với dàn lạnh kiểu này, không khí sau khi ra khỏi FCU sẽ được dẫn theo hệ thống ống gió đến các miệng thổi và đi vào phòng.

Trên bảng 6.13 trình bày đặc tính kỹ thuật cơ bản của các FCU hãng Carrier với 3 mã hiệu 42CLA, 42VLA và 42VMA.

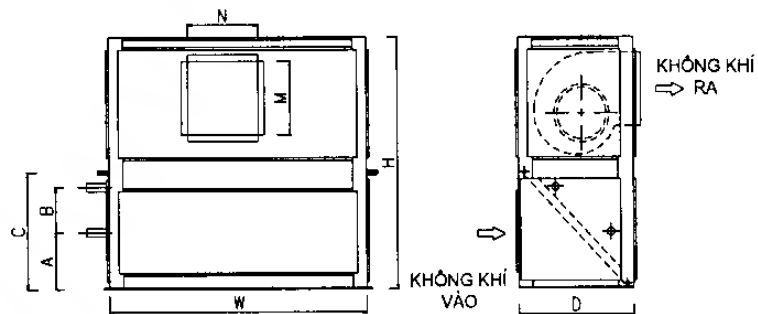
c) Dàn lạnh AHU

AHU được viết tắt từ chữ tiếng Anh: Air Handling Unit, về cấu tạo tương tự FCU nhưng công suất lớn hơn nhiều. Tương tự FCU, AHU thực chất là dàn trao đổi nhiệt để xử lý nhiệt ẩm không khí. AHU thường được lắp ghép từ nhiều môđun như sau: Buồng hoà trộn, bộ lọc bụi, dàn trao đổi nhiệt và hộp quạt. Trên buồng hoà trộn có hai cửa có gắn van điều chỉnh, một cửa lấy gió tươi, một cửa nối với đường ống hồi gió.

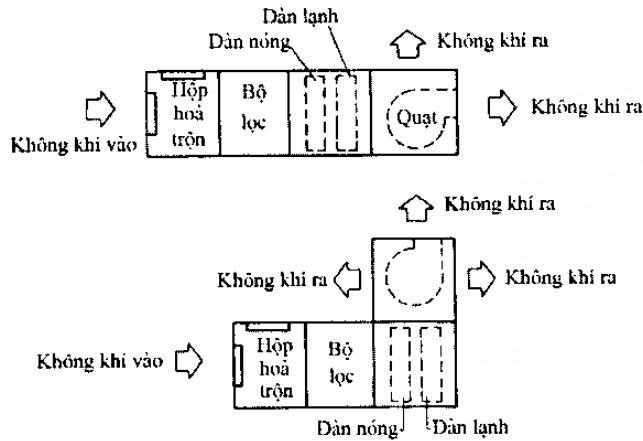
Bộ lọc bụi của AHU thường sử dụng bộ lọc kiểu hộp xếp gồm hai bộ: lọc tinh và lọc thô.

Khi hệ thống làm việc, 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 hai 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 6.25 là hình dạng bên ngoài của AHU kiểu đặt đứng, còn trên hình 6.26 là loại đặt nằm ngang.



Hình 6.25. Cấu tạo bên ngoài AHU



Hình 6.26. Các bộ phận bên trong của AHU

d) 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 tương ứng với cụm chiller.

- Lưu lượng bơm nước giải nhiệt:

$$G_k = \frac{Q_k}{C_{pn} \cdot \Delta t_{gn}}, \text{ kg/s} \quad (6-2)$$

Q_k - công suất nhiệt của chiller, tra theo bảng đặc tính kỹ thuật của chiller, kW;

Δt_{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, $C_{pn} = 4,186 \text{ kJ/kg.K}$.

- Lưu lượng bơm nước lạnh:

$$G_{nl} = \frac{Q_o}{C_{pn} \cdot \Delta t_{nl}}, \text{ kg/s} \quad (6-3)$$

Q_o - công suất lạnh của chiller, tra theo bảng đặc tính kỹ thuật của chiller, kW;

Δt_{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, $C_{pn} = 4,186 \text{ kJ/kg.K}$.

Bảng 6.14. Đặc tính kỹ thuật AHU của hãng Carrier, mã hiệu 39F

Mã hiệu	V _k (l/s) ở 2,5m/s	Diện tích, m ²	Công suất lạnh, W					
			Số dây ống (dây)	4	4	6	6	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

Cột áp của bơm được chọn tùy thuộc vào mạng đường ống cụ thể. Đối với hệ thống đường ống giải nhiệt, mạng đường ống thường đơn giản và ngắn, khi bố trí thiết bị có thể hạn chế được. Mạng đường ống nước lạnh phức tạp hơn nhiều, trong đó đặc biệt sự chênh lệch về độ cao. Đối với nhà cao tầng, trung bình mỗi tầng tối thiểu cũng 3,5 m do đó cột áp này là lớn nhất và có ý nghĩa nhất để chọn bơm.

e) 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 trước khi đưa vào hệ thống.

Hệ thống đường ống nước lạnh dùng dẫn nước lạnh từ bình bay hơi tới các FCU và AHU. Đường ống nước lạnh là ống thép đen hoặc thép áp lực có bọc cách nhiệt. Vật liệu cách nhiệt là mút, styrofo hoặc polyuretan.

Hệ thống đường ống giải nhiệt là thép tráng kẽm.

- *Đặc điểm của hệ thống điều hoà làm lạnh bằng nước*

Ưu điểm

- Công suất hệ thống dao động trong một khoảng lớn: Từ 5 Ton lên đến hàng ngàn Ton lạnh (1 Ton = 3024 kcal/h).

- Hệ thống ống nước lạnh gọn nhẹ, không hạn chế về chiều dài cũng như chênh lệch độ cao, miễn là bơm nước đáp ứng được yêu cầu. Vì vậy hệ thống phù hợp với công trình lớn, cao tầng.

- Hệ thống hoạt động ổn định không phụ thuộc nhiều vào thời tiết, 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. Mỗi 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:

- Hệ thống đòi hỏi phải có phòng máy riêng.

- Do vận hành phức tạp, nên phải có người chuyên trách vận hành hệ thống.

- Lắp đặt, sửa chữa và bảo dưỡng hệ thống tương đối phức tạp.

- Tiêu thụ điện năng cho một đơn vị công suất lạnh cao, đặc biệt khi tải non.

- Chi phí đầu tư khá lớn.

6.4. HỆ THỐNG KIỂU TRUNG TÂM

Hệ thống điều hoà trung tâm là hệ thống mà ở đó không khí được xử lý nhiệt ẩm ở một cụm máy chính và được dẫn theo các kênh gió đến các hộ tiêu thụ riêng biệt.

Trên thực tế, thường gặp nhất là hệ thống điều hoà dạng tủ công suất lớn, có hệ thống kênh dẫn gió đến các hộ tiêu thụ. Cụm máy lạnh thường đặt ở phòng máy riêng, ở xa. Do đặc điểm như vậy nên hệ thống thường sử dụng cho các hộ tiêu thụ lớn là không gian nơi tập trung nhiều người, ít khi sử dụng cho các công trình gồm nhiều phòng riêng biệt, do vận hành phức tạp, không tiện lợi.

Hệ thống điều hoà trung tâm sử dụng máy điều hoà dạng tủ có hai dạng:

- *Hệ thống giải nhiệt bằng nước*: Toàn bộ hệ thống lạnh được lắp đặt trong một tủ kín, thiết bị ngưng tụ dạng ống lồng ống hoặc bình ngưng. Khi lắp đặt người ta chỉ lắp thêm hệ thống kênh dẫn gió và hệ thống cấp nước giải nhiệt cho cụm máy.

- *Máy giải nhiệt bằng không khí*: Về nguyên lý tương tự máy điều hoà hai mảnh, điểm khác biệt chỉ là công suất và hình dáng dàn lạnh.

- *Sơ đồ nguyên lý*

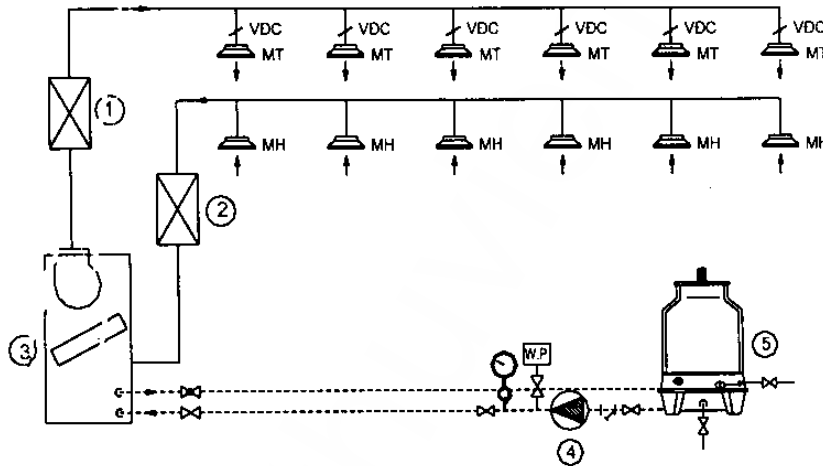
Trên hình 6.27 là sơ đồ nguyên lý hệ thống máy điều hoà trung tâm sử dụng máy điều hoà dạng tủ, giải nhiệt bằng nước. Theo sơ đồ này, hệ thống gồm có các thiết bị chính sau:

Cụm máy lạnh: Toàn bộ cụm máy được lắp đặt trong một tủ kín giống như tủ áo quần. Máy nén sử dụng thường là máy nén kín và nửa kín. Dàn lạnh cùng kiểu ống đồng cánh nhôm có quạt ly tâm.

Hệ thống kênh cấp, hồi gió bằng tôn tráng kẽm có bọc cách nhiệt bông thủy tinh. Miệng thổi cần đảm bảo phân phối không khí trong gian máy đồng đều. Để đảm bảo phân bố gió đều, ngoài việc thiết kế kênh gió phù hợp, mỗi miệng thổi đều có trang bị các van điều chỉnh lưu lượng. Van điều

chính có thể điều chỉnh bằng tay hoặc động cơ. Miệng hút có trang bị các bộ lọc để lọc bụi không khí trước khi tuần hoàn trở lại máy lạnh.

Hệ thống thường trang bị các hộp tiêu âm đầu dẫy và đầu hút để khử âm cộm máy tránh truyền vào các hệ tiêu thụ.



1- Hộp tiêu âm đường dẫy; 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; VDC- Van điều chỉnh cấp gió

Hình 6.27. Sơ đồ nguyên lý hệ thống điều hoà dạng tủ

- Ưu điểm của hệ thống điều hoà trung tâm dạng tủ
 - Lắp đặt và vận hành tương đối dễ dàng.
 - Do cụm máy đặt xa và có trang bị các hộp tiêu âm nên hiệu quả khử âm và bụi khá tốt, 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.

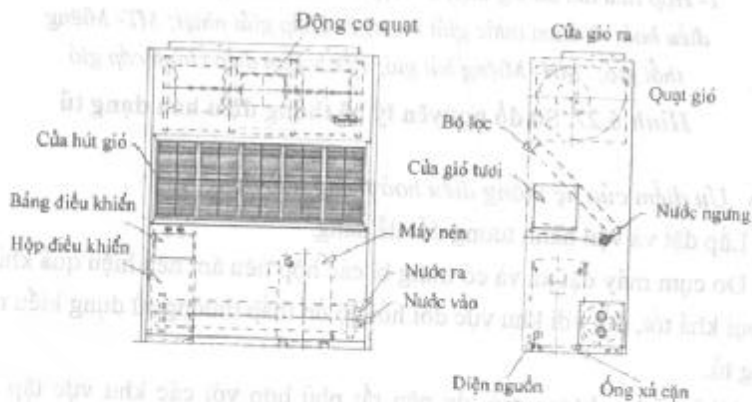
- Giá thành nói chung không cao.

- **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 hạn chế, tính đồng thời làm việc không cao thì hệ thống này không thích hợp.

- Hệ thống điều hòa trung tâm đòi hỏi thường xuyên hoạt động 100% tải. Trong trường hợp hệ thống cung cấp gió lạnh cho nhiều phòng, thì tất cả các phòng đều được cung cấp lạnh khi vận hành, người sử dụng không thể tự ngưng cấp lạnh của phòng mình hoặc thay đổi nhiệt độ trong phòng một cách tùy ý được. Muốn làm được điều đó các van điều chỉnh phải được vận hành bằng động cơ điện, vừa cồng kềnh, tốn kém, hiệu quả không cao.



Hình 6.28. Cụm máy lạnh dạng tủ

Bảng 6.15. Đặc tính máy điều hoà dạng tủ 50BP của hãng 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	
Đòng điện động cơ	A	12,2	16,5	2 x 12,2	2 x 18,5	32	42	67	2 x 42	2 x 67	
Đòng điện động cơ quạt	A	6,7	7,3	4,25	7,7	7,7	10,9	14,4	20,7	28,1	
Tải trọng đồng	kg	240	290	552	634	720	790	950	2050	2550	
Môi chất	Ký hiệu	R22									
Loại 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											
		Máy nén piston, kín					Máy nén piston, nửa kín				
+ Dạng		1	1	2	2	1	1	1	2	2	
+ Số máy nén		1	1	2	2	2	2	2	2	2	
+ Số mức giám hời		0/100	0/100	0/50/100	0/50/100	0/56/100	0/56/100	0/68/100	0/50/100	0/50/100	
+ % công suất		Bình ngưng ống chùm									
Bình ngưng	Dạng	1	1	2	2	1	1	1	2	2	
Số lượng		Ly tâm									
Quạt dàn lạnh	Dạng	Trục tiếp									
Đến đồng		Đồng đai									
Đường kính puli	mm	-	-	125	132	160	200	200	300	280	
Lưu lượng gió max	l/s	1288	1675	2750	3600	4150	5000	5750	10000	11000	
Lưu lượng gió min	l/s	650	940	1600	2200	3000	3500	4500	5000	8000	
Động cơ quạt	Dạng	Động cơ 3 tốc độ									
Tốc độ quạt	Vòng/phút	-	-	870	1000	860	860	1100	870	830	

Chương 7

HỆ THỐNG ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ KIỂU ƯỚT

Quá trình xử lý nhiệt ẩm không khí bằng thiết bị trao đổi nhiệt kiểu bề mặt có ưu điểm là thiết bị gọn nhẹ, đơn giản. Tuy nhiên xử lý nhiệt ẩm bằng thiết bị trao đổi nhiệt kiểu bề mặt bị hạn chế bởi khả năng xử lý không khí, nó không có khả năng tăng dung ẩm không khí trong phòng. Trong nhiều trường hợp đòi hỏi tăng ẩm cho không khí, chẳng hạn như trong các nhà máy dệt có những giai đoạn công nghệ đòi hỏi độ ẩm khá cao, để đạt được trạng thái yêu cầu, cần tiến hành phun ẩm bổ sung, tương đối phức tạp, tốn kém và hiệu quả không cao. Trong trường hợp này, người ta thường sử dụng thiết bị xử lý không khí kiểu hỗn hợp hay còn gọi là thiết bị xử lý không khí kiểu ướt. Thiết bị xử lý không khí kiểu ướt là thiết bị trao đổi nhiệt ẩm kiểu hỗn hợp khí và nước, thường được gọi là thiết bị buồng phun. Việc phun ẩm không thực hiện trực tiếp trong phòng mà ở thiết bị xử lý không khí nên hiệu quả và năng suất lớn hơn nhiều.

Trong chương này chúng ta tiến hành nghiên cứu các cơ sở lý thuyết về trao đổi nhiệt ẩm giữa không khí và nước; các nhân tố ảnh hưởng đến quá trình đó; cấu tạo và nguyên lý hoạt động của các thiết bị buồng phun thường sử dụng; tính toán thiết kế thiết bị buồng phun.

7.1. CÁC QUÁ TRÌNH XỬ LÝ NHIỆT ẨM KHÔNG KHÍ

7.1.1. Một số giả thiết khi nghiên cứu quá trình trao đổi nhiệt ẩm của không khí

Quá trình thực xử lý nhiệt ẩm khá phức tạp, để tiện lợi cho việc phân tích và tính toán, khi nghiên cứu quá trình trao đổi nhiệt ẩm của không khí và nước, người ta đưa ra một số giả thiết như sau:

- Sự tiếp xúc giữa nước và không khí là lý tưởng, thời gian tiếp xúc bằng vô cùng.
- Không có tổn thất nhiệt và ẩm ra của hệ trong quá trình xử lý.
- Kích thước hạt nước đủ nhỏ để nhiệt độ đồng đều trong toàn thể tích hạt.

Với những giả thiết như vậy, nhiệt độ không khí trong lớp biên (lớp mỏng sát bề mặt giọt nước) đạt trạng thái bão hoà có nhiệt độ bằng nhiệt độ giọt nước, không khí đầu ra thiết bị đạt trạng thái bão hoà ứng với nhiệt độ nước đầu ra.

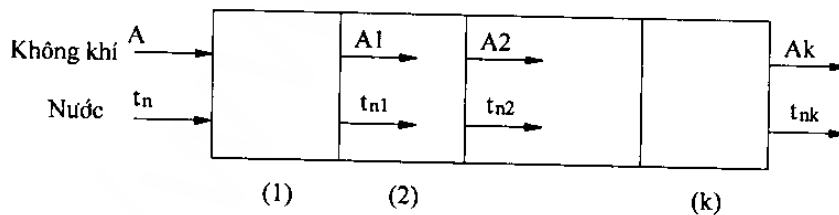
Người ta nhận thấy, sự thay đổi trạng thái của không khí phụ thuộc nhiều vào chiều chuyển động tương đối giữa nước và không khí. Dưới đây chúng ta sẽ khảo sát quá trình trao đổi nhiệt ẩm giữa nước và không khí trong hai trường hợp đã nêu trên.

7.1.2. Trường hợp nước và không khí chuyển động cùng chiều

Xét trường hợp trao đổi nhiệt ẩm giữa nước có nhiệt độ ban đầu là t_n , không khí có trạng thái A (t_A, φ_A) trong thiết bị trao đổi nhiệt ẩm kiểu hỗn hợp. Ở đầu ra thiết bị trao đổi nhiệt ẩm, không khí đạt bão hoà đạt $\varphi = 100\%$, nước và không khí có cùng nhiệt độ t_{nk} , trạng thái không khí là A_k đạt bão hoà.

Ta nghiên cứu sự thay đổi trạng thái không khí trong quá trình trao đổi nhiệt ẩm dọc theo chiều dài của thiết bị. Để thấy rõ quá trình này, ta chia thiết bị trao đổi nhiệt ẩm thành k đoạn (hình 7.1).

Trong quá trình trao đổi nhiệt ẩm, nhiệt độ nước tăng từ t_n đến t_{nk} , không khí thay đổi trạng thái từ trạng thái ban đầu A (t_A, φ_A) tới trạng thái bão hoà A_k ($t_{nk}, 100\%$), vì như giả thiết ở trên, quá trình trao đổi là lý tưởng và thời gian tiếp xúc là vô cùng nên trạng thái không khí khi ra buồng phun có nhiệt độ bằng nhiệt độ nước t_{nk} và đạt trạng thái bão hoà với độ ẩm $\varphi = 100\%$.



Hình 7.1. Trao đổi nhiệt ẩm giữa không khí và nước khi chuyển động cùng chiều

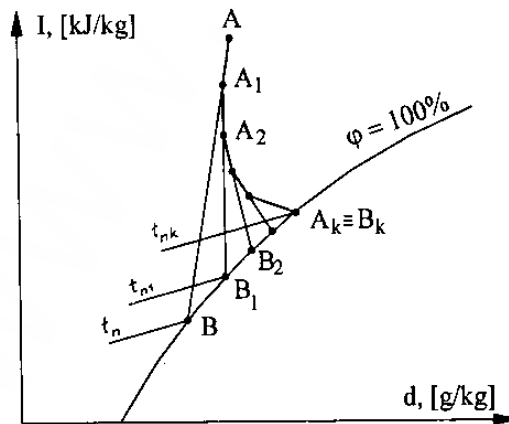
- Quá trình trao đổi nhiệt ẩm ở vùng 1

Không khí đầu vào có trạng thái là A (t_A, φ_A) và nước có nhiệt độ t_n . Do quá trình trao đổi nhiệt ẩm với các giọt nước, lớp không khí tại lớp biên tiếp xúc với các giọt nước đạt trạng thái bão hoà ($\varphi = 100\%$) và nhiệt độ bằng nhiệt độ nước $t = t_n$ (trạng thái B). Các phần tử không khí ở xa ngoài lớp biên coi như vẫn giữ nguyên trạng thái ban đầu A (t_A, φ_A). Như vậy ra khỏi vùng 1, không khí có trạng thái A_1 là hỗn hợp của hai khối khí có trạng thái A (t_A, φ_A) và B ($t_n, 100\%$). Theo tính chất của quá trình hỗn hợp, điểm A_1 sẽ nằm trên đoạn AB. Do trao đổi nhiệt với không khí nên nhiệt độ của nước đầu ra vùng 1 tăng lên và đạt giá trị t_{n1} .

- Quá trình trao đổi nhiệt ẩm ở vùng 2

Không khí đầu vào vùng 2 có trạng thái là A_1 và nước có nhiệt độ t_{n1} . Bằng cách phân tích tương tự, ta thấy trạng thái không khí đầu ra A_2 của vùng 2 là hỗn hợp của hai khối khí có trạng thái A_1 và B_1 ($t_{n1}, 100\%$). Như vậy điểm A_2 nằm trên A_1B_1 và nhiệt độ nước ra vùng 2 tăng lên t_{n2} .

Cứ phân tích tương tự như vậy ta thấy, không khí đầu ra thiết bị sẽ có trạng thái bão hoà, có nhiệt độ bằng nhiệt độ nước đầu ra t_{nk} (trạng thái $A_k \equiv B_k$).



Hình 7.2. Sự thay đổi trạng thái không khí khi chuyển động cùng chiều với nước

Nói tắt cả các điểm A, A_1, \dots, A_k ta có đường cong biểu thị sự thay đổi trạng thái của không khí trong quá trình trao đổi nhiệt ẩm với nước. Các điểm B, B_1, \dots, B_n tương ứng là các trạng thái không khí trong lớp biên của các giọt nước, có nhiệt độ bằng nhiệt độ nước. Lớp biên đó lớn dần, đến cuối thiết bị xử lý nhiệt ẩm sẽ chiếm toàn bộ dòng không khí.

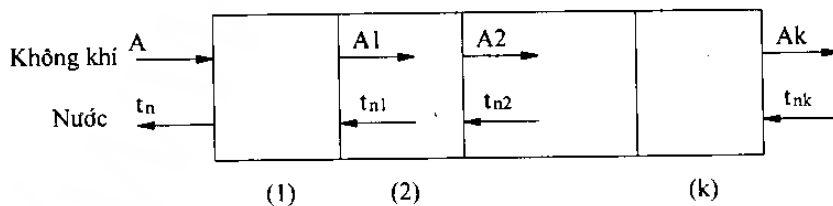
Như vậy quá trình thay đổi trạng thái của không khí thực tế là một đường cong. Đối với thiết bị trao đổi nhiệt ẩm kiểu song song cùng chiều, nó là đường cong lõm. Tùy thuộc nhiệt độ nước đầu ra mà dung ẩm của không khí có thể tăng hoặc giảm. Nếu nhiệt độ nước đầu ra lớn hơn nhiệt độ đọng sương của không khí đầu vào thì dung ẩm của không khí tăng, tức là có một lượng hơi ẩm khuếch tán vào không khí và ngược lại. Khi chuyển động song song cùng chiều, khả năng làm tăng dung ẩm rất lớn do nhiệt độ nước tăng dần và nhiệt độ nước đầu ra có nhiều khả năng lớn hơn nhiệt độ đọng sương.

Do độ chênh nhiệt độ giữa nước và không khí không quá lớn và người ta chỉ chú trọng đến trạng thái cuối quá trình xử lý nên thường biểu diễn quá trình thay đổi trạng thái của không khí theo đường thẳng. Mặt khác do quá trình trao đổi nhiệt ẩm không đạt lý tưởng, thời gian tiếp xúc là hữu hạn nên độ ẩm của không khí đầu ra chỉ đạt trạng thái gần bão hoà, với độ ẩm cỡ 90 đến 95%, tức là không khí chỉ tới điểm O nào đó mà không đạt tới B.

Người ta nhận thấy quá trình thay đổi trạng thái của không khí cũng xảy ra tương tự khi nó trao đổi nhiệt ẩm với thiết bị trao đổi nhiệt kiểu bề mặt.

7.1.3. Trường hợp nước và không khí chuyển động ngược chiều

Trường hợp không khí và nước chuyển động ngược chiều, ta cũng chia thiết bị thành k đoạn (hình 7.3).



Hình 7.3. Trao đổi nhiệt ẩm giữa không khí và nước khi chuyển động ngược chiều

Trạng thái không khí đầu vào các đoạn 1, 2,... k lần lượt là $A, A_1, A_2, \dots, A_{k-1}$. Đầu ra thiết bị xử lý, không khí có trạng thái bão hoà A_k .

Nhiệt độ nước đầu ra các đoạn 1, 2,... k lần lượt là $t_n, t_{n1}, t_{n2}, \dots, t_{nk-1}$. Nhiệt độ nước đầu vào đoạn k là t_{nk} . Các điểm B, B_1, B_2, \dots, B_k tương ứng là trạng thái không khí bão hoà ứng với nhiệt độ nước $t_n, t_{n1}, t_{n2}, \dots, t_{nk}$.

Bằng cách phân tích tương tự trường hợp chuyển động cùng chiều, không khí đầu ra các đoạn 1, 2,... k lần lượt là A_1, A_2, \dots, A_k . Trong đó A_1 nằm trên đoạn AB, A_2 nằm trên A_1B_1 ... và A_k nằm trên đoạn $A_{k-1}B_{k-1}$. Không khí thay đổi từ trạng thái ban đầu A qua các trạng thái trung gian A_1, A_2 và cuối cùng đạt trạng thái bão hoà A_k ứng với nhiệt độ bằng nhiệt độ nước đầu vào t_{nk} . Nối tất cả các điểm A: A_1, A_2, \dots, A_k ta được đường cong biểu thị sự thay đổi trạng thái của không khí khi trao đổi nhiệt ẩm với nước. Kết quả cho thấy, đó là đường cong lồi.

Nếu nhiệt độ nước đầu vào nhỏ hơn nhiệt độ đọng sương của không khí thì qua quá trình trao đổi nhiệt ẩm, dung ẩm của không khí giảm. Ngược lại, nếu nhiệt độ nước xử lý cao hơn nhiệt độ đọng sương, qua trao đổi nhiệt ẩm, dung ẩm không khí tăng. Trên thực tế, nếu sử dụng nước lạnh thì thường nhiệt độ nước nhỏ hơn nhiệt độ đọng sương. Ngược lại nếu sử dụng nước thường thì nhiệt độ nước lớn hơn nhiệt độ đọng sương. Như vậy, để giảm dung ẩm phải sử dụng nước lạnh, muốn tăng ẩm sử dụng nước thường.

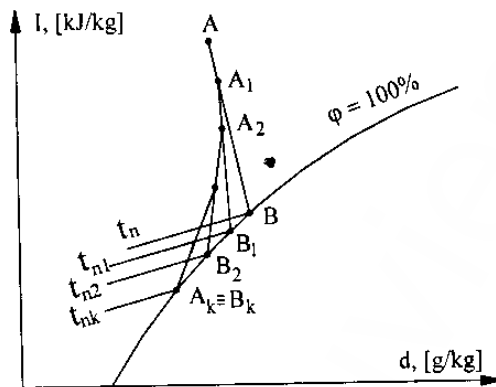
Qua nghiên cứu quá trình xử lý nhiệt ẩm không khí trong hai trường hợp nước và không khí chuyển động cùng chiều và ngược chiều, ta nhận thấy:

- Sự thay đổi trạng thái của không khí theo dạng đường cong;
- Trạng thái đầu ra của không khí phụ thuộc vào nhiệt độ nước xử lý và chiều chuyển động tương đối giữa nước và không khí. Dung ẩm của không khí có thể tăng hoặc giảm.

Trên thực tế độ chênh nhiệt độ của không khí đầu vào t_A và đầu ra t_{Ak} không lớn và trong các tính toán thường chỉ quan tâm trạng thái đầu và cuối. Vì vậy người ta coi quá trình thay đổi trạng thái theo dạng đường thẳng.

Khi lượng nước phun vô cùng lớn và thời gian tiếp xúc $\tau = \infty$ thì quá trình thay đổi trạng thái của không khí tuân theo quy luật đường thẳng.

Mặt khác do lượng nước phun và thời gian tiếp xúc là hữu hạn nên trạng thái cuối quá trình xử lý không khí không đạt trạng thái bão hoà A_k mà chỉ đạt trạng thái O có độ ẩm $\varphi_O = 90 \div 95\%$.



Hình 7.4. Sự thay đổi trạng thái không khí khi chuyển động ngược chiều với nước

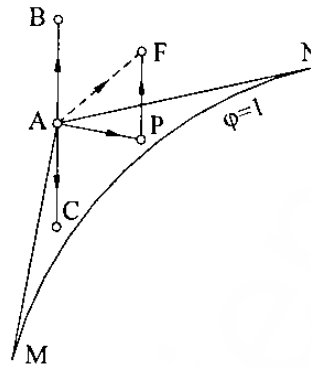
7.1.4. Giới hạn của quá trình xử lý không khí bằng nước phun

Trạng thái không khí cuối quá trình xử lý không khí bằng nước phun không bao giờ đạt tới độ ẩm $\varphi = 1$, mà chỉ đạt $\varphi = 0,9 \div 0,95$. Mặt khác, qua quá trình phân tích trên đây ta nhận thấy các trạng thái trung gian của không khí khi trao đổi nhiệt ẩm luôn luôn nằm trong tam giác cong AMN (hình 7.5).

Người ta chứng minh được rằng, trên đồ thị I-d không khí có trạng thái A thì mọi quá trình nằm ngoài tam giác cong AMN không thể thực hiện chỉ bằng nước phun. Tam giác cong AMN có đáy là đoạn MN trên đường cong $\varphi = 1$ và NN, AM là các tiếp tuyến từ A tới đường cong $\varphi = 1$.

Ví dụ:

- Quá trình AB trên đường $d = d_A = \text{const}$ chỉ thực hiện bằng caloriphe (sấy nóng đẳng dung ẩm);
- Quá trình AF thực hiện qua hai giai đoạn, tăng ẩm đoạn nhiệt bằng nước phun AP và sấy nóng đẳng dung ẩm PF;
- Quá trình AC trong tam giác AMN có thể thực hiện bằng nước phun.



Hình 7.5. Giới hạn quá trình xử lý không khí

7.2. THIẾT BỊ ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ KIỂU ƯỚT

Thiết bị điều hoà không khí kiểu ướt sử dụng nước để xử lý không khí, gọi là thiết bị buồng phun. Thiết bị buồng phun được sử dụng nhiều trong công nghiệp, đặc biệt công nghiệp dệt.

Buồng phun có nhiều dạng và cấu tạo khác nhau:

Theo cách bố trí : Người ta chia ra các loại buồng đứng, nằm ngang, kiểu thẳng và ngoặt.

Theo áp suất làm việc (tùy thuộc vào vị trí đặt quạt): Kiểu hút, thổi, và kết hợp.

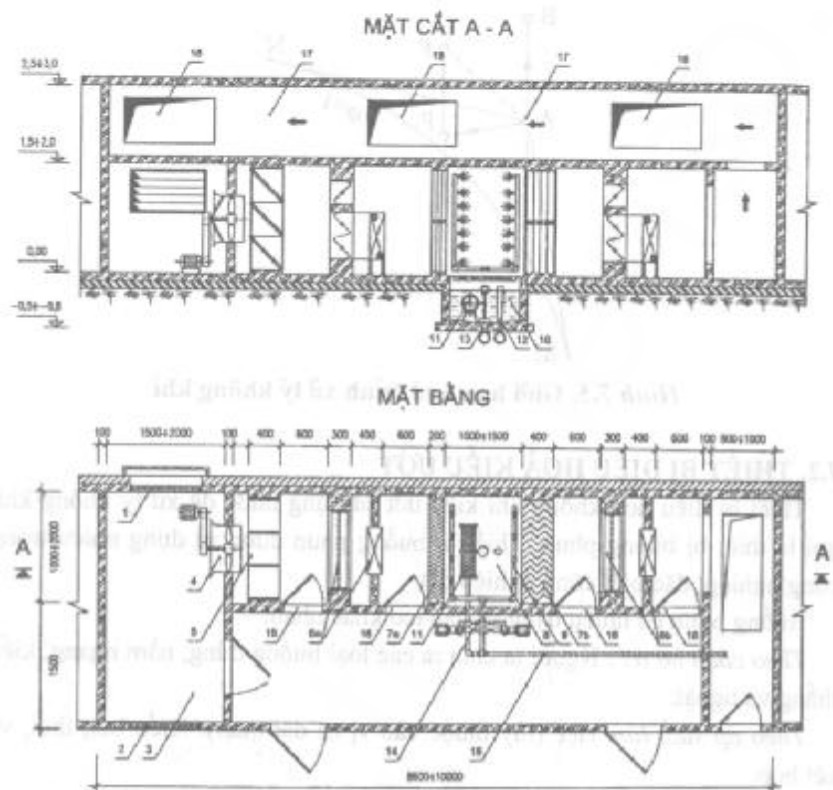
Theo kết cấu: Buồng phun kiểu xây gạch hoặc buồng phun kết cấu thép.

Trong phần dưới đây chúng ta nghiên cứu hai loại buồng phun thường được sử dụng trong công nghiệp.

7.2.1. Thiết bị buồng phun kiểu nằm ngang

Buồng phun kiểu nằm ngang có hai dạng, dạng xây và dạng làm bằng vật liệu sắt thép. Trong công nghiệp người ta thường sử dụng buồng phun kiểu xây vì thể tích lớn và tận dụng các kết cấu nhà.

- Buồng xây được xây dựng từ gạch, bê tông, tất cả các chi tiết bên trong làm bằng vật liệu kim loại hoặc nhựa. Buồng xây được sử dụng cho các hệ thống lớn trong công nghiệp như công nghiệp dệt, nhuộm, sợi... Trên hình 7.6 là cấu tạo bên trong của một buồng phun kiểu xây.

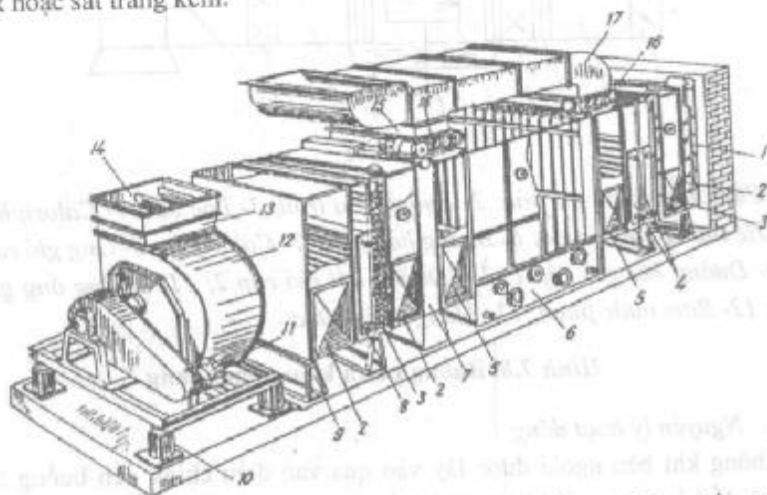


- 1- Cửa lấy gió tươi; 2- Cửa gió tuần hoàn; 3- Ngăn hoà trộn; 4- Quạt gió;
 5- Bộ lọc; 6a- Bộ sấy trước và van gió; 6b- Bộ sấy sau và van gió; 7- Tấm
 chắn nước; 8- Ngăn phun; 9- Dàn phun; 10- Khay chứa nước; 11- Lưới lọc
 nước; 12- Ống xả tràn; 13- Xả cặn; 14- Bơm phun; 15- Ống nước lạnh;
 16- Cửa thao tác; 17- Ống gió chính; 18- Màng cấp gió

Hình 7.6. Buồng phun xây

Để thuận lợi cho việc chế tạo, lắp đặt và sử dụng đối với các hệ thống công suất vừa, người ta sử dụng buồng phun chế tạo từ vật liệu kim loại, được lắp ghép từ các môđun được sản xuất sẵn, các môđun được lắp ghép với nhau bằng các mặt bích và bulông. Số lượng và thứ tự các môđun được

lắp ghép một cách linh hoạt tùy theo yêu cầu xử lý không khí của từng hệ thống cụ thể. Trên hình 7.7 là cấu tạo buồng phun loại này. Buồng được chế tạo từ khung bằng sắt thép và vỏ tôn dày 1,5 + 3 mm. Vì bên trong buồng phun luôn bị ẩm ướt và tiếp xúc thường xuyên với không khí nên khả năng ăn mòn rất cao. Vì thế buồng phun thường làm từ vật liệu nhôm, hợp kim, inox hoặc sắt tráng kẽm.

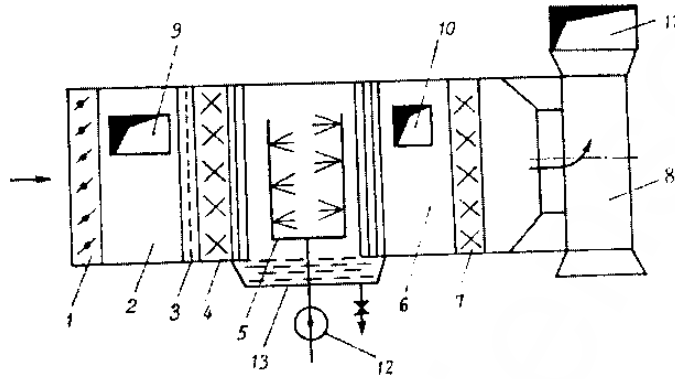


- 1- Cửa lấy gió tươi có van điều chỉnh; 2- Ngăn đệm; 3- Van điều chỉnh;
 4- Bộ sấy 1; 5- Ngăn hoà trộn; 6- Buồng phun; 7- Lọc khí; 8- Bộ sấy 2;
 9- Gối tựa; 10- Bộ chống rung; 11- Động cơ điện; 12- Quạt ly tâm;
 13- Cơ chuyển tiếp; 14- Miệng thổi; 15- Ống gió tuần hoàn;
 16- Van điều chỉnh tuần hoàn cấp 1,2; 17- Ống gió tuần hoàn cấp 1

Hình 7.7. Cấu tạo buồng phun kiểu nằm ngang

Thiết bị buồng phun nằm ngang có cấu tạo trải dài theo chiều nằm ngang. Về mặt công suất, thiết bị buồng phun nằm ngang thường có công suất lớn, đặc biệt gian xử lý không khí khá dài nhằm tăng thời gian tiếp xúc giữa không khí với nước và đủ để bố trí nhiều dãy vòi phun nhằm tăng hiệu quả xử lý nhiệt ẩm.

Trên hình 7.8 là sơ đồ cấu tạo của một buồng phun nằm ngang.



1- Cửa điều chỉnh gió vào; 2- Buồng hòa trộn; 3- Lọc bụi; 4- Caloriphe; 5- Hệ thống phun nước; 6- Buồng hòa trộn; 7- Caloriphe; 8- Ống gió ra; 9- Đường hồi gió cấp 1; 10- Đường hồi gió cấp 2; 11- Đường ống gió ra; 12- Bơm nước phun; 13- Máng hứng nước

Hình 7.8. Buồng phun kiểu nằm ngang

- Nguyên lý hoạt động

Không khí bên ngoài được lấy vào qua van điều chỉnh đến buồng hòa trộn 3 để hòa trộn với không khí tuần hoàn, sau đó được đưa vào buồng phun để làm xử lý nhiệt ẩm. Nếu cần sưởi nóng thì sử dụng caloriphe. Trong buồng phun có bố trí hệ thống ống dẫn nước phun và các vòi phun. Nước được phun thành các hạt nhỏ để dễ dàng trao đổi nhiệt ẩm với không khí. Để tránh nước cuốn đi theo dòng không khí và làm ẩm ướt các thiết bị, phía trước và phía sau buồng phun có bố trí các tấm chắn nước dạng dích dắc. Không khí sau khi xử lý xong được đưa vào buồng hòa trộn 10 để tiếp tục hòa trộn với gió hồi cấp 2. Caloriphe 12 dùng để sưởi không khí nhằm đảm bảo yêu cầu vệ sinh khi cần. Nước đã qua xử lý lạnh được bơm 12 bơm lên các vòi phun với áp suất phun khá cao. Một phần nước phun khuếch tán vào không khí, phần còn lại ngưng đọng và rơi xuống máng 13 và dẫn về lại để tiếp tục làm lạnh.

- Ngăn phun nước

Trong ngăn phun nước người ta bố trí nhiều dãy vòi phun, một dãy cùng

chiều và một số dây ngược chiều. Trung bình mỗi m² diện tích tiết diện ngang của buồng phun bố trí 18 ÷ 24 vòi phun, đường kính vòi phun 3; 3,5; 4; 4,5; 5 và 5,5 mm. Vận tốc khối lượng của dòng không khí nằm trong khoảng $\rho\omega = 2,5 \div 3,0 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$.

Sức cản khí động của ngăn phun:

- Loại 2 dây mũi phun:

$$\Delta p = 1,44 \cdot (\rho\omega)^{1,81}, \text{ kG/m}^2$$

- Loại 3 dây mũi phun:

$$\Delta p = 3,44 \cdot (\rho\omega)^{1,2}, \text{ kG/m}^2$$

- *Dàn ống phun và mũi phun*

Dàn ống phun nước gồm ống góp chính và các ống nhánh đối xứng hai phía tạo thành xương cá, nhằm đảm bảo phân phối nước đều cho các mũi phun. Các mũi phun được gắn trên các ống nhánh, thường bố trí so le hoặc đối xứng sao cho phân bố đều trên toàn bộ tiết diện ngang của ngăn phun.

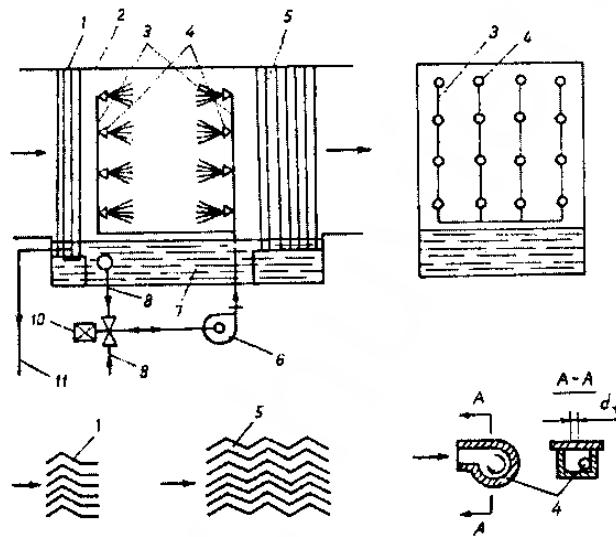
Mũi phun nước có nhiệm vụ làm xé nhỏ luồng nước phun càng bé càng tốt nhằm tăng diện tích tiếp xúc giữa không khí và nước, đồng thời hạn chế sự lắng đọng các giọt nước dưới tác dụng của trọng lực, tăng thời gian tiếp xúc. Mũi phun có hai loại: loại phun thẳng và mũi phun góc. Nguyên lý làm việc dựa trên tác dụng của lực ly tâm để xé nhỏ các giọt nước lúc ra khỏi lỗ phun. Do các lỗ phun thường rất nhỏ nên trong quá trình hoạt động thường hay bị tắc do bẩn, nhất là các nguồn nước bẩn. Vì vậy nước phun cần được lọc một cách cẩn thận trước khi được bơm đến các vòi phun. Mặt khác các đầu phun cũng có thể mở ra khỏi vòi phun để vệ sinh khi cần.

- *Tấm chắn nước*

Tấm chắn nước được bố trí ở phía trước và phía sau ngăn phun. Các tấm chắn nước có dạng dích đặc có tác dụng ngăn và gạt rơi các giọt nước bị cuốn theo dòng hơi, nó được lắp đặt ở 2 phía của buồng phun. Về vật liệu các tấm chắn có thể chế tạo từ các tấm tôn tráng kẽm hoặc inox mỏng được gấp một vài lần. Số nếp gấp càng nhiều thì hiệu quả tách ẩm tăng, nhưng trở lực lớn, thường người ta chỉ gấp 2 đến 4 nếp.

- Bộ sấy không khí

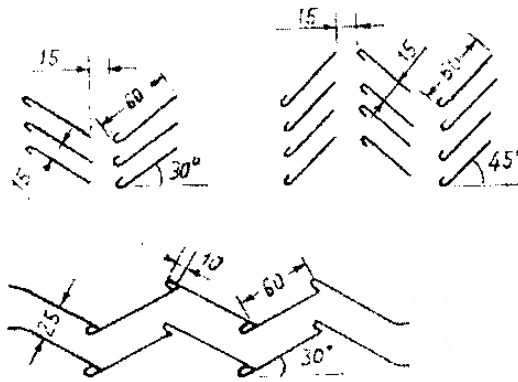
Trong các buồng phun thường có hai bộ sấy: Bộ sấy cấp 1 và cấp 2. Bộ sấy cấp 1 bố trí ở phía trước buồng phun và bộ sấy cấp 2 bố trí sau buồng phun. Bộ sấy thường sử dụng nhất là dạng bộ sấy bằng nước nóng, đó là dàn ống trao đổi nhiệt có cánh với nước nóng chuyển động bên trong và không khí chuyển động bên ngoài. Ngoài ra trong các hệ thống nhỏ người ta còn sử dụng bộ sấy bằng điện.



1,5- Vách chắn nước; 2- Trần buồng phun; 3- Ống góp phun; 4- Vòi phun;
6- Bơm nước phun; 7- Máng hứng nước; 8,9,11- Đường nước; 10- Van 3 ngã

Hình 7.9. Các chi tiết của buồng phun

Trên hình 7.11 là cấu tạo của vòi phun thường được sử dụng. Nước có áp suất lớn đi theo đường dẫn 2 vào buồng xoáy 3 theo phương tiếp tuyến. Trong buồng xoáy nước chuyển động xoáy với tốc độ lớn và thoát ngoài qua lỗ 4. Tốc độ ở lỗ 4 rất lớn, đi ra vòi phun có dạng hình côn và tốc độ giảm độ ngọt và được xé tơi thành những giọt nhỏ. Mũi phun 5 được lắp vào thân vòi phun bằng ren và có thể dễ dàng điều chỉnh để có buồng xoáy phù hợp nhất.



Hình 7.10. Chi tiết tấm chắn

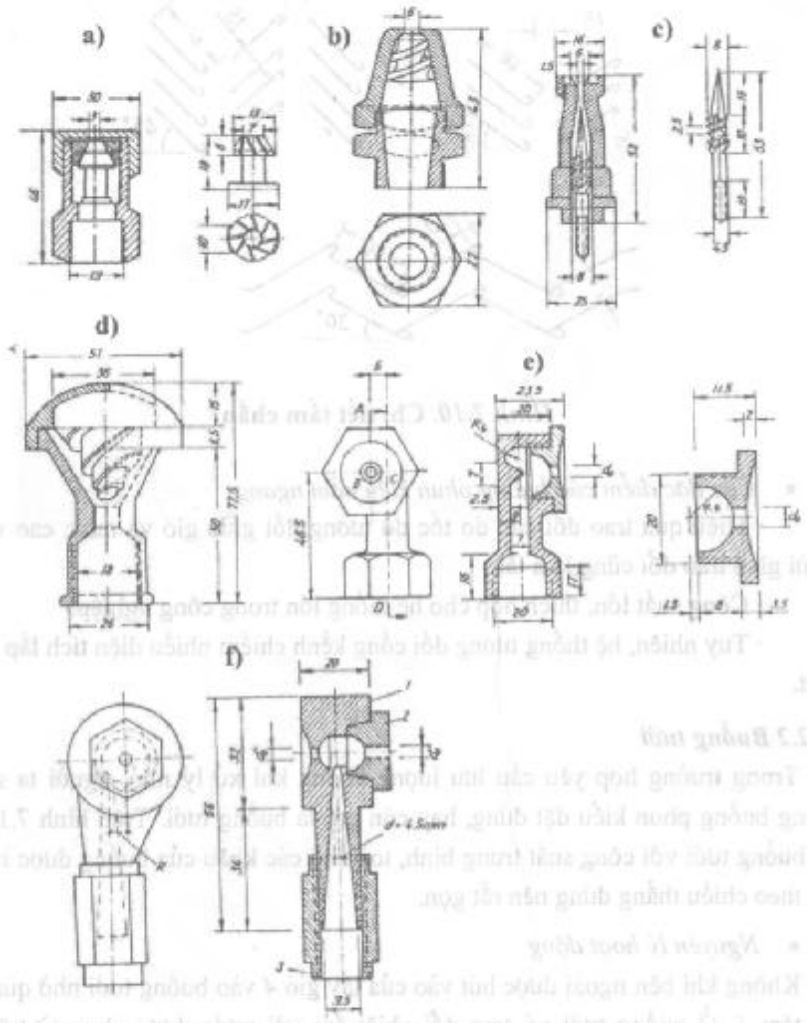
- *Các đặc điểm của buồng phun kiểu nằm ngang*
 - Hiệu quả trao đổi cao do tốc độ tương đối giữa gió và nước cao và thời gian trao đổi cũng khá lâu;
 - Công suất lớn, thích hợp cho hệ thống lớn trong công nghiệp;
 - Tuy nhiên, hệ thống tương đối cồng kềnh chiếm nhiều diện tích lắp đặt.

7.2.2 Buồng tưới

Trong trường hợp yêu cầu lưu lượng không khí xử lý nhỏ, người ta sử dụng buồng phun kiểu đặt đứng, hay còn gọi là buồng tưới. Trên hình 7.12 là buồng tưới với công suất trung bình, toàn bộ các khâu của buồng được bố trí theo chiều thẳng đứng nên rất gọn.

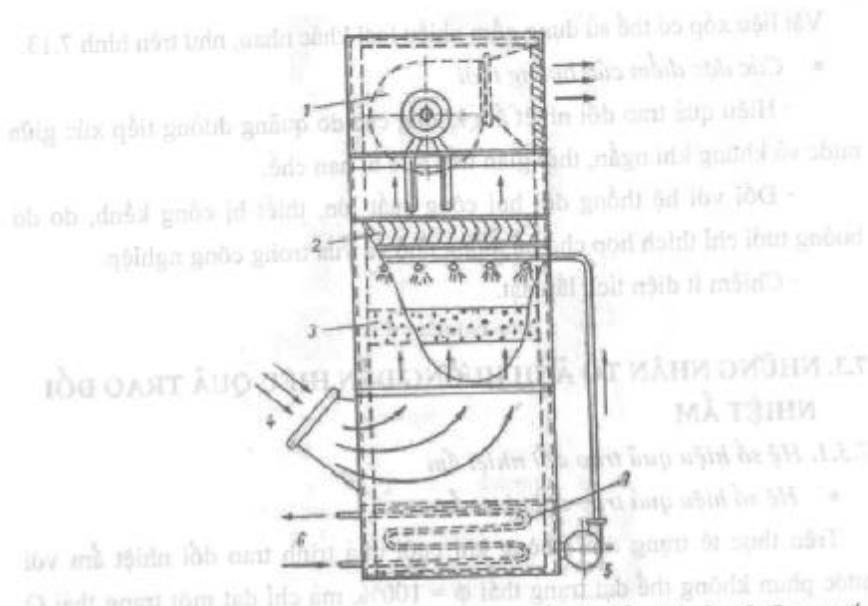
- *Nguyên lý hoạt động*

Không khí bên ngoài được hút vào cửa lấy gió 4 vào buồng tưới nhờ quạt ly tâm 1. Ở buồng tưới nó trao đổi nhiệt ẩm với nước được phun từ trên xuống. Để tăng cường hiệu quả trao đổi nhiệt ẩm, ở giữa có lớp vật liệu xốp, khi phun nước từ trên xuống tạo các màng nước đồng thời ngăn cản nước chuyển động để tăng thời gian tiếp xúc giữa chúng. Nước được làm lạnh trực tiếp ở ngay máng hứng nhờ dàn trao đổi nhiệt 7.



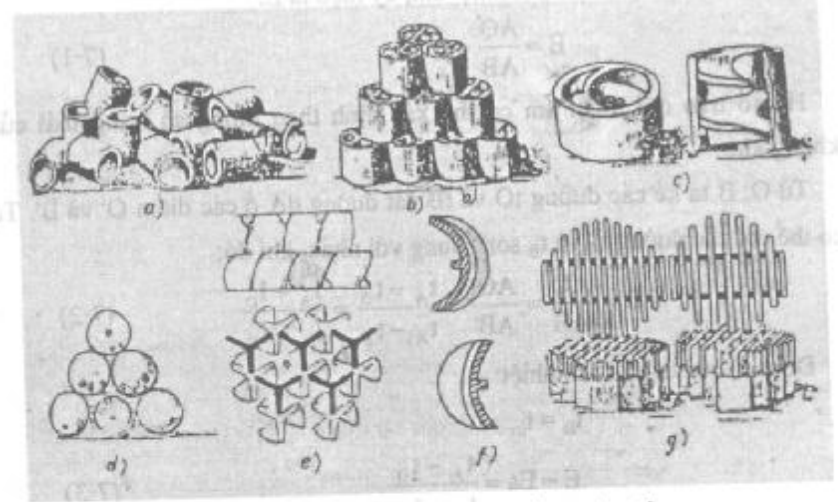
a) Mũi phun thẳng, lỗ côn; b) Mũi phun thẳng, lỗ cánh xoắn;
 c) Mũi phun thẳng, lỗ trục vít; d) Mũi phun thẳng, lỗ ống xoắn;
 f) Mũi phun góc hai bên

Hình 7.11. Các loại mũi phun



1- Quạt; 2- Tầm chắn nước; 3- Lớp vật liệu xốp; 4- Cửa gió vào; 5- Bơm nước phun; 6- Môi chất làm lạnh nước phun; 7- Dàn làm lạnh nước

Hình 7.12. Buồng tưới



Hình 7.13. Các loại vật liệu làm mát nước

Vật liệu xốp có thể sử dụng gồm nhiều loại khác nhau, như trên hình 7.13.

- *Các đặc điểm của buồng tưới*

- Hiệu quả trao đổi nhiệt ẩm không cao do quãng đường tiếp xúc giữa nước và không khí ngắn, thời gian tiếp xúc bị hạn chế.

- Đối với hệ thống đòi hỏi công suất lớn, thiết bị công kênh, do đó buồng tưới chỉ thích hợp cho hệ thống nhỏ và vừa trong công nghiệp.

- Chiếm ít diện tích lắp đặt.

7.3. NHỮNG NHÂN TỐ ẢNH HƯỞNG ĐẾN HIỆU QUẢ TRAO ĐỔI NHIỆT ẨM

7.3.1. Hệ số hiệu quả trao đổi nhiệt ẩm

- *Hệ số hiệu quả trao đổi nhiệt ẩm*

Trên thực tế trạng thái không khí cuối quá trình trao đổi nhiệt ẩm với nước phun không thể đạt trạng thái $\varphi = 100\%$, mà chỉ đạt một trạng thái O với $\varphi = 0,9 \div 0,95$. Để đặc trưng cho hiệu quả của quá trình trao đổi nhiệt ẩm giữa nước và không khí trong buồng phun, người ta đưa ra một đại lượng gọi là hệ số hiệu quả trao đổi nhiệt ẩm, ký hiệu là E:

$$E = \frac{AO}{AB} < 1 \quad (7-1)$$

Hệ số trao đổi nhiệt ẩm có thể xác định theo thông số trạng thái của không khí.

Từ O, B ta kẻ các đường tO và tB cắt đường dA ở các điểm O' và B'. Ta có thể coi các đường tO và tB song song với nhau, khi đó:

$$E = \frac{AO}{AB} = \frac{AO'}{AB'} = \frac{t_A - t_O}{t_A - t_B} = \frac{I_A - I_O}{I_A - I_B} \quad (7-2)$$

Đối với quá trình đoạn nhiệt:

$$t_B = t_U$$

$$E = E_a = \frac{t_A - t_O}{t_A - t_U} \quad (7-3)$$

• *Hệ số hiệu quả trao đổi nhiệt ẩm vạn năng*

Trong một số trường hợp người ta sử dụng đại lượng gọi là hệ số trao đổi nhiệt ẩm vạn năng E' :

$$E' = 1 - \frac{t_o - t_{uo}}{t_A - t_{UA}} \quad (7-4)$$

Hệ số hiệu quả trao đổi nhiệt ẩm vạn năng thường được sử dụng để tính toán thiết kế thiết bị buồng phun.

Ngoài ra người ta còn đưa ra hệ số E_n nhằm đánh giá hiệu quả trao đổi nhiệt ẩm của buồng phun:

$$E_n = 1 - \frac{t_{UB} - t_n}{t_{UO} - t_n} \quad (7-5)$$

7.3.2. Những nhân tố ảnh hưởng đến hiệu quả trao đổi nhiệt ẩm

7.3.2.1. Ảnh hưởng của hệ số phun

Hệ số phun là tỷ lệ giữa lưu lượng nước phun G_f (kg/s) với lưu lượng không khí được xử lý G (kg/s). Hệ số phun được ký hiệu là μ .

$$\mu = \frac{G_f}{G} \quad (7-6)$$

Khi hệ số phun μ tăng, hiệu quả trao đổi nhiệt ẩm tăng. Khi $\mu < 4$, hệ số hiệu quả trao đổi nhiệt ẩm tăng đáng kể khi tăng μ . Khi $\mu > 4$, việc tăng μ hệ số trao đổi nhiệt ẩm E tăng không đáng kể, nhưng chi phí điện năng cho bơm nước phun lớn, nên không kinh tế. Trên thực tế người ta chỉ vận hành với hệ số phun $\mu < 2$.

7.3.2.2. Ảnh hưởng của kết cấu buồng phun

Kết cấu buồng phun có ảnh lớn đến hiệu quả trao đổi nhiệt ẩm của buồng phun. Các thông số kết cấu ảnh hưởng tới hiệu quả trao đổi nhiệt ẩm bao gồm:

- Số dãy vòi phun dọc theo chiều chuyển động của buồng phun: Khi số dãy vòi phun tăng thì hiệu quả sẽ cao hơn.
- Số vòi phun trên một dãy: Khi số vòi phun tăng thì hiệu quả sẽ cao hơn.
- Chiều phun nước so với không khí: Phun ngược chiều nước sẽ tăng hiệu quả trao đổi do vận tốc tương đối tăng lên.

Bảng 7.1. Thông số buồng phun của Nga

Dạng kết cấu	Hệ số μ	E_{max}
+ Số dây $z = 1$, thuận chiều	0,55	0,6 ÷ 0,7
ngược chiều	0,55	0,65 ÷ 0,75
+ Số dây $z = 2$, thuận chiều + thuận chiều	>1,0	0,85 ÷ 0,9
ngược chiều + ngược chiều	>1,0	0,9 ÷ 0,95
ngược chiều + ngược chiều	>1,0	0,9 ÷ 0,95
+ Số dây $z = 3$	1,5	0,98

7.3.2.3. Ảnh hưởng của chế độ phun nước

Khi hạt nước phun càng bé thì bề mặt trao đổi nhiệt ẩm tăng nên hiệu quả trao đổi nhiệt ẩm tăng lên.

Tùy theo kích thước hạt nước được phun ra mà người ta phân ra thành ba chế độ phun khác nhau:

- Phun mịn;
- Phun trung bình;
- Phun thô.

Thực nghiệm và lý thuyết đã chứng minh rằng, độ mịn của nước phun ra phụ thuộc vào đường kính mũi phun d_0 và áp suất dư của nước trước mũi phun p_f .

Kích thước d_0 và áp suất p_f càng lớn thì hạt nước phun ra càng mịn. Tuy nhiên khi đó đòi hỏi năng lượng dẫn động tăng và vòi phun dễ bị tắc.

Theo kinh nghiệm:

- Phun mịn khi: $d_0 = 1,5 \div 2 \text{ mm}$ $p_f > 4 \text{ bar}$
- Phun trung bình khi: $d_0 = 2 \div 3 \text{ mm}$ $p_f = 2 \div 4 \text{ bar}$
- Phun thô khi: $d_0 = 2 \div 6 \text{ mm}$ $p_f < 2 \text{ bar}$

Việc chọn đường kính mũi phun và áp suất còn tùy thuộc vào năng suất yêu cầu.

7.3.2.4. Ảnh hưởng của tốc độ dòng khí

Khi tốc độ của không khí tăng sẽ làm tăng trao đổi nhiệt ẩm. Nhưng nếu ω_x quá cao thì có khả năng cuốn theo các hạt nước vào gian máy. Trong kỹ

thuật người ta khống chế ω_k theo trị số lưu tốc $\rho\omega_k$ một cách hợp lý. Thường chọn $\rho\omega_k = 2,8 + 3,5 \text{ kg/m}^2.s$

7.3.2.5. Ảnh hưởng của chiều dài quãng đường dòng khí

Khi tăng chiều dài quãng đường đi của không khí thì thời gian tiếp xúc lớn, khi đó E tăng. Tuy vậy kích thước của buồng phun tăng nên làm tăng giá thành và vận hành lắp đặt khó khăn. Vì vậy chỉ khi thực sự cần thiết người ta mới tăng l , ví dụ như khi không khí ban đầu có độ ẩm quá bé.

Thời gian tiếp xúc hợp lý giữa nước và không khí là 1 giây.

Quan hệ phụ thuộc của hệ số hiệu quả trao đổi nhiệt ẩm vào hệ số phun được biểu thị theo công thức sau đây:

- Khi phun mịn:

$$\mu = 5.z^{-1} . p_r^{-0,38} . (\rho\omega_k)^{0,37} . \left(\lg \frac{1}{1-E}\right)^{1,61}, \text{ kg/kg} \quad (7-7)$$

- Khi phun trung bình và thô:

$$\mu = 18,6.z^{-1} . p_r^{-0,2} . (\rho\omega_k)^{-0,5} . \left(\lg \frac{1}{1-E}\right)^{1,22}, \text{ kg/kg} \quad (7-8)$$

trong đó:

- z - số dây phun;
- p_r - áp suất dư của nước phun, bar;
- $\rho\omega_k$ - lưu tốc của không khí, $\text{kg/m}^2.s$;
- E - hệ số hiệu quả trao đổi nhiệt ẩm.

7.4. TÍNH TOÁN BUỒNG PHUN

7.4.1. Tính thiết kế

Nhiệm vụ bài toán thiết kế buồng phun là xác định các thông số kỹ thuật và kích thước chủ yếu của buồng phun, khi biết trước các thông số nhiệt của không khí vào ra, lưu lượng không khí cần xử lý... cụ thể:

- Các thông số ban đầu
 - Lưu lượng gió cần xử lý G, kg/s;
 - Trạng thái không khí đầu vào (t_1, φ_1) và đầu ra (t_2, φ_2);
 - Năng suất lạnh yêu cầu của thiết bị Q_0 , kW;
 - Nhiệt độ nước lạnh đầu vào t'_{nl} .

- *Các thông số cần tính toán*

- Kích thước buồng phun: Chiều cao h (m); chiều rộng b (m) và chiều dài l (m);

- Lưu lượng nước phun G_p , kg/s;

- *Các bước tính toán*

1) *Chọn lưu tốc không khí đi qua tiết diện ngang của buồng phun $\rho\omega_k$*

Thông thường người ta chọn $\rho\omega_k = 2,8 \div 3,2$ kg.m²/s. Nếu quá nhỏ thì hiệu quả trao đổi nhiệt ẩm thấp, nhưng cao quá thì có khả năng cuốn theo các giọt hơi ẩm. Khối lượng riêng của không khí khoảng 1,2 kg/m³, do đó tốc độ chuyển động của không khí nằm trong khoảng $\omega_k = 2,3 \div 2,7$ m/s. Chọn $\omega_k = 2,5$ m/s.

2) *Xác định các kích thước cơ bản của buồng phun*

- Tiết diện ngang của buồng phun:

$$f_b = \frac{G}{\rho \cdot \omega_k} = b \cdot h, \text{ m}^2 \quad (7-9)$$

trong đó:

- h - chiều cao của buồng phun, chiều cao h cần chọn hợp lý trong khoảng $2 \div 2,5$ m. Nếu quá cao thì sự phân bố lưu lượng gió khó đều, ngược lại nếu chọn h quá thấp thì bề rộng lớn, chiếm nhiều diện tích, m ;

- b - chiều rộng buồng phun, m ;

- G - lưu lượng gió đã được cho trước hoặc đã xác định được khi thành lập sơ đồ điều hoà không khí, kg/s.

3) *Xác định các thông số đặc trưng khác của buồng phun*

- Chọn số dây phun Z : Trên cơ sở kích thước sơ bộ của buồng phun, chọn số dây vòi phun. Số dây vòi phun, như đã biết nằm trong khoảng $1 \div 3$ dây;

- Chọn cách bố trí các dây vòi phun. Có các cách bố trí sau: thuận chiều, ngược chiều và kết hợp cả hai cách trên. Các trường hợp có thể bố trí đã trình bày trên bảng 6-1;

- Chọn chế độ phun: phun thô, trung bình và mịn;

- Chọn loại mũi phun;

- Chọn đường kính mũi phun d_0 : 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 6 mm;

- Chọn mật độ mũi phun trên tiết diện ngang của buồng phun n. Theo kinh nghiệm số mũi phun trên 1 m² diện tích nằm trong khoảng 18 ÷ 24 cái;
- Tính số mũi phun: $N = f_b \cdot z \cdot n$, cái.

4) *Tính hệ số phun, hệ số hiệu quả E và lưu lượng nước phun*

- Xác định hệ số hiệu quả trao đổi nhiệt ẩm vạn năng:

$$E' = 1 - \frac{t_2 - t_{u2}}{t_1 - t_{u1}} \quad (7-10)$$

t_{u1}, t_{u2} - nhiệt độ nhiệt kế ướt ứng với trạng thái không khí vào và ra.

- Xác định hệ số phun dựa trên hệ số hiệu quả trao đổi nhiệt ẩm vạn năng. Tính theo các công thức (7-7) và (7-8) nhưng thay E bằng E'.

5) *Tính nhiệt độ nước phun*

Để xác định nhiệt độ nước phun ta dựa vào phương trình cân bằng nhiệt. Nếu bỏ qua các tổn thất thì nhiệt lượng làm lạnh không khí đúng bằng nhiệt làm tăng nhiệt độ nước từ nhiệt độ t'_n đến t''_n :

$$Q_o = G \cdot (I_1 - I_2) = G_{pn} \cdot C_{pn} \cdot (t''_n - t'_n) \quad (a)$$

Mặt khác, ta có biểu thức:

$$\mu = \frac{G_f}{G} \quad (b)$$

Kết hợp (a), (b) và cho biết $G_f = G_{pn}$, ta có:

$$\Delta t_n = t'_n - t''_n = \frac{\Delta I}{C_{pn} \cdot \mu}$$

Giá trị Δt_n phải thoả mãn điều kiện $\Delta t_n \leq 5^\circ\text{C}$, nếu lớn quá phải tăng hệ số phun μ và xác định lại giá trị E_n .

Từ đó suy ra:

$$t''_n = t'_n + \Delta t_n$$

Nhiệt độ nước vào được suy ra từ các biểu thức (7-3) và (7-10):

$$t'_n = \frac{t_{u2} - \Delta t_n - t_{u1}(1 - E_n)}{E_n}$$

6) *Tính lưu lượng nước phun và lưu lượng nước lạnh*

Hệ thống cấp nước bể phun có thể thực hiện theo một trong hai cách sau:

- Nước được làm lạnh và đưa đến phun trực tiếp ở buồng phun. Trong trường hợp này lưu lượng nước phun bằng lưu lượng nước lạnh.

- Nếu nước lạnh được cấp tới bể chứa và từ đây nước được bơm đến phun ở buồng phun. Trong trường hợp này nước được tuần hoàn theo hai vòng khác nhau và có thể lưu lượng nước phun và nước tuần hoàn không giống nhau (do bơm hoặc trở lực hệ thống khác nhau).

a) Lưu lượng nước phun (nước lạnh) được xác định theo công thức:

$$G_f = G_{\mu}, \text{ kg/s} \quad (7-11)$$

b) Lưu lượng nước lạnh: Nước lạnh được cấp vào bể chứa để từ đó được bơm phun vào buồng phun trao đổi nhiệt ẩm. Lưu lượng nước lạnh có thể khác lưu lượng nước phun:

$$G_{nl} = \frac{Q_o}{C_{pn} \cdot (t'_n - t_{nl})} \quad (7-12)$$

trong đó:

t'_n, t_{nl} - nhiệt độ nước phun đầu ra (bằng nhiệt độ nước lạnh hồi về) và nhiệt độ nước lạnh vào bể nước phun;

Q_o - công suất lạnh yêu cầu, kW.

7) Xác định áp suất trước mũi phun và số mũi phun N

- Năng suất phun của mỗi mũi phun được xác định theo công thức sau:

$$g_f = \frac{G_f}{N}, \text{ kg/s} \quad (7-13)$$

Năng suất phun có ảnh hưởng tới áp suất dư trước các mũi phun và quan hệ đó được xác định như sau:

- Đối với mũi phun kim loại:

$$g_f = 38,5 \cdot d_o^{1,38} \cdot p_f^{0,48}, \text{ l/h} \quad (7-14)$$

- Đối với mũi phun nhựa:

$$g_f = 44 \cdot d_o^{1,3} \cdot p_f^{0,52}, \text{ l/h} \quad (7-15)$$

trong đó:

d_o - đường kính mũi phun, mm;

p_f - áp suất dư của mũi phun, at.

Từ giá trị g_f có thể xác định được áp suất dư như sau:

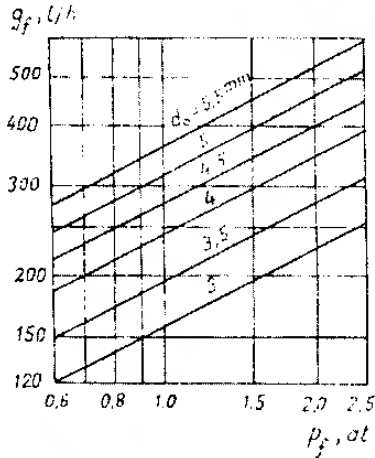
- Đối với mũi phun kim loại:

$$p_f = 0,0005 \cdot d_o^{-2,875} \cdot g_f^{2,083}, \text{ at} \quad (7-16)$$

- Đối với mũi phun nhựa:

$$p_f = 0,00069 \cdot d_o^{-2,5} \cdot g_f^{1,923}, \text{ at} \quad (7-17)$$

Quan hệ giữa áp suất dư và năng suất phun ứng với các loại vòi phun có đường kính khác nhau biểu thị trên hình 7.14 dưới đây. Theo yêu cầu kỹ thuật áp suất dư trước các mũi phun không nên quá lớn, vì nếu lớn thì yêu cầu về cột áp của bơm phải cao. Thực tế nên chọn $p_f < 2,5$ at. Vì vậy khi tính toán, nếu áp suất dư lớn quá thì phải tăng số mũi phun N , để giảm áp suất dư.



Hình 7.14. Quan hệ g_f và d_o, p_f

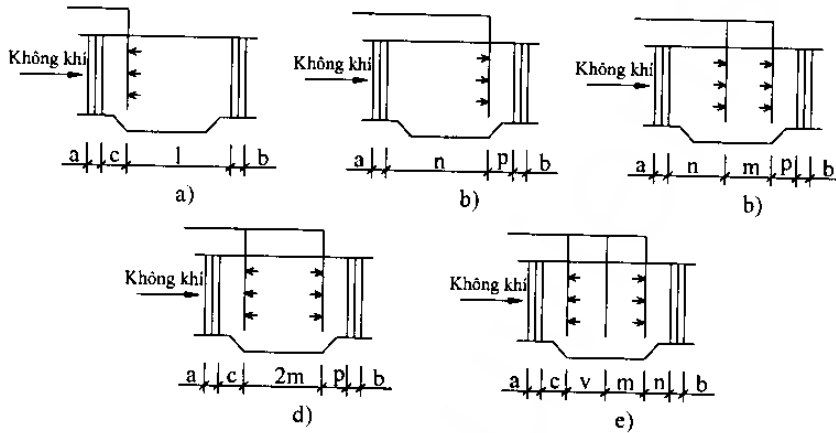
Trong phần này tùy theo điều kiện thực tế mà có thể chọn áp suất dư p_f định trước và xác định số mũi phun cần thiết. Tuy nhiên nếu chọn số mũi phun nhiều, áp suất giảm, chế độ phun chuyển sang phun thô, hiệu quả trao đổi nhiệt ẩm giảm.

8) Bố trí dàn phun

Có thể tham khảo cách bố trí dàn phun của Nga nêu ở trong các tài liệu khác.

- Bề rộng chắn nước trước $a = 120$ mm;

- Bề rộng chắn nước sau $b = 185 \div 250$ mm;
- Các kích thước khác: $c = 200$ mm; $l = 1500$ mm; $m = 660$ mm; $n = 400$ mm; $p = 600$ mm; $v = 900$ mm;
- Khoảng cách giữa các cọc phun từ $250 \div 350$ mm. Khoảng cách giữa các mũi phun theo chiều đứng khoảng $400 \div 600$ mm.



a- Một dãy phun thuận chiều; b- Một dãy phun ngược chiều; c- Hai dãy phun ngược chiều; d- Hai dãy phun thuận và ngược chiều; e- Ba dãy phun

Hình 7.15. Bố trí buồng phun của Nga

7.4.2. Tính kiểm tra

Các bước tính toán kiểm tra:

1) Xác định năng suất phun của các mũi phun g_f theo d_o và p_f dựa vào đồ thị hình 7.14 hoặc theo các công thức (7-13) và (7-14).

2) Tính lưu lượng nước phun G_n :

$$G_n = g_f \cdot N, \text{ kg/s}$$

3) Tính hệ số phun:

$$\mu = \frac{G_n}{G}, \text{ kg/kg}$$

4) Tính tốc độ lưu lượng khối lượng của không khí:

$$\rho \omega_k = \frac{G}{f}, \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

5) Xác định E'_b , E_b và k_{hc} :

$$E' = E'_b \cdot k_{hc}$$

$$E_n = E_b \cdot k_{hc}$$

6) Tính nhiệt độ nhiệt kế ướt của không khí sau khi xử lý:

$$t_{u2} = (1 - E_n) \cdot (t_{u1} - t'_n) + t''_n$$

trong đó t''_n được xác định theo công thức sau:

$$t''_n = t'_n + (m_1 \cdot t_{u1} - m_2 \cdot t_{u2}) / \mu$$

trong đó m_1 và m_2 - các hệ số tỷ lệ phụ thuộc vào nhiệt độ được cho theo bảng 7.2 dưới đây lấy theo áp suất khí quyển

Bảng 7.2.

$t, ^\circ\text{C}$	5	10	15	20	25	28
$B = 760 \text{ mmHg}$	0,89	0,698	0,67	0,685	0,73	0,764
$B = 745 \text{ mmHg}$	0,90	0,71	0,678	0,692	0,735	0,77

Để xác định m_2 cần xác định t_{u2} do đó cần phải tiến hành tính lặp. Các bước tính lặp được thực hiện như sau:

- Tạm lấy một giá trị nước ra nào đó theo kinh nghiệm:

$$t''_n = t'_n + (3 \div 5)^\circ\text{C};$$

- Xác định nhiệt độ t_{u2} theo công thức:

$$t_{u2} = (1 - E_n) \cdot (t_{u1} - t'_n) + t''_n$$

- Tra bảng 7.2 để xác định giá m_1 theo t_{u1} và m_2 theo t_{u2} ;

- Tính lại giá trị t''_n theo công thức:

$$t''_n = t'_n + (m_1 \cdot t_{u1} - m_2 \cdot t_{u2}) / \mu$$

Nếu sai số không lớn thì có thể chấp nhận được.

- Xác định t_{u2} theo giá trị t''_n xác định được.

7) Xác định I_2 theo t_{u2} trên đồ thị I-d: Đường $I_2 = \text{const}$ đi qua điểm bão hoà có nhiệt độ bằng t_{u2} .

8) Xác định t_2 theo E' theo công thức:

$$t_2 = t_{u2} + (1 - E') \cdot (t_1 - t_{u2})$$

9) Theo t_2 và I_2 (hoặc t_{12}) xác định điểm 2 trên I-d và các thông số trạng thái khác: φ_2, d_2 ;

10) Xác định năng suất lạnh của thiết bị xử lý không khí:

$$Q_o = G \cdot (I_1 - I_2)$$

11) Kiểm tra nhiệt lượng nước lạnh nhận được:

$$Q_n = G_n \cdot C_{pn} \cdot (t''_n - t'_n)$$

12) So sánh giá trị Q_o và Q_n ; sai lệch không quá 10%.

Chương 8

TUẦN HOÀN KHÔNG KHÍ TRONG PHÒNG

Trong chương này trình bày các cơ sở lý thuyết tính toán tốc độ chuyển động của không khí dọc theo luồng, những nhân tố ảnh hưởng đến cấu trúc và tốc độ luồng. Trên cơ sở đó tính toán thiết kế và bố trí các miệng thổi, miệng hút sao cho tuần hoàn gió trong phòng thuận lợi nhất, đáp ứng các tiêu chuẩn vệ sinh về tốc độ gió trong phòng.

8.1. TÌNH HÌNH LUÂN CHUYỂN KHÔNG KHÍ TRONG NHÀ

Một trong những nhiệm vụ quan trọng của các hệ thống điều hoà không khí là thực hiện việc tuần hoàn không khí trong phòng để nâng cao mức độ đồng đều về nhiệt độ, tăng cường trao đổi nhiệt ẩm trong phòng.

Mục đích của việc thông gió và điều hoà không khí là thay đổi không khí đã bị ô nhiễm do nhiệt, ẩm, chất độc hại, bụi... ở trong phòng bằng không khí sạch đã qua xử lý. Quá trình đó được thực hiện nhờ luân chuyển và trao đổi không khí. Có nhiều nguyên nhân gây ra sự chuyển động của không khí trong phòng.

- *Chuyển động đối lưu tự nhiên*

Động lực tạo nên chuyển động đối lưu tự nhiên là do chênh lệch mật độ của không khí giữa các vùng ở trong phòng. Sự khác biệt của mật độ thường do chênh lệch nhiệt độ và độ ẩm, trong đó chênh lệch nhiệt độ là chủ yếu và thường gặp nhất, khi nhiệt độ chênh lệch càng cao thì chuyển động đối lưu tự nhiên càng mạnh. Các phần tử không khí nóng và khô, nhẹ hơn nên bốc lên cao và các phần tử không khí lạnh, ẩm nặng hơn nên chìm xuống phía dưới, tạo nên sự luân chuyển. Lực gây ra đối lưu tự nhiên giữa các vùng có giá trị như sau:

$$P = g \cdot (\rho_2 - \rho_1) = g \cdot \Delta\rho \quad (8-1)$$

trong đó ρ_1, ρ_2 - khối lượng riêng của không khí giữa các vùng đang nghiên cứu, kg/m^3 ;

g - gia tốc trọng trường, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

Chuyển động đối lưu tự nhiên tuy yếu nhưng cũng rất quan trọng trong điều hoà không khí, nó góp phần làm đồng đều nhiệt độ trong phòng và tăng cường quá trình trao đổi nhiệt ẩm.

- *Chuyển động đối lưu cưỡng bức*

Chuyển động đối lưu cưỡng bức là chuyển động do ngoại lực tạo nên. Đối với không khí là do quạt, nó đóng vai trò quyết định trong việc tuần hoàn và trao đổi không khí trong phòng.

Khác với chuyển động đối lưu tự nhiên, chuyển động đối lưu cưỡng bức có cường độ lớn, có thể định hướng theo ý muốn chủ quan của con người và có thể thay đổi được nhờ thay đổi tốc độ quạt. Vì thế chuyển động đối lưu cưỡng bức là chuyển động quan trọng nhất, có ảnh hưởng lớn nhất đến tuần hoàn và trao đổi không khí trong phòng.

- *Chuyển động khuếch tán*

Ngoài hai chuyển động nêu trên, không khí trong phòng còn tham gia một hình thức chuyển động nữa gọi là chuyển động khuếch tán. Chuyển động khuếch tán là sự chuyển động của các phân tử không khí đứng yên trong phòng vào một luồng không khí đang chuyển động. Tốc độ trung bình của luồng càng lớn thì sự chuyển động khuếch tán càng mạnh.

Chuyển động khuếch tán gây ra là do sự chênh lệch cột áp thủy tĩnh giữa các phân tử không khí chuyển động trong luồng và không khí đứng yên trong phòng. Các phân tử không khí trong phòng đứng yên nên có cột áp thủy tĩnh cao hơn so với các phân tử chuyển động, kết quả các phân tử không khí trong phòng sẽ bị cuốn vào luồng và trở thành một bộ phận của luồng.

Chuyển động khuếch tán có ý nghĩa lớn trong việc giảm tốc độ của dòng không khí sau khi ra khỏi miệng thổi, xáo trộn và làm đồng đều tốc độ chuyển động của không khí trong phòng nói chung.

Để đánh giá mức độ hoàn hảo của việc trao đổi không khí trong nhà, người ta đưa ra hệ số đồng đều sau:

$$K_E = \frac{t_R - t_V}{t_L - t_V} \quad (8-2)$$

t_R, t_V - nhiệt độ không khí ra vào phòng, °C;

t_L - nhiệt độ không khí tại vùng làm việc, °C;

Hệ số k_E càng cao càng tốt.

8.2. LUỒNG KHÔNG KHÍ

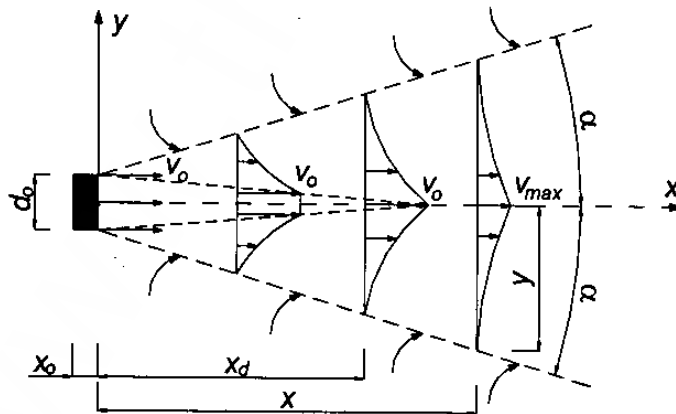
Luồng không khí là dòng không khí được thổi tự do từ một miệng gió vào một không gian bất kỳ, đó là tập hợp các phần tử chuyển động tạo nên.

Việc nghiên cứu luồng không khí vào ra ở các miệng gió nhằm mục đích tăng cường quá trình trao đổi nhiệt ẩm trong phòng, tính toán và bố trí các miệng thổi, miệng hút nhằm cấp gió đồng đều trong toàn bộ thể tích phòng. Đó là cơ sở lý thuyết để tính toán, lựa chọn và bố trí các miệng cấp và hồi gió.

8.2.1. Cấu trúc của luồng không khí từ miệng thổi

8.2.1.1. Luồng không khí từ một miệng thổi tròn

Xét một luồng không khí được thổi ra từ một miệng thổi tròn có đường kính d_0 , tốc độ ở đầu ra miệng thổi là v_0 và được coi là phân bố đều trên toàn tiết diện miệng thổi ở đầu ra ($x = 0$). Bỏ qua tác động của các lực đẩy của không khí trong phòng lên luồng.



Hình 8.1. Luồng không khí đầu ra một miệng thổi tròn

Càng ra xa miệng thổi động năng của dòng không khí giảm nên tốc độ trung bình của dòng giảm dần. Mặt khác do ảnh hưởng ma sát của không khí

đứng yên bên ngoài nên tốc độ luồng tại biên bằng 0, còn tốc độ tại vùng tâm luồng vẫn còn duy trì ở v_0 . Người ta nhận thấy trong đoạn đầu khi $x < x_d$ nào đó tốc độ tại tâm luồng luôn bằng v_0 . Profil tốc độ trên tiết diện trong khoảng này có dạng hình thang với chiều cao bằng v_0 . Sát biên luồng do ma sát nên tốc độ giảm dần cho đến 0 ở sát biên luồng.

Trong đoạn x_d này càng đi ra xa phần tâm của luồng, nơi tốc độ bằng v_0 càng nhỏ dần cho đến vị trí x_d thì hết và profil tốc độ bắt đầu có dạng tam giác với chiều cao v_0 .

Ngoài khoảng x_d người ta gọi là đoạn chính của luồng tốc độ tại tâm v_{max} giảm dần.

Người ta nhận thấy cùng với việc giảm tốc độ, tiết diện của luồng cũng tăng lên do chuyển động khuếch tán. Điều này có thể giải thích như sau: Theo định luật Becnuli, các phần tử không khí trong luồng chuyển động nên có áp suất tĩnh nhỏ hơn các phần tử đứng yên bên ngoài, kết quả là không khí xung quanh tràn vào luồng và tạo thành một bộ phận của luồng nên tiết diện luồng tăng dần. Góc mở của luồng gọi là góc mép khuếch tán α .

Như vậy, luồng không khí có thể chia ra làm hai vùng: phần tâm (hoặc nhân luồng) ở đó tốc độ chuyển động không đổi và bằng $v = v_0$, phần này chỉ nằm trong đoạn đầu x_d ; phần biên luồng nơi tốc độ thay đổi theo tiết diện $\frac{\partial v}{\partial y} \neq 0$ là phần quan trọng nhất của luồng. Đó là phần chủ yếu của luồng.

Trong đoạn x_d lớp biên chỉ chiếm một phần bên ngoài luồng do bên trong vẫn còn phần tâm. Ngoài đoạn x_d biên luồng chiếm toàn bộ tiết diện. Đoạn từ đầu ra miệng thổi đến khoảng cách x_d trên thực tế rất ngắn ít ảnh hưởng tới sự luân chuyển không khí trong phòng. Đoạn ngoài khoảng x_d gọi là phần chính của luồng và nó có ảnh hưởng quyết định đến sự luân chuyển không khí trong phòng.

Nghiên cứu phân bố tốc độ phần chính của luồng rất quan trọng trong việc tính toán tuần hoàn không khí trong phòng cũng như xác định tốc độ dòng không khí trong vùng làm việc. Đó là cơ sở để tính toán thiết kế và lắp đặt miệng thổi. Theo quy định về vệ sinh thì tốc độ gió trong vùng làm việc phải nhỏ hơn một giá trị nào đó tùy thuộc nhiệt độ không khí trong phòng.

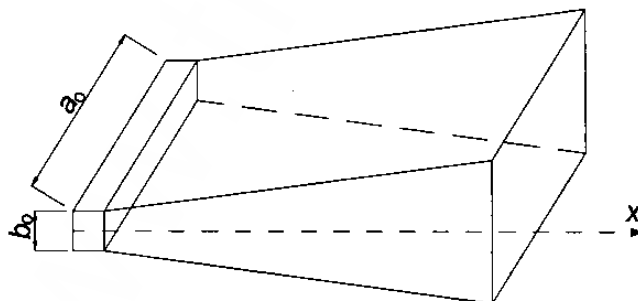
Trên đây là hình dáng của luồng đối với miệng thổi tròn, tròn không có cánh. Thực tế hình dáng của luồng đầu ra miệng thổi phụ thuộc rất nhiều vào kết cấu miệng thổi. Các miệng thổi tròn thường có các cánh điều chỉnh hướng gió. Luồng không khí qua các miệng thổi thực tế sẽ khác nhiều.

Ngoài miệng thổi tròn ra người ta còn sử dụng phổ biến các loại miệng thổi vuông, chữ nhật, miệng thổi dẹt, miệng thổi hình dạng khác nữa với rất nhiều loại cánh hướng khác nhau. Vì vậy rất khó xác định chính xác các thông số của luồng trong những trường hợp này.

Người ta nhận thấy, cấu trúc luồng ra khỏi các miệng thổi vuông, chữ nhật trong đoạn đầu tuy có khác miệng thổi tròn, nhưng càng ra xa, luồng sẽ biến dạng và trở thành luồng đối xứng giống luồng từ miệng thổi tròn. Vì vậy có thể áp dụng các công thức tính toán miệng thổi tròn cho các trường hợp này.

8.2.1.2. Luồng không khí từ một miệng thổi dẹt

Miệng thổi dẹt là miệng thổi có tiết diện chữ nhật $a_0 \times b_0$ trong đó có một cạnh lớn hơn cạnh kia khá nhiều ($a_0/b_0 > 5$).



Hình 8.2. Luồng không khí đầu ra một miệng thổi dẹt

Đối với miệng thổi dẹt người ta nhận thấy tiết diện luồng chỉ phát triển về phía cạnh lớn của miệng thổi, còn phía cạnh còn lại việc mở rộng tiết diện luồng là không đáng kể, có thể bỏ qua. Điều này có thể giải thích như sau: luồng không khí ra khỏi miệng thổi dẹt có dạng chữ nhật giống tiết diện miệng thổi, do phía cạnh lớn tiếp xúc nhiều với không khí trong phòng nên có nhiều phân tử xung quanh khuếch tán vào luồng theo hướng này, vì vậy

luồng nhanh chóng mở rộng theo hướng đó. Ngược lại, phía cạnh nhỏ diện tích tiếp xúc với không khí xung quanh bé nên số lượng phân tử không khí khuếch tán vào luồng không đáng kể. Vì vậy tiết diện luồng hầu như không tăng.

8.2.2. Tính toán các thông số luồng từ miệng thổi tròn và dẹt

Trong điều hòa không khí tốc độ tại vùng làm việc v_L là một thông số quan trọng: Tốc độ không được lớn quá do yêu cầu của điều kiện vệ sinh và yêu cầu công nghiệp. Tốc độ bé quá thì trao đổi nhiệt kém. Tốc độ trong vùng làm việc phụ thuộc vào nhiệt độ không khí thường khá bé, từ 0,25 ÷ 1,0 m/s tùy thuộc vào nhiệt độ phòng (bảng 2-2).

Các thông số kích thước của luồng đã được người ta xác định như sau:

- Chiều dài đoạn đầu x_d

- Đối với luồng không khí từ miệng thổi tròn:

$$x_d = 1,145 \cdot \frac{d_o}{\operatorname{tg}\alpha} \quad (8-3)$$

- Đối với luồng không khí từ miệng thổi dẹt:

$$x_d = 1,26 \cdot \frac{b_o}{\operatorname{tg}\alpha} \quad (8-4)$$

α - góc mép khuếch tán của đoạn đầu: $\alpha = 14^\circ 30'$ với miệng thổi tròn và $\alpha = 12^\circ 40'$ với miệng thổi dẹt;

d_o, b_o - Đường kính của miệng thổi tròn và chiều nhỏ của miệng thổi dẹt, mm.

- Phân bố tốc độ tại trục của luồng ở vùng chính

Trong trường hợp tổng quát có thể xác định tốc độ cực đại của không khí $v_{\max, x}$ tại vị trí trên trục của luồng, cách miệng thổi một khoảng x theo công thức sau:

- Đối với luồng không khí từ miệng thổi tròn:

$$v_{\max, x} = v_o \cdot \frac{m}{x} \quad (8-5)$$

- Đối với luồng không khí từ miệng thổi dẹt:

$$v_{\max, x} = v_o \cdot \frac{m}{\sqrt{x}} \quad (8-6)$$

m - hằng số phụ thuộc vào kích thước và loại miệng thổi: Chẳng hạn miệng thổi tròn tóp đầu $m = 6,8$, tròn có loa khuếch tán $m = 1,35$, miệng thổi dẹt $m = 2,5$;

\bar{x} - tọa độ không thứ nguyên: miệng thổi tròn $\bar{x} = x/d_0$ và miệng thổi dẹt $\bar{x} = x/b_0$. Như vậy khi chọn miệng thổi chúng ta phải căn cứ vào trị số m để có được luồng khí thổi có tầm với xa hoặc gần.

Muốn luồng không khí đi xa cần chọn miệng thổi có trị số m lớn, tốc độ luồng suy giảm chậm. Khi cần hội luồng suy giảm nhanh thì chọn loại miệng thổi có trị số m nhỏ. Các loại miệng thổi dẹt có trị số m lớn, miệng thổi có loa khuếch tán thì trị số m nhỏ hơn. 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 khuếch tán hoặc có các cánh hướng.

Đối với luồng không khí không đẳng nhiệt, nhiệt độ tại tâm luồng cũng thay đổi theo và được tính theo công thức sau:

- Đối với luồng không khí từ miệng thổi tròn:

$$\theta_{\max, x} = \theta_0 \cdot \frac{n}{x} \quad (8-7)$$

- Đối với luồng không khí từ miệng thổi dẹt:

$$\theta_{\max, x} = \theta_0 \cdot \frac{n}{\sqrt{x}} \quad (8-8)$$

trong đó:

$$\theta_{\max, x} = t_x - t_f$$

$$\theta_0 = t_0 - t_f$$

với:

t_f - nhiệt độ không khí trong phòng, °C;

t_0 - nhiệt độ không khí đầu ra miệng thổi, °C;

t_x - nhiệt độ trục luồng tại tiết diện x , °C.

Trị số n của mỗi loại miệng thổi có khác nhau và được lấy theo kinh nghiệm hoặc được các nhà chế tạo cho trước. Dưới đây là các trị số n của một vài kiểu miệng thổi của Liên Xô (cũ).

- Miệng thổi tóp đầu 30° : $n = 4,8$;
- Miệng thổi tròn có loe khuếch tán: $n = 1,1$;
- Miệng thổi hình dẹt: $n = 1,8 \div 2,0$.

Cũng cần chú ý rằng trị số n cho ở trên đây không thể sử dụng để tính toán cho tất cả các loại miệng thổi vì phụ thuộc rất nhiều yếu tố kỹ thuật, công nghệ chế tạo, vật liệu, quy cách kỹ thuật khác. Trên thực tế cần tiến hành thực nghiệm mới xác định chính xác.

• *Phân bố tốc độ trung bình của luồng ở vùng chính:*

Ta có thể xác định tốc độ tại tâm và tốc độ trung bình tại một tiết diện x cách miệng thổi một khoảng x theo các biểu thức sau:

- Đối với luồng không khí từ miệng thổi tròn:

$$v_{\max,x} = v_0 \cdot \frac{3,29}{1 + \frac{2 \cdot x}{d_0} \cdot \operatorname{tg} \alpha}, \text{ m/s} \quad (8-9)$$

$$\bar{v}_x = v_0 \cdot \frac{0,645}{1 + \frac{2 \cdot x}{d_0} \cdot \operatorname{tg} \alpha} \approx 0,2 \cdot v_{\max,x}, \text{ m/s} \quad (8-10)$$

- Đối với luồng không khí từ miệng thổi dẹt:

$$v_{\max,x} = v_0 \cdot \frac{1,88}{\sqrt{1 + \frac{2 \cdot x}{b_0} \cdot \operatorname{tg} \alpha}}, \text{ m/s} \quad (8-11)$$

$$\bar{v}_x = v_0 \cdot \frac{0,78}{\sqrt{1 + \frac{2 \cdot x}{b_0} \cdot \operatorname{tg} \alpha}} \approx 0,4 \cdot v_{\max,x}, \text{ m/s} \quad (8-12)$$

trong đó α - góc mép khuếch tán của luồng ở đoạn chính.

Chú ý rằng các những hệ số trong các công thức trên chỉ đúng đối với dòng không khí đẳng nhiệt tức là dòng không khí có nhiệt độ không đổi và bằng nhiệt độ trong phòng.

8.2.3. Cấu trúc của dòng không khí gần miệng hút

Tốc độ trung bình của không khí trong luồng được xác định theo công thức sau:

$$\bar{v}_x = \frac{V_x}{F_x}, \text{ m/s} \quad (8-13)$$

trong đó:

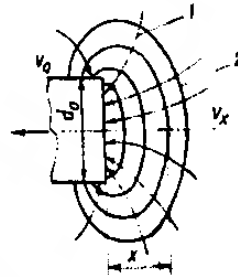
V_x - lưu lượng không khí trong luồng, m^3/s ;

F_x - tiết diện luồng tại khoảng x cách miệng thổi hoặc miệng hút, m .

Khác với luồng không khí trước các miệng thổi, luồng không khí trước các miệng hút có hai đặc điểm khác cơ bản sau đây:

- Luồng không khí trước miệng thổi có góc mép khuếch tán nhỏ, luồng không khí trước các miệng hút chiếm toàn bộ không gian phía trước miệng hút nghĩa là lớn hơn nhiều.

- Lưu lượng không khí trong luồng trước miệng thổi tăng dần do chuyển động khuếch tán của không khí bên ngoài vào, còn luồng không khí trước các miệng hút có lưu lượng không đổi.



1- Các đường dòng; 2- Đường đẳng tốc

Hình 8.3. Luồng không khí trước miệng hút

Do hai đặc điểm trên nên theo công thức (8-13) ta có thể dễ dàng nhận thấy, khi đi ra xa cách miệng hút một khoảng cách nào đó, tốc độ luồng trước miệng hút giảm một cách nhanh chóng. Như vậy luồng không khí trước miệng hút triệt tiêu rất nhanh, hay nói cách khác là không khí chỉ luân chuyển tại một khu vực nhỏ gần miệng hút.

Tốc độ trên trục của luồng không khí trước miệng hút xác định theo công thức sau:

$$v_{\max,x} = k_H \cdot v_o \cdot \left(\frac{d_o}{x}\right)^2 \quad (8-14)$$

v_o - tốc độ không khí tại đầu vào miệng hút, m/s;

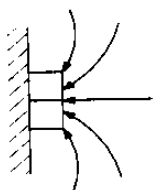
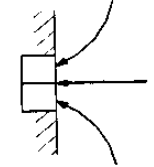
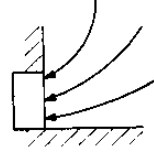
d_o - đường kính của miệng hút, m;

x - khoảng cách từ miệng hút tới điểm xác định, m;

k_H - hệ số phụ thuộc dạng miệng hút và cho ở bảng (8-1).

Từ bảng giá trị k_H ta nhận thấy tốc độ không khí tại tâm luồng trước miệng hút giảm rất nhanh khi tăng khoảng cách x . Ví dụ đối với miệng thổi tròn, khi bố trí nhô lên khỏi tường (góc khuếch tán $2\alpha > 180^\circ$) khi $x = d_o$ thì $v_{\max,x} = 0,06 \cdot v_o$ tức là tốc độ không khí tại tâm luồng chỉ còn 6% tốc độ ở ngay miệng hút, trong khi khoảng cách bằng d_o là rất nhỏ, trên thực tế chưa đến 0,5 m.

Bảng 8.1. Hệ số k_H của các miệng hút ở các vị trí lắp đặt khác nhau

Vị trí và cách thức lắp đặt	Hình dạng	Loại miệng hút	
		Tròn, vuông	Đẹt
- Lắp nhô lên cao Góc khuếch tán $2\alpha > 180^\circ$, mép có cạnh		0,06	0,12
- Lắp sát tường, trần Góc khuếch tán $2\alpha = 180^\circ$		0,12	0,24
- Lắp ở góc Góc khuếch tán $2\alpha = 90^\circ$		0,24	0,48

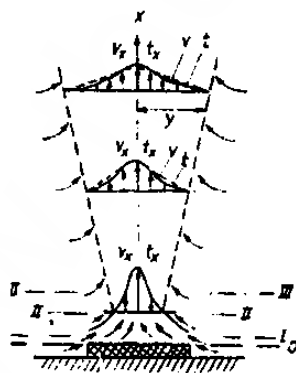
Với các kết quả trên ta có thể rút ra kết luận sau:

- 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. Do đó có thể bố trí miệng hút ở những vị trí bất kỳ, ngay bên cạnh miệng thổi cũng không ảnh hưởng đến luồng không khí đi ra miệng thổi.

- Do luồng không khí trước các miệng hút rất nhỏ nên để hút thải gió trong phòng được đều cần bố trí các miệng hút rải khắp không gian phòng, đồng thời tạo ra sự xáo trộn mạnh không khí trong phòng nhờ quạt hoặc luồng gió cấp.

8.2.4. Luồng không khí đối lưu tự nhiên

Khi nghiên cứu luồng không khí đối lưu tự nhiên, người ta nhận thấy cấu trúc của luồng tương tự như luồng không khí trước các miệng thổi.



Hình 8.4. Luồng không khí đối lưu tự nhiên

Xét trường hợp một tấm tròn tỏa nhiệt đặt trên mặt sàn, không khí trên bề mặt sẽ được đốt nóng và bốc lên.

- Tốc độ trung bình tại tiết diện cách bề mặt một khoảng x :

$$\bar{v}_x = 0,058 \cdot \left(\frac{Q}{x} \right)^{1/3}, \text{ m/s} \quad (8-15)$$

- Tốc độ cực đại tại tâm luồng:

$$\bar{v}_{\max,x} = 0,046 \left(\frac{Q}{d_{td}} \right)^{1/3}, \text{ m/s} \quad (8-16)$$

d_{td} - Đường kính tương đương của bề mặt nóng: $d_{td} = \sqrt{\frac{4.F}{\pi}}$, m;

F - Diện tích bề mặt đốt nóng, m²;

Q - Công suất nhiệt bề mặt, k cal/h.

8.3. ẢNH HƯỞNG CỦA CÁC NHÂN TỐ ĐẾN KẾT CẤU LUỒNG KHÔNG KHÍ

Luồng không khí thực tế trong phòng chịu ảnh hưởng của nhiều nhân tố như nhiệt độ luồng, trần, vách phòng và ảnh hưởng qua lại giữa các luồng không khí trong phòng nên cấu tạo luồng và tốc độ không khí trong phòng có nhiều thay đổi.

8.3.1. Luồng không khí không đẳng nhiệt

Các công thức xác định độ dài x_d và tốc độ ở trên chỉ xét trong điều kiện dòng không khí đẳng nhiệt, tức là có nhiệt độ bằng nhau và bằng nhiệt độ không khí trong phòng. Trong thực tế nhiệt độ của dòng không khí thổi vào bao giờ cũng khác nhiệt độ không khí trong phòng. Về mùa hè khi điều hoà không khí thì nhiệt độ dòng bé hơn và về mùa đông khi sưởi thì nhiệt độ không khí trong luồng cao hơn.

Trên hình 8.5. minh họa hình dáng luồng không khí có nhiệt độ lớn hơn nhiệt độ phòng. Sau khi thổi vào phòng, luồng bị chìm xuống, tâm luồng bị uốn cong về phía dưới. Profil tốc độ và nhiệt độ luồng có dạng tương tự luồng đẳng nhiệt. Quan hệ giữa các tọa độ tâm luồng được xác định theo công thức thực nghiệm Kostel [1]:

$$\frac{y}{\sqrt{A_o}} = \frac{x}{\sqrt{A_o}} \cdot \text{tg}\alpha + K \cdot \text{Ar} \left[\frac{x}{\sqrt{A_o} \cdot \cos \alpha} \right]^3 \quad (8-17)$$

x, y - tọa độ tâm luồng tính từ tâm miệng thổi, m;

α - góc tạo bởi trục nằm ngang và đường trục luồng tại tiết diện đang khảo sát;

A_o - tiết diện nhỏ nhất của luồng, m²;

K - hằng số;

Đối với luồng không khí phát triển hoàn toàn thì $K = 0,065$.

Ar - tiêu chuẩn Acsimet:

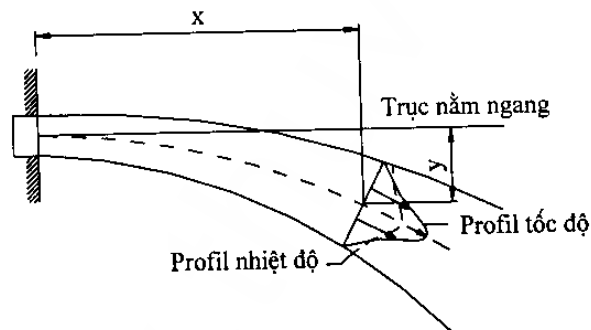
$$Ar = g \cdot \frac{\sqrt{A_o}}{v_o^2} \cdot \frac{\Delta T_o}{T_f} \quad (8-18)$$

g - gia tốc trọng trường, ft/s^2 ;

ΔT_o - độ chênh nhiệt độ giữa không khí đi ra miệng thổi và không khí trong phòng, °F;

T_f - nhiệt độ tuyệt đối của không khí xung quanh, °R;

v_o - tốc độ trung bình tại tiết diện co thắt, fpm.



Hình 8.5. Cấu trúc luồng không đẳng nhiệt

Quan hệ giữa tốc độ và nhiệt độ có thể xác định theo công thức sau:

$$\frac{t_f - t_{max,x}}{t_f - t_o} = 0,8 \cdot \frac{v_{max,x}}{v_o} \quad (8-19)$$

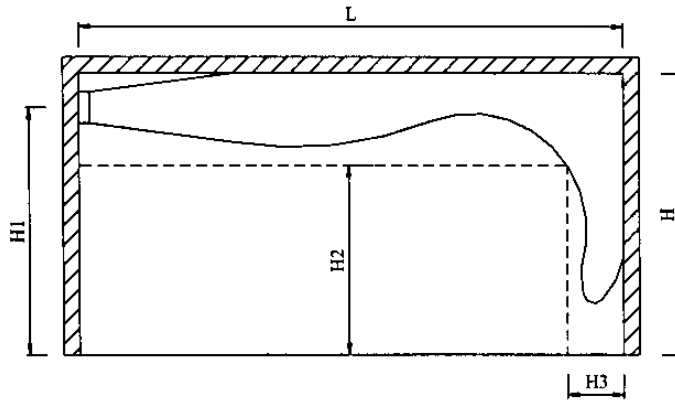
$t_f, t_{max,x}, t_o$ - nhiệt độ trong phòng, nhiệt độ tâm luồng tại vị trí khảo sát và nhiệt độ không khí tại miệng thổi;

$v_{max,x}, v_o$ - tốc độ không khí tại tâm trục ở vị trí khảo sát và tại tiết diện co thắt.

8.3.2. Ảnh hưởng của trần và vách

Khi luồng không khí được thổi ra miệng thổi dọc theo trần hoặc vách thì hình dạng có nhiều thay đổi do tác động của trần và vách.

Giai đoạn đầu khi dòng mới thoát ra khỏi miệng thổi, dòng không khí phát triển bình thường và mở rộng về hai phía giống như trong không gian vô hạn.



Hình 8.6. Ảnh hưởng của trần đến cấu trúc luồng không khí

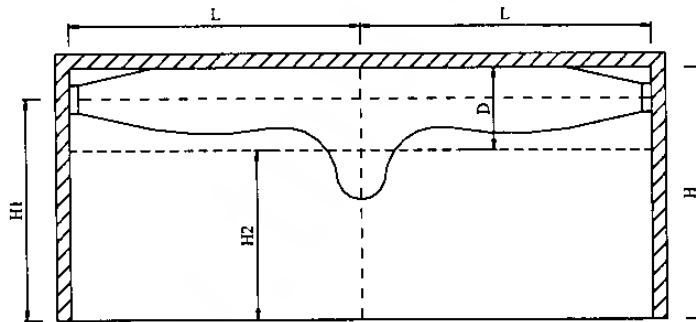
Sau khi đi một khoảng cách nào đó, luồng chạm trần. Lúc này phía trên của luồng không có chuyển động khuếch tán nên tốc độ luồng hầu như không đổi và duy trì ở tốc độ cao, trong khi phía dưới luồng không khí vẫn khuếch tán vào luồng và làm giảm tốc độ không khí trong luồng. Kết quả phân bố tốc độ trong luồng thay đổi, tốc độ không khí phía trên luồng cao hơn phía dưới. Theo định luật Bernoulli, áp suất tĩnh phía dưới của luồng lớn hơn phía trên và xuất hiện lực nâng nâng toàn bộ luồng lên sát trần. Luồng không khí lúc này chuyển động là sát trần và đi xa hơn bình thường. Do đó nó đi được một quãng khá xa, trong trường hợp này tốc độ luồng ở phía cuối sát tường đối diện khá lớn, nếu như tường đối diện gần. Tuy nhiên, khi thiết kế hệ thống cấp gió người ta chỉ quan tâm đến tốc độ của không khí trong vùng làm việc (vùng từ sàn đến độ cao 1800 mm) và vùng cách xa tường 300 mm, vùng đó gọi là *vùng ưu tiên*. Trong trường hợp này khoảng cách phun lớn nhất có thể chấp nhận là $L + H$.

Vì vậy luồng đi được xa hơn và xâm phạm ít vào vùng làm việc, nhờ vậy có thể chọn tốc độ thổi cao.

8.3.3. Ảnh hưởng qua lại giữa hai luồng thổi ngược chiều nhau

Khi hai luồng thổi ngược nhau thì tốc độ không khí tại điểm va đập hai dòng sẽ đối hướng giống như vấp một bức tường thẳng đứng và hai luồng nhập vào nhau và đi xuống phía dưới phòng. Trong trường hợp này cần lưu ý khoảng cách phun T_{25} phải nhỏ hơn $L + D$ cho mỗi luồng phun. Trường hợp khoảng cách phun T_{25} của mỗi luồng lớn hơn $L + D$ thì tốc độ tại vùng làm việc tại điểm giao nhau của hai luồng lớn hơn $0,25 \text{ m/s}$ không đạt yêu cầu về vệ sinh.

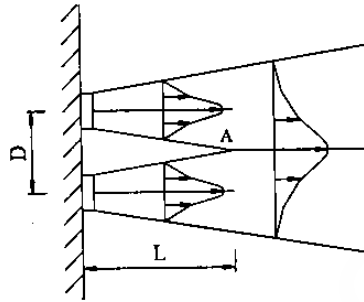
Để khắc phục có thể giảm tốc độ gió ra miệng thổi hoặc bố trí các miệng thổi so le nhau, không nên để trực diện.



Hình 8.7. Ảnh hưởng của hai luồng không khí đối diện nhau

8.3.4. Ảnh hưởng qua lại giữa 2 luồng đặt cạnh nhau

Khi hai luồng không khí đặt cạnh nhau với một khoảng cách D , sau khi ra khỏi miệng thổi một khoảng nào đó hai luồng này sẽ giao với nhau tại điểm A và hợp thành một luồng duy nhất. Trước khoảng cách A, các luồng vẫn phát triển độc lập một cách bình thường. Bắt đầu từ A trở đi cả hai luồng nhập lại thành một luồng duy nhất và trục của luồng mới là trục đi qua điểm A.



Hình 8.8. Ảnh hưởng của hai luồng không khí cạnh nhau

8.4. MIỆNG THỐI VÀ MIỆNG HÚT KHÔNG KHÍ

8.4.1. Khái niệm và phân loại

Miếng thổi và miếng hút có rất nhiều dạng khác nhau.

a) Theo hình dạng

- Miếng thổi tròn;
- Miếng thổi chữ nhật, vuông;
- Miếng thổi dẹt.

b) Theo cách phân phối gió

- Miếng thổi khuếch tán;
- Miếng thổi có cánh điều chỉnh đơn và đôi;
- Miếng thổi kiểu lá sách;
- Miếng thổi kiểu chắn mưa;
- Miếng thổi có cánh cố định;
- Miếng thổi đục lỗ;
- Miếng thổi kiểu lưới.

c) Theo vị trí lắp đặt

- Miếng thổi gắn trần;
- Miếng thổi gắn tường;
- Miếng thổi đặt nền, sàn.

d) Theo vật liệu

- Miệng thổi bằng thép;
- Miệng thổi nhôm đúc;
- Miệng thổi nhựa.

8.4.2. 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 cục 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 gỉ.
- Kết cấu dễ vệ sinh lau chùi khi cần thiết.

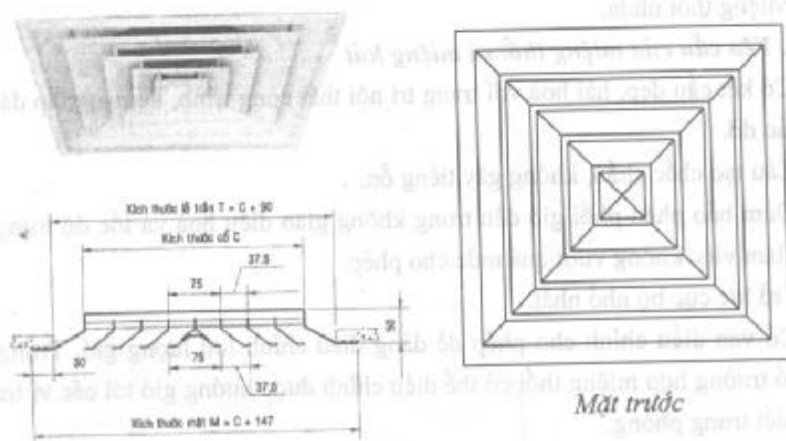
8.4.3. Các loại miệng thổi thông dụng

8.4.3.1. Miệng thổi kiểu khuếch tán gắn trần (ceiling diffuser)

Miệng thổi kiểu khuếch tán thường được sử dụng để lắp trên trần giả của các công trình. Đây là loại miệng thổi được sử dụng phổ biến nhất vì đơn giản và bề mặt đẹp, rất phù hợp với các loại mặt bằng trần. Dòng không khí khi đi qua miệng thổi sẽ được khuếch tán rộng ra theo nhiều hướng khác nhau nên tốc độ không khí tại vùng làm việc nhanh chóng giảm xuống và luồng không khí phân bố đồng đều trong toàn bộ không gian. 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 khá thấp.

Thông thường độ cao của trần khoảng từ 2800 + 3600 mm, do đó khoảng không tự do để dòng không khí chuyển động và khuếch tán trước khi đi vào

vùng làm việc khá ngắn, chưa đến 2000 mm, vì vậy đòi hỏi sử dụng miệng thổi có khả năng khuếch tán rộng.



Hình 8.9. Miệng thổi kiểu khuếch tán gắn trần (Ceiling diffuser)

Trên hình 8.9 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.

Về cấu tạo bề mặt, miệng thổi khuếch tán thường có hai loại: miệng thổi tròn và miệng thổi vuông hoặc chữ nhật. Miệng thổi vuông thường được sử dụng do dễ chế tạo và phù hợp với cấu trúc và mặt bằng trần.



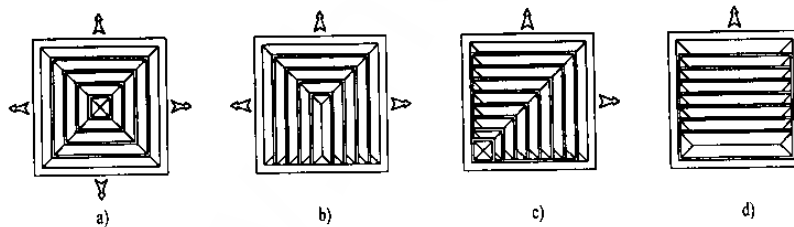
Hình 8.10. Miệng thổi khuếch tán

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 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 8-2.

Miệng thổi khuếch tán có thể có 1, 2, 3 hoặc 4 hướng khuếch tán (hình 8.11), 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.

- *Vật liệu*

- Cánh thường làm từ nhôm định hình dày 1,2 mm hoặc tôn.
- Khung là nhôm định hình dày 1,5 mm hoặc tôn.
- Sơn tĩnh điện theo màu khách hàng.



a) Thổi 4 hướng; b) Thổi 3 hướng; c) Thổi 2 hướng; d) Thổi 1 hướng

Hình 8.11. Các loại miệng thổi khuếch tán

8.4.3.2. Miệng thổi có cánh chỉnh đơn và đôi (Single and double Deflection Register)

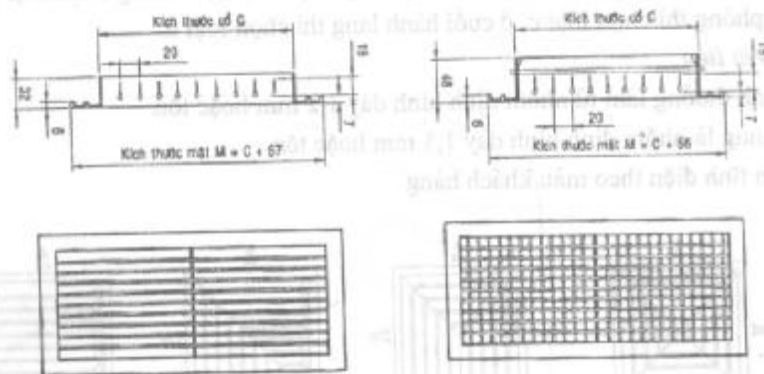
Trên hình 8.12 là miệng thổi cánh chỉnh đơn và cánh chỉnh đôi.

- *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 1,5 mm hoặc tôn.
 - Khung là từ nhôm định hình dày 1,5 mm hoặc 2,0 mm 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 8.2.



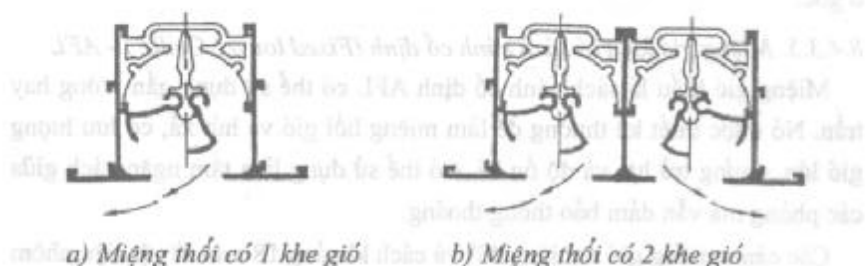
a) Miệng gió có cánh chỉnh đơn, b) Miệng gió có cánh chỉnh đôi

Hình 8.12. Miệng gió có cánh chỉnh

8.4.3.3. Miệng thổi dài kiểu khuếch tán

Miệng thổi dài kiểu khuếch 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.

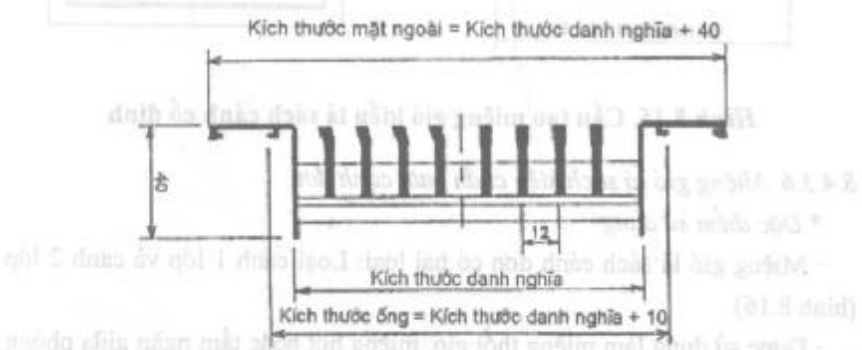
*) Có thể tham khảo các đặc tính kỹ thuật của miệng thổi dài khuếch tán ALD của hãng HT Air Grilles trên bảng 8.3.



Hình 8.13. Miệng thổi dài kiểu khuếch tán

8.4.3.4. 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 ổn và tổn thất áp suất có thể chấp nhận được.



Hình 8.14. Cấu tạo miệng gió dài kiểu lá sách

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° .

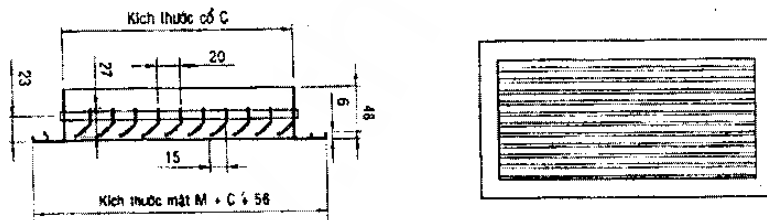
Khoảng cách chuẩn giữa các tâm cánh là 12 mm. Từ phía trước miệng thổi có thể điều chỉnh độ mở của van điều chỉnh phía sau nhờ đinh vít đặt ở góc.

8.4.3.5. 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° và cách khoảng 18 mm từ vật liệu nhôm định hình có độ dày từ 1,0 mm đến 1,5 mm.

Khung làm bằng nhôm định hình hoặc tôn dày 1,5 mm. Toàn bộ được sơn tĩnh điện màu trắng hay theo yêu cầu của khách hàng.



Hình 8.15. Cấu tạo miệng gió kiểu lá sách cánh cố định

8.4.3.6. Miệng gió lá sách kiểu chắn mưa cánh đơn

* Đặc điểm sử dụng

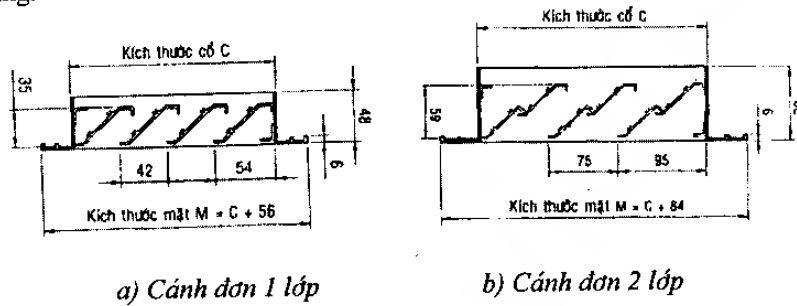
- Miệng gió lá sách cánh đơn có hai loại: Loại cánh 1 lớp và cánh 2 lớp (hình 8.16).

- 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° và được cố định.

*** Vật liệu làm cánh**

- Cánh được làm từ nhôm định hình hoặc tôn dày 2 mm. Khung làm bằng nhôm định hình dày 2 + 3 mm hoặc tôn.
- Toàn bộ được sơn tĩnh điện màu trắng hoặc theo yêu cầu của khách hàng.

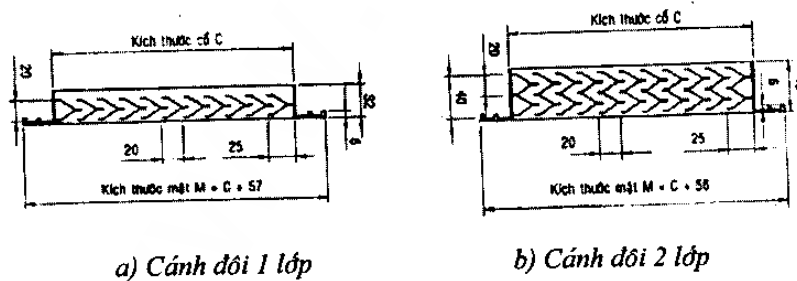


Hình 8.16. Miệng gió lá sách kiểu chắn mưa cánh đơn

8.4.3.7. Miệng gió lá sách cánh đôi

*** Đặc điểm sử dụng**

- Miệng gió lá sách cánh đôi có hai loại: Loại cánh đôi 1 lớp và cánh đôi 2 lớp (hình 8.17).



Hình 8.17. Miệng gió lá sách cánh đôi

- Được sử dụng làm tấm ngăn trên tường, hoặc cửa ra vào tại vị trí ngăn các 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 1 mm. Khung làm bằng nhôm định hình dày 1,5 ÷ 2 mm hoặc tôn.

- Toàn bộ được sơn tĩnh điện màu trắng hoặc theo yêu cầu của khách hàng.

8.4.4. Tính chọn miệng thổi

8.4.4.1. 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.

8.4.4.2. Tính chọn miệng thổi

a) Căn cứ vào đặc điểm công trình, mặt bằng trần, bố trí sơ bộ để chọn số lượng miệng thổi N.

b) Tính lưu lượng trung bình cho một miệng thổi:

$$V_{MT} = \frac{V}{N}, m^3/s \quad (8-20)$$

trong đó:

V - lưu lượng gió yêu cầu trong không gian điều hoà, m³/s;

N - số lượng miệng thổi;

V_{MT} - lưu lượng gió của một miệng thổi, m³/s.

c) Căn cứ vào lưu lượng và quãng đường đi từ miệng thổi đến vùng làm việc, tiến hành tính toán kích thước miệng thổi hoặc chọn miệng thổi thích hợp sao cho đảm bảo tốc độ trong vùng làm việc đạt yêu cầu.

- Tốc độ không khí đầu ra v_o ở các miệng thổi được tính toán dựa vào công thức (8.9) và (8.11), trong đó v_x lấy theo tốc độ cho phép tại vùng làm việc (bảng 2.2) và x là khoảng cách từ miệng thổi đến vùng làm việc.

Với miệng thổi tròn:

$$v_o = v_x \cdot \frac{1 + 2 \cdot \frac{x}{d_o} \cdot \text{tg}\alpha}{3,29} \quad (8-21)$$

Với miệng thổi dẹt:

$$v_o = v_x \cdot \frac{\sqrt{1 + 2 \cdot \frac{x}{b_o} \cdot \text{tg}\alpha}}{1,88} \quad (8-22)$$

- Diện tích tiết diện miệng thổi:

$$f = \frac{V_{MT}}{v_o} \quad (8-23)$$

Việc tính toán theo các công thức trên gặp khó khăn do không biết trước góc khuếch tán α 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 0,25 m/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 sau: lưu lượng gió yêu cầu cho $L = 0,8 \text{ m}^3/\text{s}$; quãng đường đi từ miệng thổi đến vùng làm việc là 3,5 m.

- Chọn kiểu miệng thổi khuếch tán lấp trần.
- Chọn số miệng thổi $n = 8$ miệng.
- Lưu lượng gió qua một miệng thổi:

$$V_{MT} = 0,8 / 8 = 0,1 \text{ m}^3/\text{s} = 100 \text{ l/s}$$

- Căn cứ vào $V_{MT} = 100 \text{ l/s}$ và $T = 3,5 \text{ m}$ ta chọn loại miệng thổi ACD 150×150 . Tốc độ gió tại khi vào vùng làm việc $\omega_T = 0,25 \text{ m/s}$.

- Kích thước cổ miệng thổi: 150×150
- Kích thước cửa ra miệng thổi: 240×240
- Diện tích cửa ra: $F = 0,24 \times 0,24 = 0,0576 \text{ m}^2$
- Tốc độ đầu ra miệng thổi: $\omega_o = 0,1 / 0,0576 = 1,74 \text{ m/s}$.

**Bảng 8.2. Thông số hoạt động miệng thổi khuếch tán gắn trần - ACD (Air Ceiling Diffuser)
hãng HT Air Grilles (Singapore)**

Kích thước đều vào (mm)	Diện tích (m ²)	Lưu lượng (l/s)	50	60	70	80	90	100	120	140	160	180	200	250	300	350	400	450	500	500	600	700			
150 × 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 _g (m)	2,3	2,8	3,1	3,2	3,3	3,5	4,2	4,7	5	5,5													
200 × 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 _g (m)			2,5	2,8	2,9	3,2	3,8	4,3	4,8	5,3	5,8												
250 × 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 _g (m)				2,2	2,5	2,9	3,3	3,7	4,1	4,5	4,7	5,5	5,9	6,4									
300 × 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 _g (m)						4	4,5	5,2	6	6,5	6,5	8	8,5	10,5	12	>12	>12	>12					
350 × 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 _g (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 × 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 _g (m)									5,4	5,6	6,1	6,8	7,3	7,8	8,8	9	9,3	9,9	10,5				
450 × 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 _g (m)										7,5	8,5	9,5	10	11	11,5	>12	>12	>12	>12				

SP - áp suất tĩnh; NC - độ ồn; T_g - quãng đường đi để đạt tốc độ 0,25 m/s

**Bảng 8.3. Thông số hoạt động miệng thổi cánh chỉnh đôi - ASR (Air supply Register)
hãng HT Air Grilles (Singapore)**

Kích thước (mm)	Diện tích (m ²)	Lưu lượng (l/s)	50	60	70	80	89	100	120	140	160	180	200	250	300	350	400	450	500	600	700			
150 × 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 ₂₅ (m)	2,3	2,8	3,1	3,2	3,3	3,5	4,2	4,7	5	6,5												
200 × 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 ₂₅ (m)			2,5	2,8	2,9	3,2	3,8	4,3	4,8	5,3	5,8											
250 × 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 ₂₅ (m)				2,2	2,5	2,9	3,3	3,7	4,1	4,5	4,7	5,5	5,9	5,4								
300 × 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 ₂₅ (m)						4	4,5	5,2	6	6,5	6,5	8	9,5	10,5	12	>12	>12	>12				
400 × 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 ₂₅ (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 × 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 ₂₅ (m)										5,4	5,6	6,1	6,8	7,3	7,8	8,8	9	9,3	9,9	10,5		

Bảng 8.4. 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)	2	3	4	6	8,5	11,5	15	18,5	22,5	49,5	81											
	NC (dB)	-	-	-	8	13	15	19	23	26	36	46											
	T ₂₅ (m)	1,1	1,2	1,3	1,5	2	6	7	9	10	12	>14											
2	SP (Pa)			2	4	6	8	10	13	16	35	62	96	137	241								
	NC (dB)			-	8	11	13	15	17	19	26	30	34	37	43								
	T ₂₅ (m)			4,1	4,7	5,5	6	6,5	7	7,4	9	10,7	12	12	14								
3	SP (Pa)				4	5	6	7	9	11	24	42	65	93	164	255							
	NC (dB)			-	-	-	8	10	12	14	21	25	29	33	39	43							
	T ₂₅ (m)				4,3	5	5,7	6,5	7,2	7,8	9,6	11,5	12,8	14	>14	>14							
4	SP (Pa)					4	5	5,5	6,5	8	17,5	31	51,5	72	119	185	265	359					
	NC (dB)					-	8	9	11	21	26	38	46	51	60	68	76	84					
	T ₂₅ (m)					6	6	7	7	9	12	>14	>14	>14	>14	>14	>14	>14					
5	SP (Pa)						2	3	3	5	12	20	32	46	80	125	179	242	314	396	487		
	NC (dB)						8	10	10	13	23	31	37	41	54	60	65	66	68	70	76		
	T ₂₅ (m)						6	7	7	8	11	14	>14	>14	>14	>14	>14	>14	>14	>14	>14	>14	>14
6	SP (Pa)									6	13	20	28	40,5	70	102	140	187	242	304	371		
	NC (dB)									18	21	25	34	41	48	57	62	67	70	73	75		
	T ₂₅ (m)									5	6,5	8	10	>14	>14	>14	>14	>14	>14	>14	>14	>14	>14

SP (Static Pressure, Pa) - áp suất tĩnh; NC (dB) - độ ồn; T (m) - quãng đường từ miệng thổi đến vị trí tốc độ tâm luồng đạt 0,25 m/s

**Bảng 8.5. 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 ²)	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 × 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	13	14	14	15	17	22	26	36	50	60	>16							
		T ₃₅ m)	1	1,2	1,6	1,9	4	4,8	5,4	6,5	6,9	7,8	10,8	11,6	12,5	>16	>16	>16						
450 × 150	0,0675	SP Pa)		1	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	>16					
		T ₃₅ 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	>16					
600 × 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	>16			
		T ₃₅ m)					2	2,3	2,6	2,9	3,2	4,8	6,4	8	9	13	15	>16	>16	>16	>16			
750 × 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 ₃₅ m)						2,4	3	3,6	4,4	5,5	6,8	7,4	8,4	12	14	16	>16	>16	>16	>16		
900 × 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 ₃₅ m)							2	3	4	5	6,3	7,1	8	11	13	15	>16	>16	>16	>16		
1050 × 150	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 ₃₅ m)									2,3	2,7	4,1	4,4	4,9	5	6,8	8,5	9	10	11	11,5		
1200 × 150	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 ₃₅ m)										2	2,6	3,3	3,9	5,2	6,5	7,6	8,2	9,4	11	12,2		

**Bảng 8.6. 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 ²)	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	
150 × 150	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												
200 × 200	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											
250 × 250	0,0625	SP (Pa)	-	1	2	3	4	8	11	14	18	26	41	70	106	150	252	390								
		NC (dB)	-	-	-	-	-	8	9	10	11	12	14	18	22	27	34	44								
300 × 300	0,09	SP (Pa)	-	-	-	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
		NC (dB)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
400 × 250	0,1	SP (Pa)	-	-	-	1	1	1	2	3	4	7	12	20	33	47	80	123	180	240	313	391	479			
		NC (dB)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
400 × 400	0,16	SP (Pa)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
		NC (dB)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
600 × 300	0,18	SP (Pa)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
		NC (dB)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
1200 × 250	0,3	SP (Pa)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
		NC (dB)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
600 × 600	0,36	SP (Pa)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
		NC (dB)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
750 × 750	0,5625	SP (Pa)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
		NC (dB)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
1200 × 600	0,72	SP (Pa)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
		NC (dB)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	

Chương 9

HỆ THỐNG VẬN CHUYỂN KHÔNG KHÍ

Hệ thống phân phối và vận chuyển không khí bao gồm các bộ phận chính sau:

- Hệ thống đường ống gió: Cấp gió, hồi gió, khí tươi, thông gió;
- Các thiết bị đường ống gió: Van điều chỉnh, tê, cút, chạc, ...;
- Quạt cấp và hồi gió.

Chức năng và nhiệm vụ của hệ thống vận chuyển không khí là công cụ và phương tiện truyền dẫn không khí đã qua xử lý, không khí tươi, không khí tuần hoàn và không khí thông gió cho các hệ tiêu thụ. Vì lý do đó mà hệ thống vận chuyển không khí phải đảm bảo bền đẹp, tránh các tổn thất nhiệt, ẩm trong quá trình vận chuyển, đảm bảo phân phối khí đều đến các hệ tiêu thụ, đảm bảo độ ồn cần thiết trong phòng...

9.1. HỆ THỐNG ĐƯỜNG ỐNG GIÓ

9.1.1. Phân loại và đặc điểm hệ thống đường ống gió

9.1.1.1. Phân loại

Trong điều hoà không khí, đường ống dẫn không khí được chia làm nhiều loại dựa trên các cơ sở khác nhau.

- *Theo chức năng*

Theo chức năng người ta chia hệ thống đường ống gió ra làm các loại chủ yếu sau:

- Đường ống cung cấp không khí (Supply Air Duct - SAD);
- Đường ống hồi gió (Return Air Duct - RAD);
- Đường ống cấp không khí tươi (Fresh Air Duct);
- Đường ống thông gió (Ventilation Air Duct);
- Đường 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 ở bảng 9.1.

Bảng 9.1. Phân loại đường ống theo tốc độ

Loại đường ống 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 - 25,4 m/s	-

• *Theo áp suất*

Theo áp suất dư của dòng không khí trong đường ống người ta chia ra làm 3 loại: đường ống có áp suất thấp, trung bình và cao như sau:

- Áp suất thấp : 95 mmH₂O;
- Áp suất trung bình : 95 ÷ 172 mmH₂O;
- Áp suất cao : 172 ÷ 310 mmH₂O.

• *Theo kết cấu và vị trí lắp đặt*

- Đường ống gió treo;
- Đường ống gió ngầm.

• *Theo hình dáng tiết diện đường ống*

- Đường ống chữ nhật, hình vuông;
- Đường ống tròn;
- Đường ống ô van.

• *Theo vật liệu chế tạo đường ống*

- Đường ống tôn tráng kẽm;
- Đường ống inox;
- Đường ống nhựa PVC;
- Đường ống polyuretán (PU).

Dưới đây chúng ta nghiên cứu đặc điểm và cấu tạo của hai loại đường ống thường hay sử dụng trên thực tế là: đường ống ngầm và đường ống treo.

9.1.1.2. Hệ thống đường ống gió ngầm

Đường ống gió ngầm được xây dựng bằng gạch hoặc bê tông và đi ngầm dưới đất. Đường ống 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. Tuy nhiên chính các hạng mục đi kèm trong đường ống gió cũng gây ra những rắc rối nhất định như vấn đề vệ sinh, tuần hoàn gió...

Đường ống gió ngầm được sử dụng khi không gian lắp đặt không có, hoặc việc lắp đặt các hệ thống đường ống gió treo không thuận lợi, chi phí cao và tuần hoàn gió trong phòng không tốt. Một trong những trường hợp người ta hay sử dụng đường ống gió ngầm là hệ thống điều hoà trung tâm cho các rạp chiếu bóng, hội trường, đặc biệt trong các xí nghiệp dệt, may, nhuộm, các hệ thống kênh gió ngầm còn có tác dụng thu gom bụi của các sản phẩm vương vãi hoặc thải ra trong quá trình sản xuất...

Đường ống gió ngầm thường sử dụng làm đường ống gió hồi, rất ít khi sử dụng làm đường ống gió cấp do chất lượng gió ít nhiều bị ảnh hưởng, đặc biệt là đường ống gió cũ đã hoạt động lâu ngày bị ẩm mốc. Khi xây dựng cần phải xử lý chống thấm đường ống gió thật tốt.

Đường ống thường có tiết diện chữ nhật và được xây dựng sẵn khi xây dựng công trình. Vì vậy có thể nói đường ống gió ngầm rất khó đảm bảo phân phối gió đều vì tiết diện đường ống thường được xây đều nhau từ đầu đến cuối, trong một số hệ thống người ta giảm dần tiết diện bằng cách thay đổi độ nông sâu của kênh gió, tuy nhiên rất khó đảm bảo duy trì cột áp tĩnh.

Hệ thống đường ống gió ngầm thường được sử dụng trong các nhà máy dệt, rạp chiếu bóng.

Trong nhà máy dệt, các đường ống gió ngầm này có khả năng thu gom các sợi bông rơi vãi tránh phân tán trong không khí ảnh hưởng đến công nhân vận hành và máy móc thiết bị trong nhà xưởng. Vì vậy trong các nhà máy dệt, nhà máy chế biến gỗ, để thu gom bụi người ta thường hay sử dụng hệ thống đường ống gió kiểu ngầm.

Nói chung đường ống gió ngầm đòi hỏi chi phí lớn, khó xây dựng và có nhiều nhược điểm. Nó chỉ được sử dụng trong trường hợp bất khả kháng hoặc với mục đích thu gom bụi.

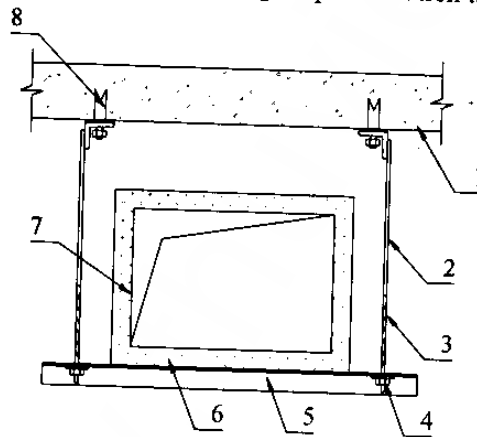
9.1.1.3. Hệ thống ống kiểu treo

Hệ thống đường ống treo là hệ thống đường ống được treo trên các giá đỡ đặt ở trên cao. Do đó yêu cầu đối với đường ống gió treo tương đối nghiêm ngặt:

- Kết cấu gọn, nhẹ;
- Bền và chắc chắn;
- Dẫn gió hiệu quả, thi công nhanh chóng;
- Dễ chế tạo và giá thành thấp.

Đường ống gió treo có thể chế tạo từ nhiều loại vật liệu khác nhau, tiết diện đường ống cũng có hình dạng rất khác nhau. Đường ống gió treo cho phép dễ dàng điều chỉnh tiết diện để đảm bảo phân phối gió đều trên toàn tuyến đường ống.

Vì vậy đường ống gió treo được sử dụng rất phổ biến trên thực tế (hình 9.1).



- 1- Trần bê tông; 2- Thanh treo; 3- Đoạn ren; 4- Bulông + đai ốc;
5- Thanh sắt đỡ; 6- Bông thủy tinh cách nhiệt; 7- Ống gió; 8- Vít nở

Hình 9.1. Treo đỡ đường ống gió

• **Vật liệu sử dụng**

Vật liệu chế tạo đường ống gió thường là tôn tráng kẽm, inox, nhựa tổng hợp, chất dẻo định hình.

Trên thực tế sử dụng phổ biến nhất là tôn tráng kẽm có bề dày trong khoảng từ 0,5 ÷ 1,2 mm theo tiêu chuẩn quy 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 còn sử dụng bột xốp 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.

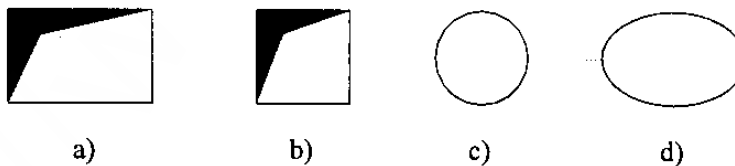
Khi chế tạo và lắp đặt đường ống treo cần tuân thủ các quy định về chế tạo và lắp đặt. Hiện nay ở Việt Nam chưa có các quy định cụ thể và chi tiết về thiết kế chế tạo đường ống. Tuy nhiên chúng ta có thể tham khảo các quy định đó ở các tài liệu nước ngoài như DW142, SMACNA. Bảng 9.2 trình bày một số quy cách về chế tạo và lắp đặt đường ống gió.

Bảng 9.2. Các quy 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	Φ6	25×25×3	0,6	0,8	3000
600	Φ8	25×25×3	0,8	0,8	3000
800	Φ8	30×30×3	0,8	0,8	3000
1000	Φ8	30×30×3	0,8	0,8	2500
1250	Φ10	40×40×5	1,0	1,0	2500
1600	Φ10	40×40×5	1,0	1,0	2500
2000	Φ10	40×40×5	1,0	1,2	2500
2500	Φ12	40×40×5	1,0	1,2	2500
3000	Φ12	40×40×5	1,2	-	2500

• **Hình dạng tiết diện**

Hình dáng đường ống gió rất đa dạng: chữ nhật, tròn, vuông và ô van. Tuy nhiên đường ống 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, dễ bọc cách nhiệt và đặc biệt các chi tiết phụ như cút, xuyệt, chạc 3, chạc 4... để chế tạo hơn các kiểu tiết diện khác.



a- Chữ nhật; b- Tiết diện vuông; c- Tiết diện tròn; d- Tiết diện ô van

Hình 9.2. Các loại tiết diện đường ống

• *Cách nhiệt*

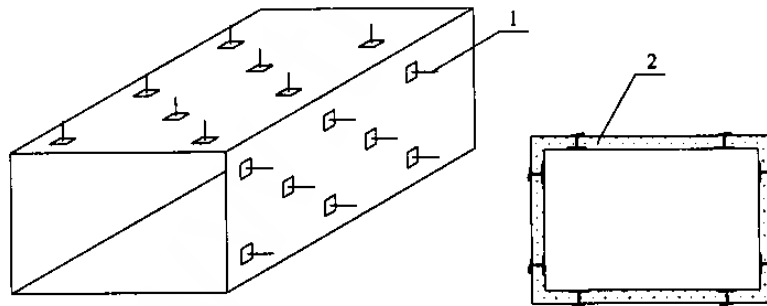
Để tránh tổn thất nhiệt, đường ống thường bọc một lớp cách nhiệt bằng bông thủy tinh, hay stiropor, bên ngoài bọc lớp giấy bạc chống cháy và phản xạ nhiệt. Để tránh chuột làm hỏng người ta có thể bọc thêm lớp tôn hoặc lưới sắt mỏng.

Bảng 9.3. Quy định về bọc cách nhiệt

Loại đường ống	Cấp gió	Hồi gió	Khí tươi	Thông gió
Bọc cách nhiệt	có	có	không	không

Hiện nay người ta thường sử dụng bông thủy tinh chuyên dụng để bọc cách nhiệt các đường ống gió, bông thủy tinh được lắp lên đường ống nhờ các đinh mũ được gắn lên đường ống bằng keo, sau khi xuyên lớp bông qua các đinh chông người ta lồng các mảnh kim loại giống như các đồng xu vào và bẻ gấp các chông đinh lại.

Cần lưu ý sử dụng số lượng các chông đinh một cách hợp lý, khi số lượng quá nhiều sẽ tạo cầu nhiệt không tốt, nhưng nếu quá ít thì bông sẽ được giữ không chặt. Mật độ đinh gắn khoảng $10+15$ đinh/m².



1- Đinh chông; 2- Lớp bông thủy tinh cách nhiệt

Hình 9.3. Cách gắn lớp cách nhiệt

Khi đường ống đi ngoài trời người ta bọc thêm lớp tôn ngoài cùng để bảo vệ mưa nắng.

Cần lưu ý loại đường ống gió nào thì cần bọc cách nhiệt và độ dày tương ứng bao nhiêu. Các đường ống bọc cách nhiệt bao gồm: đường cấp gió và

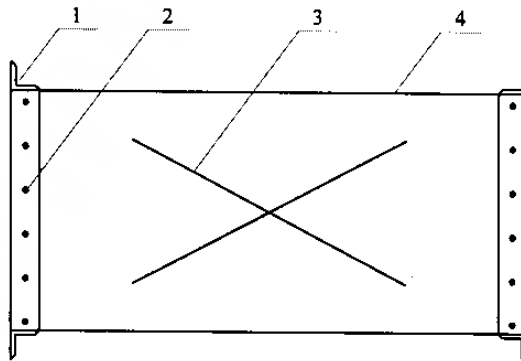
đường hồi gió. Các đường ống cấp gió tươi, hút xả và thông gió không cần bọc cách nhiệt.

Đường hồi gió đi trong không gian điều hòa không cần bọc cách nhiệt. Riêng đường ống cấp gió đi trong không gian điều hoà có thể bọc hoặc không tùy thuộc nhiệt độ và tầm quan trọng của phòng. Khi không bọc cách nhiệt trên bề mặt đường ống khi mới vận hành có thể đọng sương, do nhiệt độ trong phòng còn cao, sau một thời gian khi nhiệt độ phòng đã giảm thì không xảy ra đọng sương nữa.

Chiều dày lớp bông thủy tinh cách nhiệt phụ thuộc kích thước đường ống và tính năng của đường ống. Nói chung đường ống cấp gió cần bọc bông thủy tinh dày hơn đường hồi gió. Đường ống càng lớn, bọc cách nhiệt càng dày. Chiều dày lớp bông cách nhiệt nằm trong khoảng $20 \div 75$ mm.

- Ghép nối đường ống

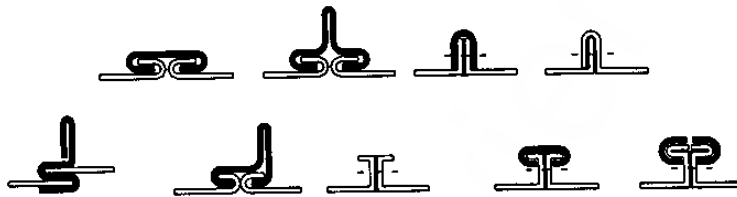
Để tiện cho việc lắp ráp, chế tạo, vận chuyển đường ống được gia công theo từng đoạn ngắn theo kích cỡ của các tấm tôn. Việc lắp ráp thực hiện bằng bích hoặc bằng các nẹp tôn. Bích có thể là nhôm đúc, sắt V hoặc bích tôn. Trước kia người ta thường sử dụng các thanh sắt V để làm bích đường ống gió. Ưu điểm của bích nối kiểu này là rất chắc chắn, ghép nối dễ dàng, tuy nhiên việc gắn kết các thanh sắt V vào đường ống gió khó khăn và khó tự động hoá, nên chủ yếu chế tạo bằng thủ công. Đối với công trình lớn, việc làm bích V sẽ rất chậm chạp, khó đạt được tiến độ yêu cầu.



1- Bích sắt V; 2- Đinh tán; 3- Gân gia cường; 4- Ống gió

Hình 9.4. Chi tiết bích nối đường ống

Để chế tạo hàng loạt bằng máy, hiện nay người ta thường sử dụng bích nhôm hoặc tôn. Bích nhôm định hình được các công ty chuyên chế tạo đường ống sản xuất, đảm bảo bền, đẹp. Bích tôn thường được chế tạo ngay tại các công trình, có ưu điểm là dễ chế tạo và lắp ghép, trong các công trình lớn có thể thi công nhanh với số lượng nhiều. Đối với mỗi ghép bích tôn có nhiều kiểu khác nhau cho ở hình 9.5 dưới đây.



Hình 9.5. Các kiểu lắp ghép đường ống

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.

- *Treo đỡ*

Việc treo đường ống tùy thuộc vào kết cấu công trình cụ thể: treo tường, trần nhà, xà nhà. Giá đỡ có thể sử dụng các thanh sắt V hoặc sắt U, kích thước và khoảng độ giữa các giá đỡ phụ thuộc kích thước ống gió.

Khi nối đường ống gió với thiết bị chuyển động như quạt, động cơ thì cần phải nối qua ống nối mềm để khử các chấn động của động cơ truyền theo đường ống gió.

9.1.2. Các cơ sở lý thuyết tính toán thiết kế hệ thống đường ống gió

Yêu cầu về thiết kế đường ống gió

Nhiệm vụ của người thiết kế hệ thống đường ống gió là phải đảm bảo các yêu cầu cơ bản sau:

- Ít gây ồn cho không gian điều hoà;
- Tổn thất nhiệt dọc theo đường ống nhỏ;
- Trở lực đường ống bé;
- Đường ống ngắn 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 và phù hợp với công trình;
- Phân phối gió đến các miệng thổi, các hộ tiêu thụ đều.

9.1.2.1. Quan hệ giữa lưu lượng gió các miệng thổi và cột áp tĩnh trong đường ống gió

1) Quan hệ giữa lưu lượng và tốc độ gió ra miệng thổi

Nhiệm vụ của người thiết kế hệ thống đường ống 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 khống 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:

$$V_x = f_x \cdot v_x, \text{ m}^3/\text{s} \quad (9-1)$$

V_x - lưu lượng gió ra miệng thổi, m^3/s ;

f_x - tiết diện thoát gió của miệng thổi, m^2 ;

v_x - tốc độ trung bình của gió ra miệng thổi, 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:

$$v_x = \frac{V_x}{f_x}, \text{ m/s} \quad (9-2)$$

Dòng không khí khi thoát ra các miệng thổi do bị nén ép nên tiết diện bị giảm và nhỏ hơn tiết diện thoát gió thực tế.

Theo định luật Becnuli, áp suất thừa của dòng không khí (còn gọi là áp suất tĩnh H_1) đã chuyển thành cột áp động của dòng không khí chuyển động ra miệng thổi:

$$p_x - p_o = \rho \cdot \frac{(\beta' \cdot v_x)^2}{2} = H_1, \text{ Pa} \quad (9-3)$$

p_x - áp suất tuyệt đối của dòng không khí trong ống dẫn trước miệng thổi, N/m^2 ;

p_o - áp suất không khí môi trường nơi gió thổi vào, N/m^2 ;

β' - hệ số thu hẹp dòng phụ thuộc điều kiện thổi ra của dòng không khí;

H_1 - cột áp tĩnh tại tiết diện nơi đặt miệng thổi, N/m^2 .

Từ đó rút ra:

$$v_x = \frac{1}{\beta'} \sqrt{\frac{2.H_t}{\rho}}, \text{ m/s} \quad (9-4)$$

Theo (9-3) và (9-4) 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.

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.

9.1.2.2. Sự phân bố cột áp tĩnh dọc đường ống dẫn gió

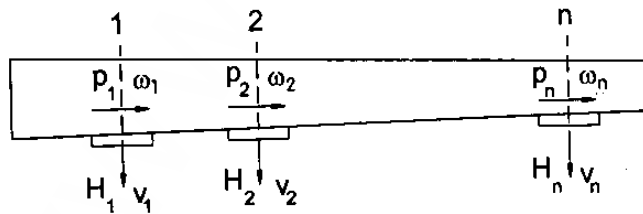
Xét một đường ống gió, tốc độ gió trung bình và cột áp tĩnh của dòng không khí tại tiết diện có miệng thổi đầu tiên là ω_1 và H_1 , của miệng thổi thứ hai là ω_2 và H_2 ... và của miệng thổi thứ n là ω_n và H_n (hình 9.6).

Tổng trở kháng thủy lực tổng của đường ống là $\Sigma \Delta p$.

Theo định luật Becnuli ta có:

$$H_1 + \frac{\rho.\omega_1^2}{2} = H_2 + \frac{\rho.\omega_2^2}{2} + \Delta p_{1-2} = \dots = H_k + \frac{\rho.\omega_k^2}{2} + \Delta p_{1-k} \quad (9-5)$$

trong đó: Δp_{1-k} - tổng tổn thất áp suất từ miệng thổi thứ nhất đến miệng thổi thứ k , N/m^2 .



Hình 9.6. Phân bố cột áp tĩnh dọc theo đường ống gió

Ta xét hai miệng thổi: miệng thổi thứ nhất và thứ n , ta có:

$$H_n = H_1 + \rho \cdot \frac{\omega_1^2 - \omega_n^2}{2} - \Delta p_{1-n} \quad (9-6)$$

Từ đó suy ra:

$$\Delta H = H_n - H_1 = \rho \cdot \frac{\omega_1^2 - \omega_n^2}{2} - \Delta p_{1-n} \quad (9-7)$$

Thành phần $\rho \cdot \frac{\omega_1^2 - \omega_n^2}{2}$ 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 đường ống gió sao cho $\rho \cdot \frac{\omega_1^2 - \omega_n^2}{2} - \Delta p_{1-n} = 0$, tức là giảm cột áp động bằng tổng trở lực trên đường ống, nói cách khác phải biến một phần cột áp động để bù lại tổn thất áp suất dọc theo đường ống.

Ta có các trường hợp có thể xảy ra như sau:

a. Trường hợp $\rho \cdot \frac{\omega_1^2 - \omega_n^2}{2} = \Delta p_{1-n}$ ta có $H_n = H_1$:

Cột áp thuỷ tĩnh ở miệng thổi đầu bằng miệng thổi cuối. Điều đó xảy ra khi giảm cột áp động bằng tổng tổn thất trên tuyến ống.

Đây là trường hợp lý tưởng, tốc độ và lưu lượng ở các miệng thổi đầu tiên và cuối tuyến ống sẽ đều nhau. Tuy nhiên để tất cả các miệng thổi có lưu lượng gió như nhau thì phải thoả mãn điều kiện sau:

$$\rho \cdot \frac{\omega_1^2}{2} = \rho \cdot \frac{\omega_2^2}{2} + \Delta p_{1-2} = \rho \cdot \frac{\omega_3^2}{2} + \Delta p_{1-3} = \dots = \rho \cdot \frac{\omega_n^2}{2} + \Delta p_{1-n} \quad (9-8)$$

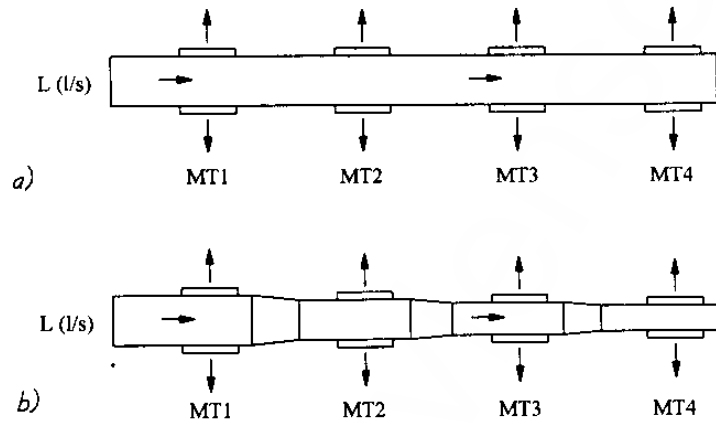
Tức là giảm cột áp động từ miệng thổi thứ nhất đến miệng thổi bất kỳ đúng bằng tổng trở lực từ miệng thổi thứ nhất đến miệng thổi đó. Hay nói cách khác, trong quá trình chuyển động của dòng không khí cần thiết kế đường ống sao cho giảm cột áp động vừa đủ để bù tổn thất áp suất từng đoạn ống.

Từ đây chúng ta có thể suy ra cơ sở để thiết kế đường ống gió đảm bảo phân bố gió đều giữa các miệng thổi là giảm dần tốc độ gió dọc theo chiều chuyển động vừa đủ để giảm cột áp động giữa các miệng thổi bằng tổng trở lực trên đoạn ấy.

b. Trường hợp $\rho \cdot \frac{\omega_1^2 - \omega_n^2}{2} > \Delta p_{1-n}$ hay $H_n > H_1$

Giảm cột áp động lớn hơn tổng tổn thất áp lực trên tuyến ống.

Trong trường hợp này ta có cột áp thủy tĩnh phía cuối tuyến ống lớn hơn phía trước, gió sẽ dồn về cuối tuyến ống.



Hình 9.7.

Trường hợp này có thể xảy ra khi:

- Tốc độ đoạn đầu quá lớn, nên áp suất tĩnh bên trong ống rất nhỏ trong khi tốc độ đoạn cuối chọn 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 và quá trình làm việc giống hiện tượng hút kiểu ejectơ. Để khắc phục, cần giảm tốc độ đoạn đầu, tăng tốc độ đoạn cuối. Vì thế khi lưu lượng dọc theo đường ống 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 khống chế tốc độ phù hợp.

Điều này có thể gặp trong trường hợp ví dụ dưới đây. Trên một đoạn ống khá ngắn, bố trí nhiều miệng thổi. Do lưu lượng thay đổi một cách nhanh

chóng nên nếu không thay đổi tiết diện đường ống thì tốc độ $\omega_i = \frac{L_i}{f}$ giảm rất nhanh, kết quả cột áp động ở cuối tuyến ống rất nhỏ, nên cột áp tĩnh lớn. Tuy nhiên do đoạn ống rất ngắn nên Δp_i rất nhỏ, có thể bỏ qua. Vì vậy ta sẽ có $H_4 \gg H_1$. Gió sẽ tập trung về cuối tuyến ống (trường hợp A).

Để khắc phục cần tăng tốc độ đoạn cuối bằng cách giảm diện tích f_i của đường ống. Trong trường hợp này do $\Delta p_i \approx 0$, nên phải tăng f_i sao cho $\omega_i \approx \omega_1$, tức là:

$$\frac{V_1}{f_1} = \frac{V_2}{f_2} = \frac{V_3}{f_3} = \frac{V_4}{f_4} = \omega_1 \quad (9-9)$$

Nhưng do: $V_4 = \frac{V_3}{2} = \frac{V_2}{3} = \frac{V_1}{4}$ nên suy ra $f_4 = \frac{f_3}{2} = \frac{f_2}{3} = \frac{f_1}{4}$.

c. Trường hợp $\rho \cdot \frac{\omega_1^2 - \omega_n^2}{2} < \Delta p_{1-n}$ hay $H_n < H_1$

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, đây là trường hợp thường gặp.

Nguyên nhân gây ra có thể là:

- Chọn tốc độ đoạn đầu quá nhỏ, nhưng đường ống quá dài và khúc khuỷu. Trong trường hợp này gió không đủ năng lượng để chuyển động đến cuối đường ống và tập trung ở các miệng thổi đầu.

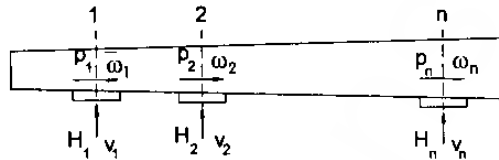
- Tổn thất đường ống quá lớn: Đường ống quá dài, có nhiều chỗ khúc khuỷu, nên tổn thất áp suất quá lớn, giảm cột áp động không đủ bù tổn thất áp suất.

- 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.

9.1.2.3. Sự phân bố cột áp tĩnh trên đường ống hút

Xét một đường ống hút, tốc độ trung bình và cột áp tĩnh của dòng không

khí ngang qua tiết diện có miệng hút đầu là ω_1 và H_1 , của miệng hút thứ hai là ω_2 và H_2 ... và của miệng hút thứ n là ω_n và H_n .



Hình 9.8. Phân bố cột áp tĩnh dọc theo đường ống hút

Tương tự như trường hợp dòng không khí dọc theo đường ống cấp gió, ta có biểu thức:

$$H_1 + \rho \cdot \frac{\omega_1^2}{2} = H_2 + \rho \cdot \frac{\omega_2^2}{2} + \Delta p_{1-2} = \dots = H_n + \rho \cdot \frac{\omega_n^2}{2} + \Delta p_{1-n} \quad (9-10)$$

Như vậy, để đảm bảo $H_1 = H_2 = \dots = H_n$ thì phải đảm bảo:

$$\rho \cdot \frac{\omega_1^2}{2} = \rho \cdot \frac{\omega_2^2}{2} + \Delta p_{1-2} = \dots = \rho \cdot \frac{\omega_n^2}{2} + \Delta p_{1-n} \quad (9-11)$$

Xét miệng hút thứ nhất với miệng hút thứ n , để đảm bảo phân bố gió đều giữa hai miệng hút đó ta phải đảm bảo giảm cột áp động từ miệng hút thứ nhất đến miệng hút thứ n bằng tổng tổn thất áp suất trong khoảng đó, tức là:

$$\rho \cdot \frac{\omega_1^2 - \omega_n^2}{2} = \Delta p_{1-n} \quad (9-12)$$

9.1.3. Tính toán tổn thất áp lực trên hệ thống đường ống gió

9.1.3.1. 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 9.4 dưới đây trình bày tốc độ gió thích hợp dùng để tham khảo lựa chọn khi thiết kế.

Bảng 9.4. Tốc độ gió trên đường ống 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 khách sạn 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 - Quán bar	9,1	10,2	7,6	8,1	6
- Nhà máy, xí nghiệp, phân xưởng	12,7	15,2	9,1	11,2	7,6

9.1.3.2. 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 quy

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 9.5.

- Đường kính tương đương của tiết diện chữ nhật được xác định theo công thức sau:

$$d_{td} = 1,3 \frac{(a.b)^{0,625}}{(a+b)^{0,25}}, \text{ mm} \quad (9-13)$$

a, b - cạnh chữ nhật, mm.

Tuy tổn thất giống nhau nhưng tiết diện trên hai ống không giống nhau:

$$S' = a \times b > S = \frac{\pi.d_{td}^2}{4} \quad (9-14)$$

- Đường kính tương đương của ống ô van:

$$d_{td} = 1,55 \cdot \frac{A^{0,625}}{p^{0,25}} \quad (9-15)$$

A - tiết diện ống ô van:

$$A = \frac{\pi.b^2}{4} + b(a-b) \quad (9-16)$$

a, b - cạnh dài và cạnh ngắn của ô van, mm;

p - chu vi mặt cắt : $p = \pi.b + 2(a-b)$, mm.

Bảng 9.5. Đường kính tương đương của ống chữ nhật

a mm	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	964	

Bảng 9.5 (tiếp theo)

a	b, mm																			
	100	125	150	175	200	225	250	275	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	900
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

Bảng 9.5 (tiếp theo)

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	1354	1416	1475	1530															
1500	1332	1400	1464	1526	1584	1640														
1600	1373	1444	1511	1574	1635	1693	1749													
1700	1413	1486	1555	1621	1684	1745	1803	1858												
1800	1451	1527	1598	1667	1732	1794	1854	1912	1968											
1900	1488	1566	1640	1710	1778	1842	1904	1964	2021	2077										
2000	1523	1604	1680	1753	1822	1889	1952	2014	2073	2131	2186									
2100	1558	1640	1719	1793	1865	1933	1999	2063	2124	2183	2244	2296								
2200	1591	1676	1756	1833	1906	1977	2044	2110	2173	2233	2292	2350	2405							
2300	1623	1710	1793	1871	1947	2019	2088	2155	2220	2283	2343	2402	2459	2514						
2400	1655	1744	1828	1909	1986	2060	2131	2200	2266	2330	2393	2453	2411	2568	2624					
2500	1685	1776	1862	1945	2024	2100	2173	2243	2311	2377	2441	2502	2562	2621	2678	2733				
2600	1715	1808	1896	1980	2061	2139	2213	2285	2355	2422	2487	2551	2612	2672	2730	2787	2842			
2700	1744	1839	1929	2015	2097	2177	2253	2327	2398	2466	2533	2598	2661	2722	2782	2840	2896	2952		
2800	1772	1869	1961	2048	2133	2214	2292	2367	2439	2510	2578	2644	2708	2771	2832	2891	2949	3006	3061	
2900	1800	1898	1992	2081	2167	2250	2329	2406	2480	2552	2621	2689	2755	2819	2881	2941	3001	3058	3115	3170

9.1.3.3. Xác định tổn thất áp suất trên đường ống gió

Có hai dạng tổn thất áp lực:

- Tổn thất ma sát dọc theo đường ống Δp_{ms} ;
- Tổn thất cục bộ ở các chi tiết đặc biệt: cùn, cút, tê, chạc, van...

1) Tổn thất ma sát

Tổn thất ma sát được xác định theo công thức:

$$\Delta p_{ms} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}, \text{ mmH}_2\text{O} \quad (9-17)$$

λ - hệ số trở lực ma sát;

l - chiều dài ống, m;

d - đường kính hoặc đường kính tương đương của ống, m;

ρ - khối lượng riêng của không khí, kg/m^3 ;

ω - tốc độ không khí chuyển động trong ống, m/s;

* Đối với ống tôn mỏng hoặc nhôm có bề mặt bên trong láng và tiết diện tròn thì hệ số trở lực ma sát có thể tính như sau:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{\text{Re}}}, \text{ khi } \text{Re} < 10^5 \quad (9-18)$$

$$\lambda = 0,0032 + 0,221 \cdot \text{Re}^{-0,237}, \text{ khi } \text{Re} > 10^5 \quad (9-19)$$

trong đó:

Re là tiêu chuẩn Reynolds:

$$\text{Re} = \frac{\omega \cdot d}{\nu} \quad (9-20)$$

ν - độ nhớt động học của không khí, m^2/s ;

ω - tốc độ chuyển động trung bình của không khí trên đường ống, m/s;

d - đường kính của ống, m.

Đối với ống chữ nhật có thể tính theo công thức này nhưng quy đổi ra đường kính tương đương.

* Đối ống gió có bề mặt bên trong nhám:

$$\lambda = \frac{1}{1,81 \cdot \log \frac{\text{Re}}{(\text{Re} \cdot \frac{k_1}{d} + 7)^2}} \quad (9-21)$$

k_1 - hệ số mức độ gồ ghề trung bình, m.

Bảng 9.6.

Loại ống	$k_1 \cdot 10^3, \text{ mm}$
Kéo liền	0 ÷ 0,2
Mới sạch	3 ÷ 10
Không bị gỉ	6 ÷ 20
Tráng kẽm, mới	10 ÷ 30

* Đối với ống bằng nhựa tổng hợp

$$\text{- Đối với polyetylen: } \lambda = \frac{0,323}{d^{0,07} \cdot \text{Re}^{0,25}} \quad (9-22)$$

$$\text{- Đối với vinylplast : } \lambda = d^{0,0} \cdot 1 \cdot \frac{0,39}{\text{Re}^{0,25}} \quad (9-23)$$

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 (9-18) ta có thể viết lại như sau:

$$\Delta p_{ms} = l \cdot \Delta p_1 \quad (9-24)$$

l - chiều dài đường ống, m;

Δp_1 - tổn thất áp lực trên 1m chiều dài đường ống, Pa/m.

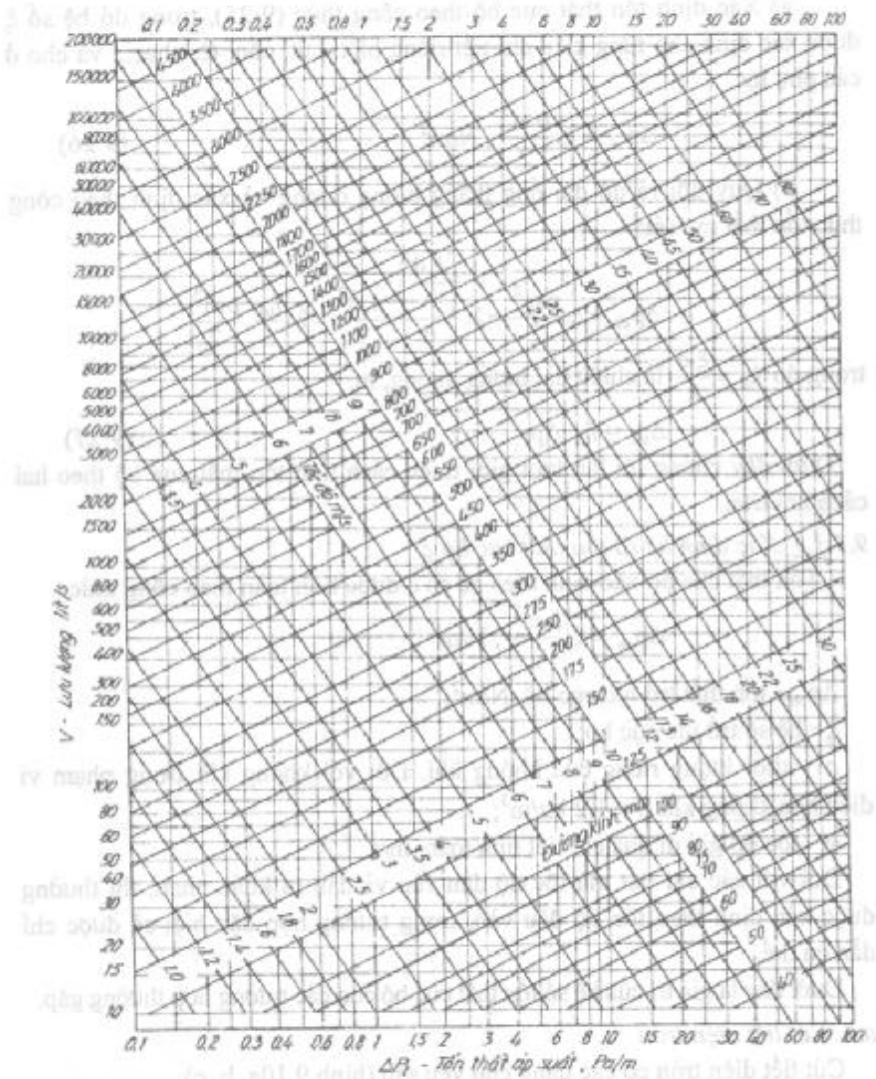
Người ta đã xây dựng đồ thị nhằm xác định Δp_1 trên hình 9.9. Theo đồ thị này khi biết 2 trong các thông số sau: lưu lượng gió V (lít/s), tốc độ không khí ω (m/s) trong đường ống, đường kính tương đương d_{td} (mm) ta có thể xác định được tổn thất trên 1m chiều dài đường ống. Phương pháp xác định theo đồ thị rất thuận lợi và nhanh chóng.

2) Tổn thất cục bộ

Tổn thất áp lực cục bộ được xác định theo công thức:

$$\Delta p_{cb} = \xi \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \quad (9-25)$$

Trị số ξ 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.



Hình 9.9. Đồ thị xác định tổn thất ma sát

Có hai cách xác định tổn thất cục bộ:

a) Xác định tổn thất cục bộ theo công thức (9-25), trong đó hệ số ξ được xác định cho từng kiểu chi tiết riêng biệt: cút, côn, tê, chạc... và cho ở các phụ lục.

$$\Delta p_{cb} = \xi \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}, \text{ N/m}^2 \quad (9-26)$$

b) Quy đổi ra độ dài ống thẳng tương đương và xác định theo công thức tổn thất ma sát:

$$\Delta p_{cb} = \xi \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} = \lambda \cdot \left(\frac{\xi \cdot d}{\lambda} \right) \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} = \lambda \cdot \frac{l_{td}}{d} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}$$

trong đó $l_{td} = \frac{\xi \cdot d}{\lambda}$ là chiều dài tương đương, m.

$$\Delta p_c = l_{td} \cdot \Delta p_1 \quad (9-27)$$

Dưới đây chúng tôi lần lượt giới thiệu cách tính tổn thất cục bộ theo hai cách nói trên.

9.1.3.4. Xác định hệ số tổn thất cục bộ ξ

Tổn thất cục bộ xác định theo hệ số ξ được tính toán theo công thức:

$$\Delta p_{cb} = \xi \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}, \text{ N/m}^2$$

Δp_{cb} - tổn thất trở lực cục bộ, N/m²;

ξ - hệ số trở lực cục bộ;

ρ - khối lượng riêng của không khí. Đối với không khí trong phạm vi điều hoà không khí $\rho \approx 1,2 \text{ kg/m}^3$;

ω - tốc độ gió đi qua chi tiết tính toán, m/s.

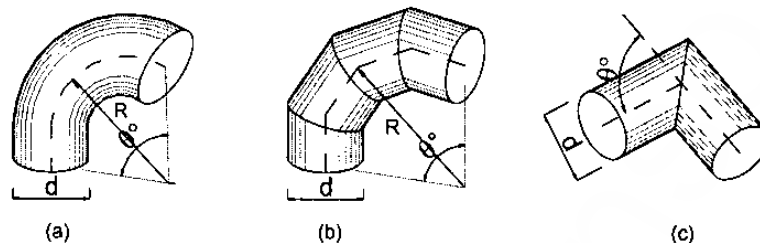
Đối với các chi tiết mà tốc độ đầu vào và đầu ra khác nhau, thì thường được xác định theo tốc độ đầu vào, trong trường hợp đặc biệt sẽ được chỉ dẫn cụ thể.

Dưới đây là giá trị của hệ số tổn thất cục bộ cho các trường hợp thường gặp.

a.1. Cút tiết diện tròn

Cút tiết diện tròn có các dạng chủ yếu sau (hình 9.10a, b, c):

- Cút 90° tiết diện tròn, cong đều;
- Cút 90° tiết diện tròn, ghép từ 3 ÷ 5 đoạn;
- Cút 90° ghép từ hai đoạn thẳng tạo thành góc θ° ;



Hình 9.10. Cắt tiết diện tròn

a.1.1. Cắt 90°, tiết diện tròn, cong đều (hình 9.10a)

Hệ số trở lực cục bộ ξ được tra theo tỷ số R/d ở bảng 9.7 dưới đây:

R - bán kính cong tâm cắt ống, m;

d - đường kính trong của ống, m;

Bảng 9.7. Hệ số ξ cắt tiết diện tròn, cong đều 90°

R/d	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5
ξ	0,71	0,33	0,22	0,15	0,13	0,12

Đối với cắt có góc $\theta \neq 90^\circ$ cần nhân hệ số hiệu chỉnh K cho ở bảng 9.8 dưới đây.

Bảng 9.8. Hệ số xét tới ảnh hưởng của góc cắt

θ	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	1,20	1,28	1,40

a.1.2. Cắt 90°, tiết diện tròn, ghép từ 3-5 đoạn (hình 9.10b)

Bảng 9.9. Hệ số ξ của cắt tròn ghép từ 3-5 đoạn

Số đoạn	Tỷ số R/d				
	0,5	0,75	1,00	1,50	2,00
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.

a.1.3. Cút tiết diện tròn, ghép từ hai đoạn tạo thành góc θ (hình 9.10c)

Bảng 9.10. Hệ số ξ cút tiết diện tròn ghép từ hai đoạn

Góc θ	20°	30°	45°	60°	75°	90°
ξ	0,08	0,16	0,34	0,55	0,81	1,2

θ - góc giữa hai đoạn ghép của cút.

a.2. Cút tiết diện chữ nhật

Cút tiết diện chữ nhật thường được chế tạo theo một trong các cách sau đây:

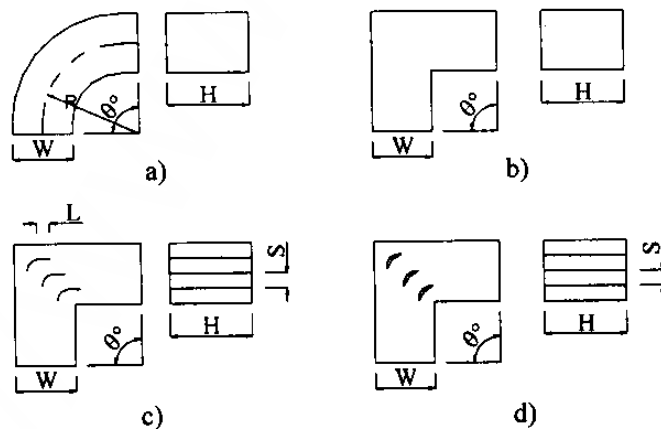
Trên hình 9.11 là các dạng cút tiết diện chữ nhật có thể có.

- *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 vì trở lực cục bộ khá lớn.

- *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 .



Hình 9.11. Cút tiết diện chữ nhật

a.2.1. Cút 90°, tiết diện hình chữ nhật, cong đều (hình 9.11a)

Các thông số kỹ thuật của cút bao gồm:

R - bán kính cong tâm cút 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 9.11. Hệ số ξ

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	1,50	1,40	1,30	1,20	1,10	1,00	1,00	1,10	1,10	1,20	1,20
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 $R/W = 1,25$

a.2.2 Cút 90°, tiết diện chữ nhật, thẳng góc, không có cánh hướng (hình 9.11b)

Bảng 9.12. Hệ số ξ

θ	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°	1,30	1,30	1,20	1,20	1,10	1,10	0,98	0,92	0,89	0,85	0,83

a.2.3. Cút 90°, tiết diện chữ nhật, thẳng góc, có cánh hướng đơn (hình 9.11c)

Bảng 9.13. Hệ số ξ

No	Kích thước, mm			Hệ số ξ
	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.

a.2.4. Cút 90°, tiết diện chữ nhật, thẳng góc, có cánh hướng đôi (hình 9.11d)

Bảng 9.14. Hệ số ξ

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.

a.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.

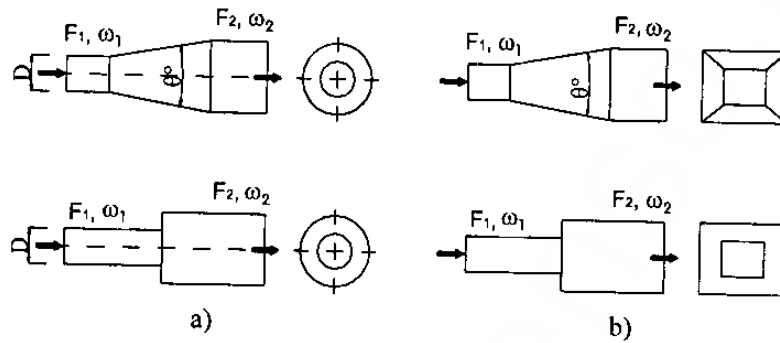
F_1 - Diện tích tiết diện đầu vào, m²;

F_2 - Diện tích tiết diện đầu ra, m²;

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.

Cần lưu ý rằng đột mở là trường hợp đặc biệt của côn khi góc mở hoặc góc thu là 180°.



Hình 9.12. Côn mở và đột thu

a.3.1. Côn hoặc đột mở (khi $\theta = 180^\circ$) tiết diện tròn (hình 9.12a)

Bảng 9.15. Hệ số ξ

Re	F_2/F_1	θ							
		16°	20°	30°	45°	60°	90°	120°	180°
$0,5 \cdot 10^5$	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
	>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
	>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
	≥ 16	0,21	0,34	0,56	0,72	0,79	0,85	0,87	0,89

trong đó:

F_1 - tiết diện đầu vào côn, mm^2 ;

F_2 - tiết diện đầu ra, mm^2 ;

$$\text{Re} = 66,34 \cdot D \cdot \omega \quad (9-28)$$

D - đường kính trong ống nhỏ (đầu vào), mm;

ω - tốc độ không khí trong ống nhỏ (đầu vào), m/s;

θ - góc côn, đối với đọt mở $\theta = 180^\circ$.

a.3.2. Côn hoặc đọt mở (khi $\theta = 180^\circ$) tiết diện chữ nhật (hình 9.12b)

Bảng 9.16. Hệ số ξ

F_2/F_1	Góc θ°							
	16°	20°	30°	45°	60°	90°	120°	180°
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
≥ 10	0,42	0,49	0,59	0,70	0,80	0,87	0,85	0,86

trong đó:

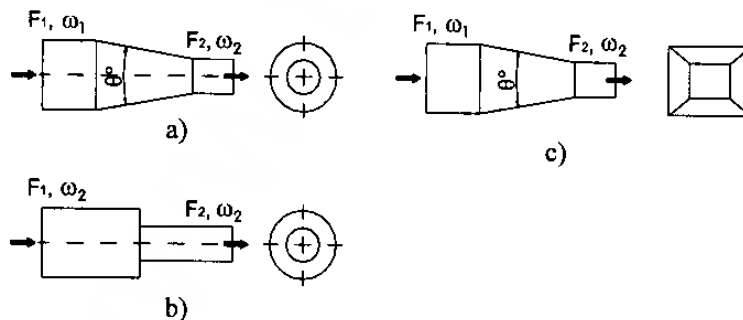
F_1 - tiết diện đầu vào côn, mm²;

F_2 - tiết diện đầu ra, mm²;

θ - góc côn, đối với đọt mở $\theta = 180^\circ$.

a.4. Côn thu và đọt thu

- Côn thu là nơi tiết diện giảm theo chiều chuyển động của không khí. Côn thu có hai loại: loại tiết diện thay đổi từ từ và loại tiết diện thay đổi đột ngột (đọt 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 9.13. Côn và đọt thu

F_1 - tiết diện đầu vào của côn, mm²;

F_2 - tiết diện đầu ra của côn ($F_2 > F_1$), mm²;

θ - góc côn, °.

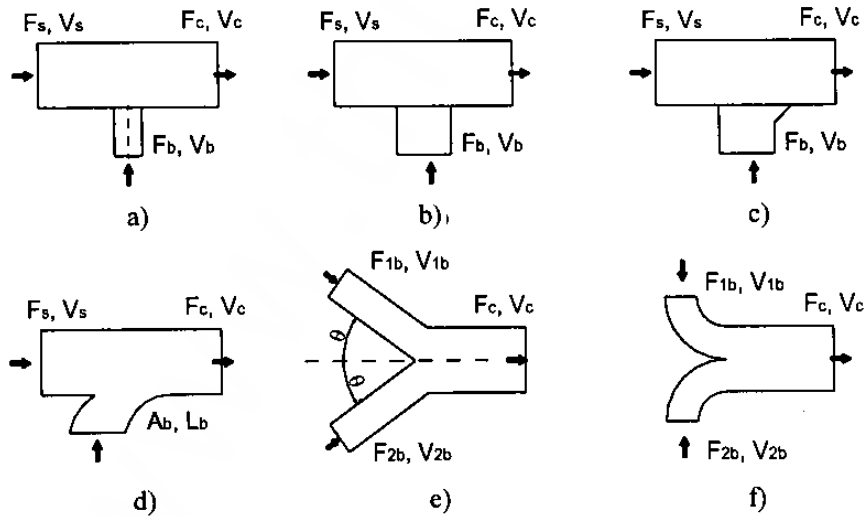
Bảng 9.17. Hệ số ξ

F_2/F_1	θ						
	10°	$15^\circ - 40^\circ$	$50^\circ - 60^\circ$	90°	120°	150°	180°
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

a.5. Đoạn ống hội tụ

Đoạn ống hội tụ là đoạn ống góp từ hai dòng không khí trở lên. Thông thường ta gặp các đoạn ống hội tụ trong các ống hút về, ống thải. Trên hình 9.14 là các trường hợp thường gặp.

Các trường hợp này ống chính đều có tiết diện chữ nhật. Để tính toán trong trường hợp này, tốc độ được chọn là tốc độ đoạn ống ra.



Hình 9.14. Đoạn ống hội tụ tiết diện chữ nhật

a.5.1. Tê hội tụ: Ống nhánh tròn nối vuông góc với ống chính chữ nhật (hình 9.14a)

Bảng 9.18. Hệ số ξ , tính cho ống nhánh

ω m/s	V_b/V_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	0,23	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

V_b - lưu lượng gió ở nhánh, m³/s;

V_c - lưu lượng gió tổng (sau khi hội tụ), m³/s;

ω - 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. Bảng trên tính cho trường hợp quan hệ tiết diện các nhánh như sau: $F_s = F_c = 2.F_b$

a.5.2. Ống nhánh chữ nhật nối vuông góc với ống chính chữ nhật (hình 9.14b)

Bảng 9.19. Hệ số ξ , tính cho ống nhánh

ω m/s	V_b/V_c									
	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

Bảng trên cũng được tính cho trường hợp quan hệ tiết diện các nhánh như sau: $F_s = F_c = 2.F_b$.

a.5.3 Tê hội tụ: Ống nhánh chữ nhật hướng góc 45° với ống chính chữ nhật (hình 9.14c)

Bảng 9.20. Hệ số ξ , tính cho ống nhánh

ω m/s	V_b/V_c									
	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

Bảng trên cũng được tính cho trường hợp quan hệ tiết diện các nhánh như sau: $F_s = F_c = 2.F_b$.

a.5.4. Tê hội tụ: Dạng chữ Y, tiết diện chữ nhật (hình 9.14d).

Bảng 9.21a. Hệ số ξ_{bc} , tính cho ống nhánh

F_b/F_s	F_b/F_c	V_b/V_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	0,00	0,50	1,20	2,20	3,70	5,80	8,40	11,00
0,33	0,25	-1,20	-0,40	0,40	1,60	3,00	4,80	6,80	8,90	11,00
0,5	0,50	-0,50	-0,20	0,00	0,25	0,45	0,70	1,00	1,50	2,00
0,67	0,50	-1,00	-0,60	-0,20	0,10	0,30	0,60	1,00	1,50	2,00
1,0	0,50	-2,20	-1,50	-0,95	-0,50	0,00	0,40	0,80	1,30	1,90
1,0	1,00	-0,60	-0,30	-0,10	-0,04	0,13	0,21	0,29	0,36	0,42
1,33	1,00	-1,20	-0,80	-0,40	-0,20	0,00	0,16	0,24	0,32	0,38
2,0	1,00	-2,10	-1,40	-0,90	-0,50	-0,20	0,00	0,20	0,25	0,30

F_b - tiết diện nhánh ống, mm²;

F_s - tiết diện vào của ống chính, mm²;

F_c - tiết diện ra của ống chính, mm²;

V_b - lưu lượng gió ống nhánh, m³/s;

V_c - lưu lượng tổng đầu ra, m³/s;

ξ_{bc} - hệ số tổn thất cục bộ khi tính theo đường nhánh từ b đến c;

ξ_{sc} - hệ số tổn thất cục bộ khi tính theo đường nhánh từ s đến c.

Bảng 9.21b. Hệ số ξ_{sc} , tính cho ống chính

F_s/F_c	F_b/F_c	V_b/V_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	-1,50	-2,00	-2,60
1,0	0,50	0,17	0,16	0,10	0,00	-0,08	-0,18	-0,27	-0,37	-0,46
0,75	0,50	0,27	0,35	0,32	0,25	0,12	-0,03	-0,23	-0,42	-0,58
0,5	0,50	1,20	1,10	0,90	0,65	0,35	0,00	-0,40	-0,80	-1,30
1,0	1,00	0,18	0,24	0,27	0,26	0,23	0,18	0,10	0,00	-0,12
0,75	1,00	0,75	0,36	0,38	0,35	0,27	0,18	0,05	-0,08	-0,22
0,5	1,00	0,80	0,87	0,80	0,68	0,55	0,40	0,25	0,08	-0,10

a.5.5. Tê hội tụ chữ Y ống nhánh nghiêng góc θ với ống chính (hình 9.14e)

Bảng 9.22. Hệ số ξ

θ	V_{1b}/V_c hoặc V_{2b}/V_c										
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
15	-2,60	-1,90	-1,30	-0,77	-0,30	0,10	0,41	0,67	0,85	0,97	1,00
30	-2,10	-1,50	-1,00	-0,53	-0,10	0,28	0,69	0,91	1,10	1,40	1,60
45	-1,30	-0,93	-0,55	-0,16	0,20	0,56	0,92	1,30	1,60	2,00	2,30

a.5.6. Tê hội tụ chữ Y đối xứng tiết diện chữ nhật, ống nhánh vuông góc ống chính (hình 9.14f)

Trong trường hợp đối xứng:

$$R/W_c = 1,5$$

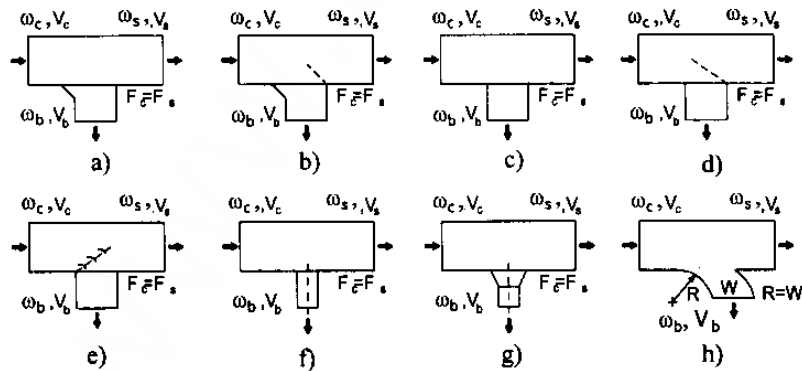
$$V_{1b}/V_c = V_{2b}/V_c = 0,5$$

Bảng 9.23. Hệ số ξ

F_{1b}/F_c	0,5	1,0
ξ	0,23	0,07

a.6. Đoạn rẽ nhánh

- Đoạn ống rẽ nhánh là đoạn ống mà dòng không khí chính phân thành nhiều dòng nhỏ. Trong trường hợp này tính tổn thất theo tốc độ đầu vào của đoạn ống.



Hình 9.15. Đoạn ống rẽ nhánh

Trên hình 9.15 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:

- a) Tê rẽ nhánh 45°, ống chính và ống nhánh chữ nhật.
- b) Tê rẽ nhánh 45°, ống chính và ống nhánh chữ nhật có cánh hướng.
- c) Tê rẽ nhánh 90°, ống chính và ống nhánh chữ nhật, không có cánh hướng.
- d) Tê rẽ nhánh 90°, ống chính và ống nhánh chữ nhật có cánh hướng.
- e) Tê rẽ nhánh 90°, ống chính và ống nhánh chữ nhật có nhiều cánh hướng.
- f) Tê rẽ nhánh 90°, ống chính chữ nhật, ống nhánh tròn.
- g) Tê rẽ nhánh 90°, ống chính chữ nhật, ống nhánh tròn có đoạn côn tròn.
- h) Tê chữ Y rẽ nhánh, tiết diện chữ nhật.

a.6.1. Tê rẽ nhánh 45°, ống chính và ống nhánh chữ nhật (hình 9.15a)

Bảng 9.24. Hệ số ξ , tính cho ống nhánh

ω_b/ω_c	V_b/V_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

ω_b, ω_c - tốc độ không khí trên đoạn ống nhánh và ống chính, m/s;
 V_b, V_c - lưu lượng thể tích trên đoạn ống nhánh và ống chính, m³/s.

a.6.2. Tê rẽ nhánh 45°, ống chính và ống nhánh chữ nhật có cánh hướng (hình 9.15b)

Bảng 9.25. Hệ số ξ , tính cho ống nhánh

ω_b/ω_c	V_b/V_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

a.6.3. Tê rẽ nhánh, ống chính và ống nhánh chữ nhật, không có cánh hướng (hình 9.15c)

Bảng 9.26. Hệ số ξ , tính cho ống nhánh

ω_b/ω_c	V_b/V_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

a.6.4. Tê rẽ nhánh, ống chính và ống nhánh chữ nhật có cánh hướng (hình 9.15d)

Bảng 9.27. Hệ số ξ , tính cho ống nhánh

ω_b/ω_c	V_b/V_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

a.6.5. Tê rẽ nhánh, ống chính và ống nhánh chữ nhật có nhiều cánh hướng (hình 9.15e)

Bảng 9.28a. Hệ số ξ , tính cho ống nhánh

ω_b/ω_c	V_b/V_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 9.28b. Hệ số ξ , tính cho ống chính

ω_b/ω_c	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
ξ	0,03	0,04	0,07	0,12	0,13	0,14	0,27	0,30	0,25

a.6.6. Tê rẽ nhánh, ống chính chữ nhật, ống nhánh tròn (hình 9.15f)

Bảng 9.29. Hệ số ξ , tính cho ống nhánh

ω_b/ω_c	V_b/V_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

a.6.7 Tê rẽ nhánh, ống chính chữ nhật, ống nhánh tròn có đoạn côn tròn (hình 9.15g)

Bảng 9.30. Hệ số ξ , tính cho ống nhánh

ω_b/ω_c	0,4	0,5	0,75	1,0	1,3	1,5
ξ	0,80	0,83	0,90	1,0	1,1	1,4

a.6.8. Tê chữ Y rẽ nhánh, tiết diện chữ nhật (hình 9.15h)

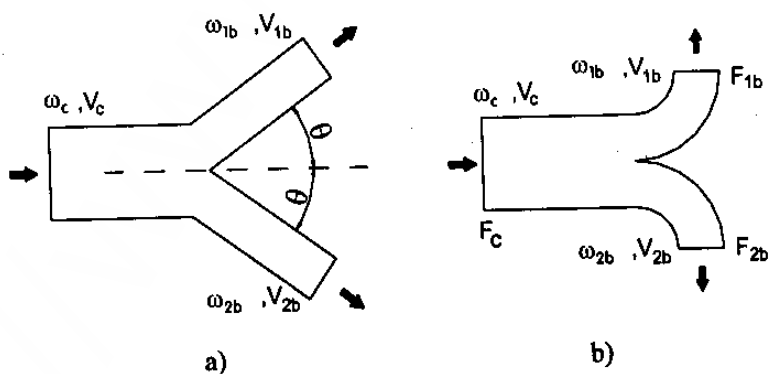
Bảng 9.31a. Hệ số ξ , tính cho ống nhánh

F_b/F_s	F_b/F_c	V_b/V_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 9.31b. Hệ số ξ , tính cho ống chính

F_b/F_s	F_b/F_c	V_b/V_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	0,00	-0,02	-0,01	0,02	0,08	0,16	0,24	0,34
0,5	0,50	-0,03	-0,06	-0,05	0,00	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	0,00	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

a.7. Đoạn ống rẽ nhánh chữ Y đối xứng



Hình 9.16. Đoạn ống rẽ nhánh chữ Y đối xứng

a.7.1. Đoạn ống chữ Y đối xứng, nhánh rẽ nghiêng với nhánh chính một góc θ

Bảng 9.32. Hệ số ξ

θ	ω_y/ω_c													
	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	

a.7.2. Đoạn ống chữ Y đối xứng, nhánh rẽ vuông góc nhánh chính

Bảng 9.33. Hệ số ξ

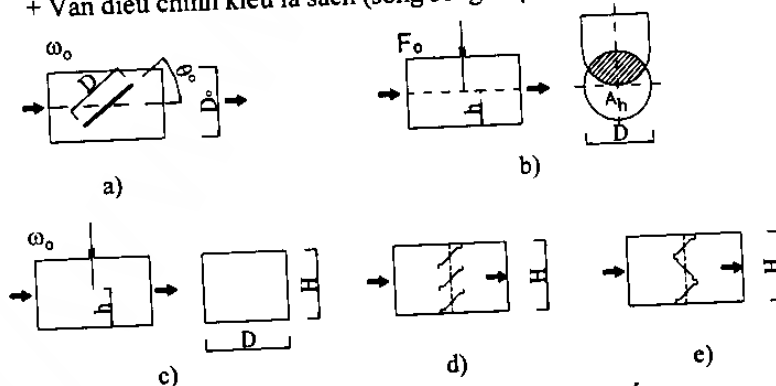
F_{10}/F_c hay F_{20}/F_c	0,50	1,00
R/W_c	1,50	1,50
V_{10}/V_c hay V_{20}/V_c	0,50	0,50
ξ	0,30	0,25

a.8. Tổn 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 9.17 trình bày ba 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 9.17. Các dạng vật chắn trên đường ống

a.8.1. Van điều chỉnh gió dạng cánh bướm lắp trên ống tròn hoặc chữ nhật (hình 9.17a)

- Tiết diện ống tròn

Bảng 9.34. Hệ số ξ

D/D _o	Góc nghiêng của cánh điều chỉnh θ , 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	4,10	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_o - đường kính ống, mm;

θ - góc nghiêng của cánh điều chỉnh so với trục ống.

- Tiết diện ống chữ nhật

Bảng 9.35. Hệ số ξ

Loại	H/W	θ , 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.
- θ - góc nghiêng của trục van với tâm ống.

a.8.2. Van điều chỉnh dạng cổng trên ống tiết diện tròn (hình 9.17b)

Bảng 9.36. Hệ số ξ

h/D	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
F _v /F _o	0,25	0,38	0,50	0,61	0,71	0,81	0,90	0,96
ξ	35	10	4,6	2,1	0,98	0,44	0,17	0,06

F_o - tiết diện ống dẫn tròn, m²;

F_v - tiết diện của đoạn ống không bị van điều chỉnh che, m².

a.8.3. Van điều chỉnh dạng cổng lắp trên ống tiết diện chữ nhật (hình 9.17c)

Bảng 9.37. Hệ số ξ

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

a.8.4. Van điều chỉnh dạng có các cánh song song, trong ống chữ nhật (hình 9.17d)

Bảng 9.38. Hệ số ξ

L/R	Góc nghiêng cánh điều chỉnh θ , 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 - chiều dài cạnh song song trực quay của van, mm;

H - chiều cao của tiết diện ống, mm;

L - tổng chiều dài của các cánh, mm;

R - chu vi đường tiết diện ống, mm;

θ - góc nghiêng của cánh với trục ống.

Ta có:

$$\frac{L}{N} = \frac{N.W}{2(H+W)} \quad (9-29)$$

a.8.5. Van điều chỉnh dạng có các cánh đối nhau, trong ống chữ nhật (hình 9.17e)

Bảng 9.39. Hệ số ξ

L/R	Góc nghiêng của cánh điều chỉnh θ , 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

Các trị số L và R xác định giống ở mục a.8.4

a.9. Tổn thất ở đầu ra của quạt

a.9.1. Tổn thất ở đầu ra của quạt khi thổi vào không gian rộng

Để xác định tổn thất áp suất đầu ra của quạt trong trường hợp này, người ta dựa vào đại lượng gọi là chiều dài hiệu dụng L_e :

$$L_e = \frac{\omega_o \cdot \sqrt{F_o}}{4500}, \quad \text{khi } \omega_o > 13 \text{ m/s} \quad (9-30)$$

$$L_e = \frac{\sqrt{F_o}}{350}, \quad \text{khi } \omega_o \leq 13 \text{ m/s} \quad (9-31)$$

trong đó:

ω_o - tốc độ không khí trong ống dẫn, m/s;

F_o - diện tích tiết diện đường ống đầu ra của quạt, m²;

F_b - diện tích miệng ra của quạt ở vị trí nhỏ nhất, m²;

L_e - chiều dài hiệu dụng, m;

L - chiều dài của đoạn ống thẳng đầu ra của quạt, m.

Bảng 9.40. Hệ số ξ

F_b/F_0	L/L_e				
	0	0,12	0,25	0,50	> 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

Hình 9.18.

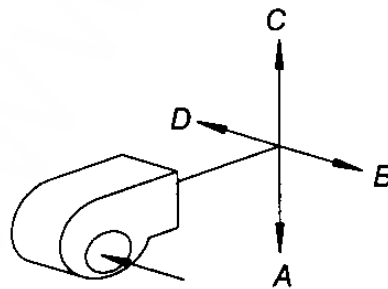
a.9.2. Tổn thất ở đầu ra của quạt khi có rẽ dòng

Theo số lượng cửa hút của quạt, có hai dạng quạt sau đây:

- Quạt có 1 cửa hút.
- Quạt có 2 cửa hút.

Nếu liền ngay trên đầu ra của quạt, cách một khoảng cách L nào đó, đường ống rẽ góc 90° theo một trong các hướng A, B, C, D (hình 9.19) thì xuất hiện trở lực cục bộ. Trở lực cục bộ này có hệ số ξ cho trên các bảng 9.41 và 9.42. Trong các bảng này, các đại lượng A_b , A_0 , L và L_e giống như trường hợp a.9.1.

Khi đầu ra của quạt nối với cút liên tục. Ta có 4 trường hợp xảy ra:



Hình 9.19. Các vị trí lắp đặt cút đầu ra

Bảng 9.41. Hệ số ξ đầu ra quạt có 1 cửa hút

F_b/F_o	Vị trí cút	L/L_c				
		0	0,12	0,25	0,5	> 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

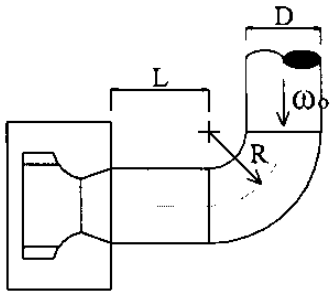
Bảng 9.42. Hệ số ξ đầu ra quạt có 2 cửa hút

F_v/F_o	Vị trí cút	L/L_o				
		0	0,12	0,25	0,5	$> 1,0$
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

a.10. Tôn thất ở đầu vào của quạt

a.10.1. Ống hút tiết diện tròn, nối cút liên tục, cách miệng hút quạt đoạn L

Bảng 9.43. Hệ số ξ



R/D	L/D		
	0	2	≥ 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

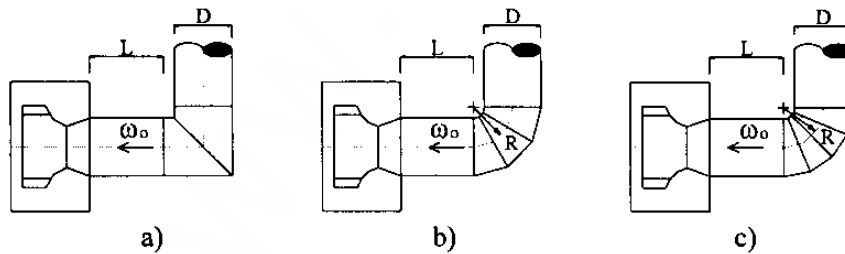
Hình 9.20.

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.

a.10.2 Ống hút tiết diện tròn, nối cút thẳng góc hoặc cút ghép từ nhiều mảnh, cách miệng hút một khoảng L



Hình 9.21.

a) Cút thẳng góc:

Bảng 9.44. Hệ số ξ

L/D	0	2	> 5
ξ	3,2	2	1

b) Cút thẳng góc ghép từ 3 và 4 đoạn đoạn:

Bảng 9.45. Hệ số ξ

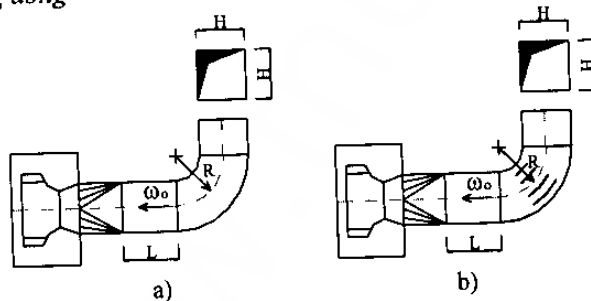
R/D	L/D		
	0	2	> 5
0,50	2,5	1,6	0,80
0,75	1,6	1,0	0,47
1,0	1,2	0,66	0,33
1,5	1,1	0,66	0,33
2,0	1,0	0,53	0,33
3,0	0,8	0,47	0,26

a) Cút ghép từ 3 mảnh

R/D	L/D		
	0	2	≥ 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

b) Cút ghép từ 4 mảnh

a.10.3. 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 có hoặc không có cánh hướng dòng



Hình 9.22.

Bảng 9.46. Hệ số ξ

R/H	L/H		
	0	2,5	≥ 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

a) Không có cánh hướng dòng

R/D	L/D		
	0	2,5	≥ 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

b) Có cánh hướng dòng

9.1.3.5. Xác định hệ tổn thất cục bộ theo chiều dài tương đương

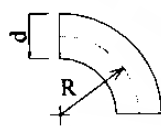
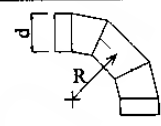
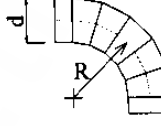
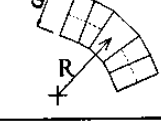
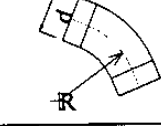
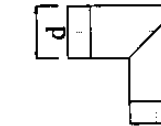
Theo định nghĩa chiều dài tương đương là chiều dài của đoạn ống thẳng có tiết diện bằng tiết diện tính toán của chi tiết gây nên tổn thất cục bộ, nhưng có tổn thất tương đương nhau:

$$l_{td} = \xi \cdot d_{td} / \lambda \quad (9-32)$$

$$\Delta p_c = l_{td} \cdot \Delta p_l \quad (9-33)$$

a.1. Chiều dài tương đương của cút tròn

Bảng 9.47. Chiều dài tương đương l_{td}

Dạng cút tròn	Hình vẽ	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 + Không có hướng dòng			22 65

trong đó:

R - bán kính cong của tâm cắt, mm;

d - đường kính tiết diện cắt, mm.

a.2. Chiều dài tương đương của cắt chữ nhật

Bảng 9.48. Chiều dài tương đương l_{td}

Dạng cắt tròn	Hình dạng	W/H	l_{td}/d
- Cắt cong 90°, không cánh hướng R = 1,25.W		0,5	5
		1	7
		3	8
		6	12
- Cắt cong 90°, 1 cánh hướng dòng, R = 0,75.W		0,5	8
		1	10
		3	14
		6	18
- Cắt cong 90°, 2 cánh hướng dòng, R = 0,75.W		0,5	7
		1	8
		3	10
		6	12
- Cắt cong 90°, 3 cánh hướng dòng, R = 0,75.W		0,5	7
		1	7
		3	8
		6	10
- Cắt thẳng góc 90°, có nhiều cánh hướng		0,5	8
		1	10
		3	12
		6	13
- Cắt thẳng góc 90°, nhiều cánh hướng dạng khí động		0,5	6
		1	8
		3	9
		6	10

9.1.4. Tính toán thiết kế đường ống gió

9.1.4.1. Các phương pháp thiết kế đường ống gió

Hiện nay để thiết kế đường ống gió người ta sử dụng nhiều phương pháp khác nhau. Mỗi phương pháp có những ưu nhược điểm khác nhau, dưới đây chúng tôi xin trình bày các nét chính của các phương pháp đó.

- *Phương pháp tính toán lý thuyết:* Phương pháp này dựa vào các công thức lý thuyết và tính toán tuần tự kích thước đường ống từ đầu đến cuối tuyến ống sao cho áp suất tĩnh ở các vị trí lắp các miệng thổi và hút không đổi. Đây là phương pháp có thể coi là chính xác nhất. Tuy nhiên phương pháp này tính toán khá phức tạp, đòi hỏi nhiều thời gian.

- *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 dòng không khí trong đường ống. Đây là phương pháp thiết kế tương đối nhanh nhưng phụ thuộc nhiều vào chủ quan người thiết kế và khó đánh giá được mức độ chính xác. Khi thiết kế theo phương pháp này hệ thống bắt buộc phải lắp các van điều chỉnh lưu lượng gió.

- *Phương pháp ma sát đồng đều:* Thiết kế hệ thống đường ống gió sao cho tổn thất áp suất trên 1 m chiều dài đường ống đều nhau trên toàn tuyến ống, ở bất cứ tiết diện nào và bằng tổn thất trên 1 m chiều dài đoạn ống chuẩn. Đây là phương pháp được sử dụng phổ biến nhất, nhanh và tương đối chính xác. Khác với các phương pháp khác là phải tính toán thiết kế đường ống một cách tuần tự, muốn xác định kích thước đoạn sau phải biết kích thước đoạn trước, phương pháp ma sát đồng đều cho phép xác định bất cứ đoạn ống nào trên mạng mà không cần phải biết kích thước các đoạn trước đó. Điều này rất phù hợp với thực tế thi công tại các công trường.

- *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.

9.1.4.2. Phương pháp thiết kế lý thuyết

Phương pháp lý thuyết là phương pháp xác định kích thước đường ống sao cho đảm bảo phân bố cột áp tĩnh tại các miệng thổi đều nhau trên cơ sở tính toán lý thuyết.

Gọi cột áp tĩnh tại các miệng thổi là H_1, H_2, \dots, H_n .

Điều kiện là:

$$H_1 = H_2 = \dots = H_n \quad (9-34)$$

hay:

$$\rho \cdot \frac{\omega_1^2}{2} = \rho \cdot \frac{\omega_2^2}{2} + \Delta p_{1-2} = \rho \cdot \frac{\omega_3^2}{2} + \Delta p_{1-3} = \dots = \rho \cdot \frac{\omega_n^2}{2} + \Delta p_{1-n} \quad (9-35)$$

Trên cơ sở công thức đó, phương pháp tính toán lý thuyết tiến hành theo các bước sau:

Bước 1

- Chọn tốc độ đoạn ống đầu tiên ω_1 theo bảng 9.4 tùy thuộc vào chức năng đường ống và tính năng của phòng.
- Dựa vào lưu lượng gió tổng đầu vào, xác định kích thước của đoạn ống đầu tiên:

$$F_1 = \frac{V_1}{\omega_1} = a_1 b_1 \quad (9-36)$$

- Dựa vào kích thước thiết kế đã chọn, xác định đường kính tương đương của đoạn ống đầu tiên theo bảng 9.5 hoặc công thức tính toán:

$$d_{td} = 1,3 \frac{(a_1 \cdot b_1)^{0,625}}{(a_1 + b_1)^{0,25}}, \text{ mm} \quad (9-37)$$

- Xác định tổng trở lực từ vị trí miệng thổi đầu tiên đến miệng thổi thứ hai. Tổn thất áp suất có thể tính hoặc tra theo đồ thị ở hình 9.9 căn cứ vào lưu lượng gió, tốc độ chuyển động hoặc đường kính tương đương. Cần lưu ý là tổn thất tra theo đồ thị trên đây được tính cho 1 m chiều dài

đường ống. Vì vậy tổn thất Δp_{1-2} phải nhân với tổng chiều dài thực và chiều dài tương đương của các cút trên đoạn 1-2:

$$\Delta p_{1-2} = \Sigma \Delta p_{1-2}^{ms} + \Sigma \Delta p_{1-2}^{cb} \quad (9-37)$$

Bước 2: Xác định tốc độ đoạn tiếp theo ω_2 dựa vào phương trình:

$$\omega_2 = \sqrt{\omega_1^2 - \frac{2 \cdot \Delta p_{1-2}}{\rho}} \quad (9-38)$$

trong đó Δp_{1-2} - tổng tổn thất áp suất từ vị trí lắp miệng thổi 1 đến vị trí miệng thổi 2 (hoặc đoạn rẽ nhánh vào các miệng thổi).

- Dựa vào lưu lượng gió đoạn ống kế tiếp, xác định kích thước của nó:

$$F_2 = \frac{V_2}{\omega_2} = a_2 b_2 \quad (9-39)$$

- Xác định đường kính tương đương đoạn ống này theo công thức (9-37) nhưng thay a_1 và b_1 bằng a_2 và b_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, độ tin cậy cao.
- Tính toán tương đối dài và phức tạp, nên thực tế ít sử dụng.

9.1.4.3. 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 đoạn ống chính 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 đường ống chính trước khi rẽ nhánh ω_1 .

- Dựa vào lưu lượng xác định kích thước đoạn ống chính:

$$F_1 = \frac{V_1}{\omega_1} = a_1 b_1 \quad (9-40)$$

Bước 2: Chủ động giảm dần tốc độ gió dọc theo tuyến ống chính và ống rẽ nhánh $\omega_2, \omega_3 \dots \omega_n$.

- Trên cơ sở lưu lượng và tốc độ trên mỗi đoạn tiến hành tính toán kích thước của các đoạn đó.

$$F_i = \frac{V_i}{\omega_i} = a_i x b_i \quad (9-41)$$

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 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.

Chỉ nên sử dụng phương pháp này cho trường hợp hệ thống đường ống đơn giản ngắn, gọn. Đối với hệ thống đường ống phức tạp nên lựa chọn phương pháp khác.

9.1.4.4. Phương pháp ma sát đồng đều

Nội dung của phương pháp ma sát đồng đều là thiết kế hệ thống đường ống gió sao cho tổn thất áp suất trên 1 m chiều dài đường ống bằng nhau trên toàn tuyến ống. Phương pháp ma sát đồng đều cũng đảm bảo tốc độ gió trên đường ống giảm dần theo chiều chuyển động và do đó một phần áp suất động được biến đổi thành áp suất tĩnh vì vậy đảm bảo phân bố gió đều.

Phương pháp ma sát đồng đều thường hay được sử dụng cho đường ống gió tốc độ thấp với chức năng cấp gió, hồi gió và thải gió.

Theo phương pháp này, có hai hướng lựa chọn để thiết kế:

- *Cách 1:* Chọn tiết diện đoạn đầu nơi gắn quạt làm tiết diện điển hình, chọn tốc độ chuyển động thích hợp của không khí cho đoạn đó. Từ đó xác định kích thước đoạn ống điển hình, xác định tổn thất ma sát trên 1 m 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 đường ống gió. Trên cơ sở lưu lượng từng đoạn đã biết tiến hành xác định kích thước từng đoạn. Để xác định kích thước các đoạn có thể sử dụng đồ thị ở hình 9.9 để xác định tốc độ dựa vào lưu lượng và tổn thất áp suất. Sau khi xác định được tốc độ ta dễ dàng xác định được các kích thước của từng tiết diện.

Cách 2 có nhược điểm là lựa chọn tổn thất áp suất thế nào là hợp lý. Nếu chọn tổn thất bé thì kích thước đường ống lớn chi phí đầu tư tăng, nhưng nếu chọn tốc độ lớn sẽ gây ồn, chi phí vận hành tăng. Người ta khuyên rằng đối với hệ thống tốc độ thấp nên chọn tổn thất $\Delta p = 1 \pm 0,5 \text{ N/m}^2$ cho 1 m chiều dài đường ống.

Trên thực tế người ta chọn cách thứ nhất vì tốc độ gió cho ở các bảng là các thông số đã được xác định dựa trên tính toán kinh tế kỹ thuật đã cân nhắc đến các yếu tố nêu trên.

Sau đây là các bước thiết kế theo cách thứ nhất.

Bước 1:

- Lựa chọn tiết diện đầu làm tiết diện điển hình.
- Chọn tốc độ gió cho tiết diện đó ω_1 .
- Dựa vào lưu lượng và tốc độ đã chọn tính kích thước đoạn ống điển hình:

$$F_1 = \frac{V_1}{\omega_1} = a_1 b_1$$

- Xác định đường kính tương đương đoạn ống điển hình theo bảng hoặc tính theo công thức.
- Từ lưu lượng, đường kính tương đương xác định tổn thất áp suất cho 1m chiều dài đường ống điển hình Δp_1 theo đồ thị hình 9-9, giá trị đó được cố định cho toàn tuyến.

Bước 2:

Trên cơ sở tổn thất áp suất chuẩn Δp_1 tính kích thước các đoạn còn lại dựa vào lưu lượng đã biết. Tuy nhiên để tiện lợi cho việc tính toán người ta đã đưa ra số liệu tính toán trên bảng 9.49. Theo bảng này nếu lấy tiết diện và lưu lượng đoạn ống điển hình làm chuẩn thì có thể xác định tỷ lệ % tiết diện của đoạn ống bất kỳ so với đoạn ống chuẩn này khi biết được tỷ lệ % lưu lượng của đoạn ống đó so với đoạn ống điển hình.

- Xác định tỷ lệ % lưu lượng của các đoạn ống theo tiết diện điển hình:

$$k_i^L = \frac{V_i}{V_1} \cdot 100\%$$

- Căn cứ vào bảng 9.49 xác định tỷ lệ % về tiết diện k_i^F của các đoạn ống.

Bảng 9.49. 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

- Xác định kích thước của các đoạn ống theo tỷ lệ % so với tiết diện đoạn ống điển hình F_1 :

$$F_i = k_i^F \cdot F_1 = a_i \cdot b_i$$

Bước 3:

Tổng trở lực đoạn ống có chiều dài tổng lớn nhất là cơ sở để chọn quạt dàn lạnh:

$$\Sigma \Delta p = (\Sigma L + \Sigma L_{td}) \cdot \Delta p_1$$

ΣL - tổng chiều dài của các đoạn ống trên tuyến đang xét, m;

ΣL_{td} - tổng chiều dài tương đương của các tổn thất cục bộ, m;

Δp_1 - tổn thất áp suất trên 1 m chiều dài đường ống (giá trị cố định), N/m^3 .

Đặc điểm của phương pháp:

- 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.

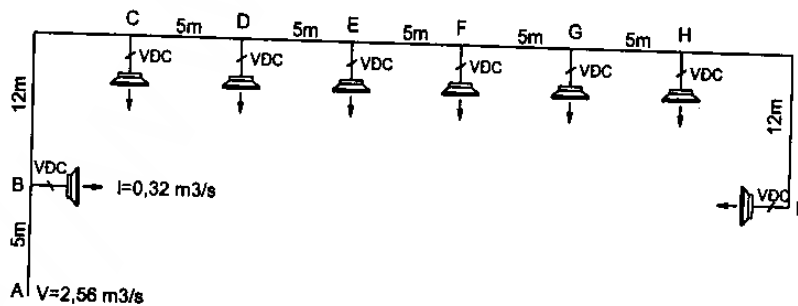
- Phương pháp ma sát đồng đều cũng đảm bảo tốc độ giảm dần dọc theo chiều chuyển động, có độ tin cậy cao hơn phương pháp giảm dần tốc độ.

- 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 1 m ống khó khăn. Thường chọn $\Delta p = 0,5 - 1,5 N/m^2$ cho 1 m ống.

- Phương pháp ma sát đồng đều được sử dụng rất phổ biến.

Ví dụ 1:



Hình 9.23. Sơ đồ đường ống

Giả sử có một đường ống gió có 8 miệng thổi với chiều dài các đoạn thể hiện trên hình 9.23. Lưu lượng yêu cầu cho mỗi miệng thổi là 0,32 m³/s. Thiết kế hệ thống đường ống gió theo phương pháp ma sát đồng đều

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:

$$V_1 = 8 \times 0,32 = 2,56 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Chọn tốc độ đoạn đầu $\omega_1 = 8 \text{ m/s}$.

- Diện tích tiết diện đoạn ống đầu: $f_1 = V_1/\omega_1 = 2,56 / 8 = 0,32 \text{ m}^2$

- Chọn kích thước đoạn đầu: $a_1 \times b_1 = 800 \times 400 \text{ mm}$

- Tra bảng (9.3) ta có đường kính tương đương của đoạn ống điển hình là: $d_{td} = 609 \text{ mm}$.

- Dựa vào lưu lượng $V_1 = 2560 \text{ l/s}$ và $d_{td} = 609 \text{ mm}$ tra đồ thị ta được tổn thất áp suất cho 1 mét ống là: $\Delta p_1 = 1,4 \text{ Pa/m}$.

Bước 2: Tính toán kích thước các đoạn ống còn lại

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 9.50. Kết quả tính toán

Đoạn	Lưu lượng		Tiết diện		Tốc độ	Kích thước a × b (mm)
	%	m ³ /s	%	m ²		
AB	100	2,56	100	0,32	8 m/s	800 × 400
BC	87,5	2,24	90,2	0,289	7,76	725 × 400
CD	75	1,92	80,5	0,258	7,45	600 × 400
DE	62,5	1,60	70	0,224	7,14	550 × 400
EF	50	1,28	58	0,186	6,90	475 × 400
FG	37,5	0,96	46	0,147	6,52	475 × 300
GH	25	0,64	32,5	0,104	6,15	350 × 300
HK	12,5	0,32	19,5	0,062	5,13	300 × 200

Bước 3: Tính tổng trở lực

Bảng 9.51

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:

$$\Sigma \Delta p = 60,6 \times 1,4 = 84,84 \text{ Pa}$$

9.1.4.5. 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 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 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 ω_1 và tính kích thước đoạn ống đó.

Bước 2: Xác định tốc độ đoạn kế tiếp như sau:

- Xác định tỷ số $L_{td}/V^{0,61}$ dựa vào tính toán hoặc đồ thị ở hình 9.25 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, m;

V - lưu lượng gió trên đoạn đầu, m^3/s .

- Dựa vào tốc độ đoạn đầu ω_1 và tỷ số $a = L_{td}/V^{0,61}$, theo đồ thị hình 9.25 xác định tốc độ đoạn ống tiếp theo, tức là tốc độ sau đoạn rẽ nhánh thứ nhất ω_2 .

- Xác định kích thước đoạn ống thứ 2:

$$F_2 = \frac{V_2}{\omega_2} = a_2 b_2$$

V_2 - lưu lượng đoạn kế tiếp, m^3/s .

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.

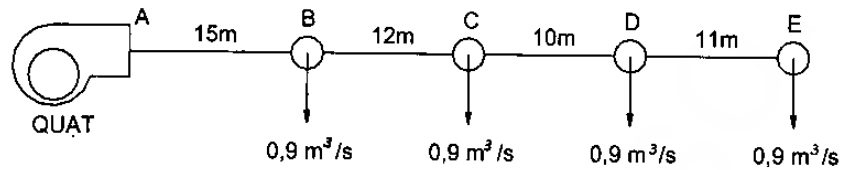
- Tốc độ cuối tuyến ống thấp hơn nên đảm bảo độ ồn cho phép.

- 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 đường ống dẫn gió cho hệ thống đường ống gió gồm 4 miệng thổi, mỗi miệng có lưu lượng gió là $0,9 m^3/s$. Kích thước các đoạn như trên hình 9.24.



Hình 9.24. 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: $V_1 = 4 \times 0,9 = 3,6 \text{ m}^3/\text{s}$;
- 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: $0,4 \text{ Pa/m}$.

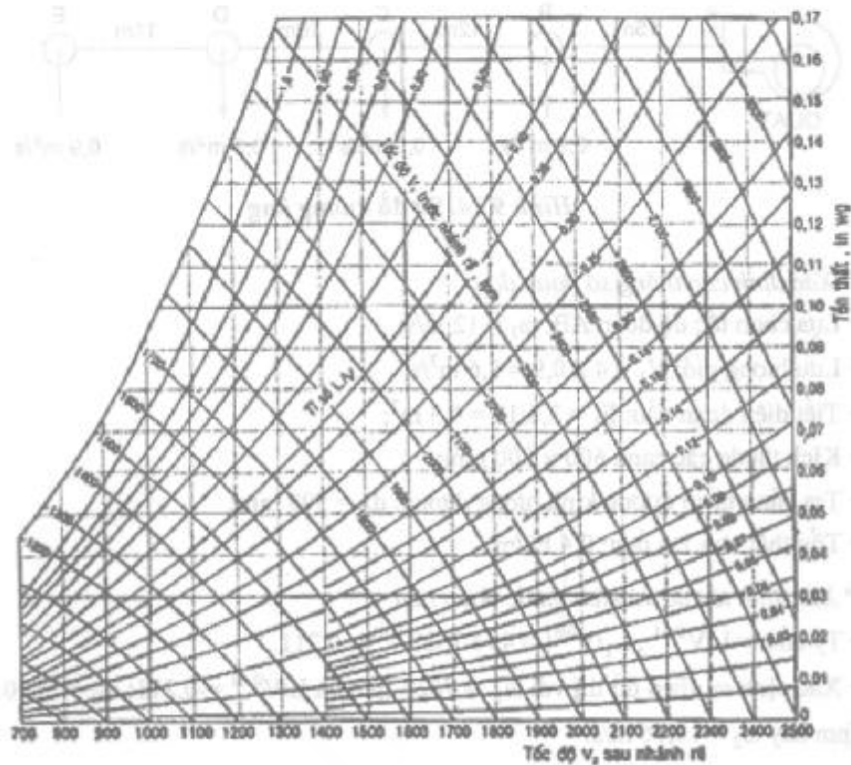
** Xác định tốc độ và kích thước đoạn tiếp*

- Tỷ số $a = L/V^{0,61}$: $L_1/V^{0,61} = 49 / 7628^{0,61} = 0,211$.
- Xác định ω_2 theo đồ thị với $\omega_1 = 7628 \text{ fpm}$ và $L/V^{0,61} = 0,211$: $\omega_2 = 2000 \text{ fpm}$ 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 9.52. Bảng kết quả tính toán

Tiết diện	Lưu lượng		Tốc độ		L_{td}		$L/Q^{0,61}$
	m^3/s	CFM	m/s	FPM	m	Ft	
AB	3,6	7628	12,00	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 9.25. Đồ thị xác định tốc độ đoạn ống kế tiếp

9.2. CÁC THIẾT BỊ PHỤ ĐƯỜNG ỐNG GIÓ

9.2.1. Van điều chỉnh lưu lượng gió

Công dụng: Dùng điều chỉnh lưu lượng gió cấp.

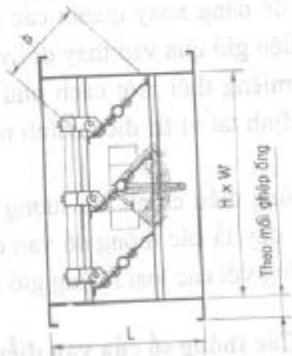
Phương pháp điều chỉnh: Bằng tay hoặc bằng động cơ.

Vị trí lắp đặt: Ngay trước các miệng thổi hoặc trên đường ống gió.

9.2.1.1. Cửa điều chỉnh gió kiểu lá sách cánh gấp một chiều

Van điều chỉnh gió kiểu lá sách thường hay được sử dụng để lắp đặt trên các đoạn đường ống và đầu ra trước các miệng thổi gió. Cửa có một hoặc một vài cánh, khi chiều cao nhỏ hơn hoặc bằng 200 mm thì chỉ có một cánh. Khi chiều rộng lớn hơn 500 mm thì cửa được chia thành nhiều phần, mỗi

phần chiều dài cánh không quá 500 mm. Kích thước chiều dài L phụ thuộc vào kích thước van điều chỉnh.



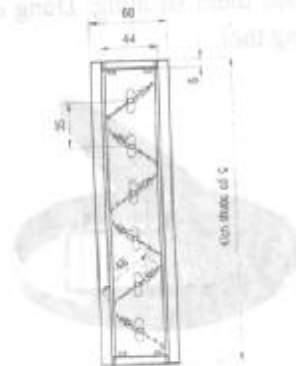
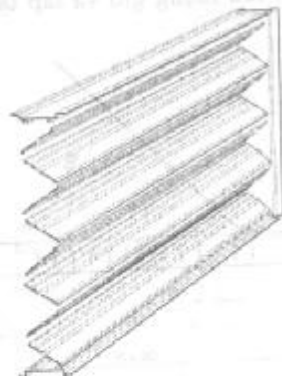
Hình 9.26. Van điều chỉnh kiểu lá sách gấp một chiều

Về cấu tạo: Cánh được làm từ tôn tráng kẽm dày 1,2 mm đến 1,6 mm. Có thể sơn hoặc không sơn bề mặt.

Công dụng: Dùng điều chỉnh gió trên đường ống vuông hoặc đầu ra các miệng thổi. Bộ phận điều chỉnh có thể bằng cơ khí hoặc bằng động cơ.

9.2.1.2. Cửa điều chỉnh gió kiểu lá sách cánh gấp đối xứng

Cấu tạo: Cửa điều chỉnh gió kiểu lá sách có tiết diện chữ nhật, gồm phần khung và phần cánh điều chỉnh.



Hình 9.27. Van điều chỉnh kiểu lá sách gấp đối xứng

Khung được làm từ nhôm định hình hoặc tôn độ dày khoảng 1,0 mm. Cánh cũng được làm từ nhôm định hình hoặc tôn dày 1,0 mm và có gân gia cường. Các cánh có thể dễ dàng xoay quanh các trục của nó. Khi thay đổi hướng các cánh thì tiết diện gió qua van thay đổi và do đó có thể khống chế lưu lượng gió đi ra các miệng thổi một cách phù hợp. Sau khi điều chỉnh xong, các cánh được cố định tại vị trí điều chỉnh nhờ cơ cấu cố định nằm ở bên ngoài khung van.

Đặc điểm sử dụng: Dùng điều chỉnh lưu lượng gió và lắp đặt liền cùng với các miệng thổi. Dưới đây là các thông số van điều chỉnh gió loại DGA của hãng Reetech tương ứng với các loại miệng gió lắp đặt.

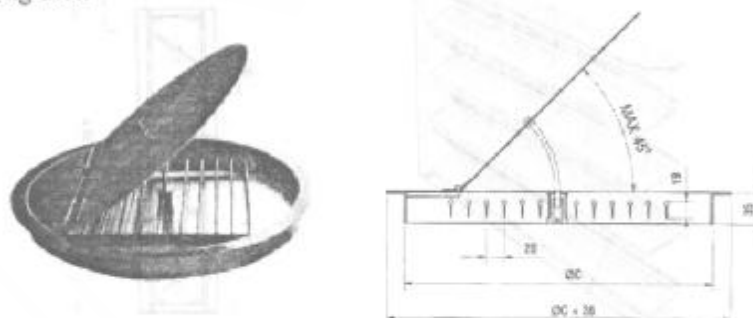
Bảng 9.53. Các thông số của van điều chỉnh gió kiểu lá sách cánh gấp đối xứng

Miệng thổi	150x150	225x225	300x300	375x375	450x450	525x525	600x600	675x675	750x750
Van đ/c	152x152	227x227	302x302	377x377	452x452	527x527	602x602	677x677	752x752

9.2.1.3. Cửa điều chỉnh gió tròn một cánh gấp

Cấu tạo: Gồm phần vỏ, cánh hướng và cánh điều chỉnh. Phần khung được làm từ tôn tráng kẽm, bên trong có các cánh hướng gió cố định, cánh điều chỉnh cũng được chế tạo từ tôn tráng kẽm. Cánh điều chỉnh được cố định nhờ chi tiết đỉnh ốc dính ở giữa cánh. Góc nghiêng cực đại của cánh là 45°.

Đặc điểm sử dụng: Dùng điều chỉnh lưu lượng gió và lắp tại hộp chụp miệng thổi.

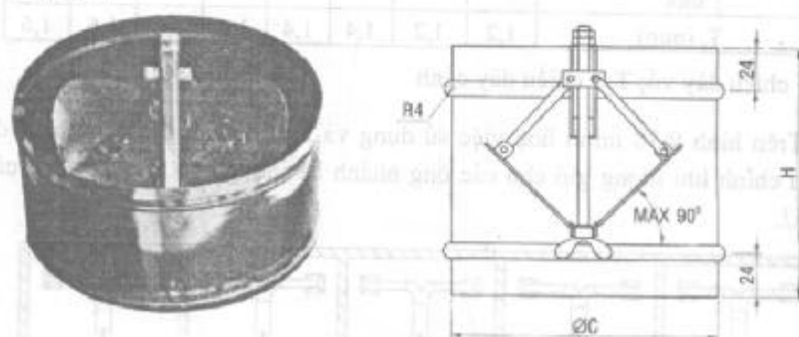


Hình 9.28. Van điều chỉnh tròn một cánh gấp

9.2.1.4. Cửa điều chỉnh gió tròn hai cánh gấp

Cấu tạo: Gồm phần vỏ và bộ phận cánh điều chỉnh. Vật liệu chế tạo là tôn tráng kẽm dày khoảng 1,2 mm. Cánh điều chỉnh gồm hai cánh hình bán nguyệt đối xứng nhau. Bộ phận điều chỉnh là một ốc vít ở giữa van có thể quay chuyển động lên xuống để thay đổi góc mở của cánh điều chỉnh.

Đặc điểm sử dụng: Dùng điều chỉnh lưu lượng gió và lắp tại hộp chụp miệng thổi.



Hình 9.29. Van điều chỉnh tròn 2 cánh gấp

Các thông số cơ bản của các van điều chỉnh tròn, hai cánh gấp của Reetech, model DGC như ở bảng 9.54.

Bảng 9.54. Các thông số của van điều chỉnh tròn, hai cánh gấp

Φ (mm)	95	145	195	245	295	345	395	445
H (mm)	90	140	190	240	290	340	390	440

9.2.1.5. Cửa điều chỉnh gió tròn cánh xoay

Cấu tạo gồm phần vỏ và bộ phận cánh điều chỉnh. Vật liệu chế tạo là tôn tráng kẽm hoặc thép tấm dày khoảng 1,2 mm.

Vị trí lắp đặt: Lắp cùng miệng thổi hoặc trên đường ống gió.

Bộ phận điều chỉnh: Bảng tay hoặc bảng động cơ.

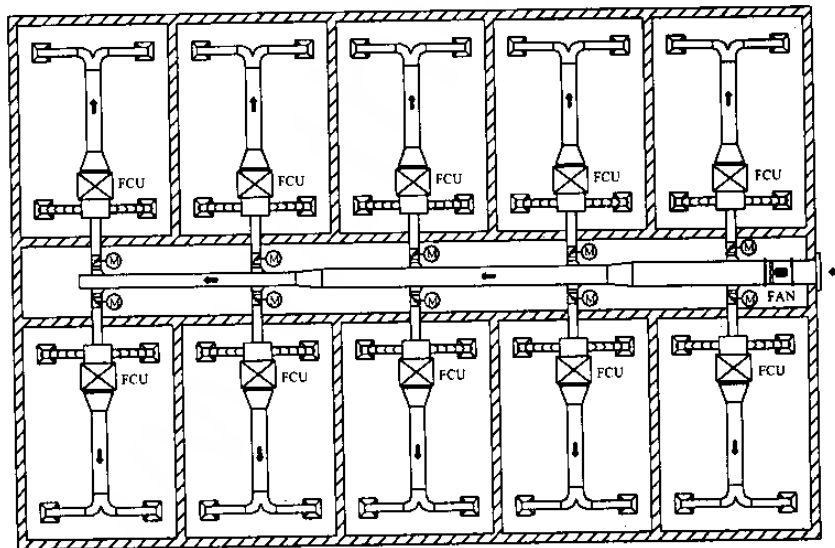
Các thông số cơ bản của các van điều chỉnh tròn, cánh xoay của hãng Reetech, model DGD như ở bảng 9.55.

Bảng 9.55. Các thông số của van điều chỉnh tròn, cánh xoay

Φ (mm)		95	145	195	245	295	345	395	445
L (mm)		120	190	240	290	340	390	440	490
T_v (mm)	Lắp với ống gió	1,0	1,0	1,2	1,2	1,2	1,5	1,5	1,5
	Lắp với miệng thổi	0,8	0,8	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
T_c (mm)		1,2	1,2	1,4	1,4	1,4	1,6	1,6	1,6

T_v - chiều dày vỏ; T_c - chiều dày cánh

Trên hình 9.30 minh họa việc sử dụng và lắp đặt van điều chỉnh M để điều chỉnh lưu lượng gió cho các ống nhánh hệ thống cấp gió tươi cho các FCU.



Hình 9.30. Lắp đặt van điều chỉnh trên đường ống

9.2.2. Van điều chặn lửa

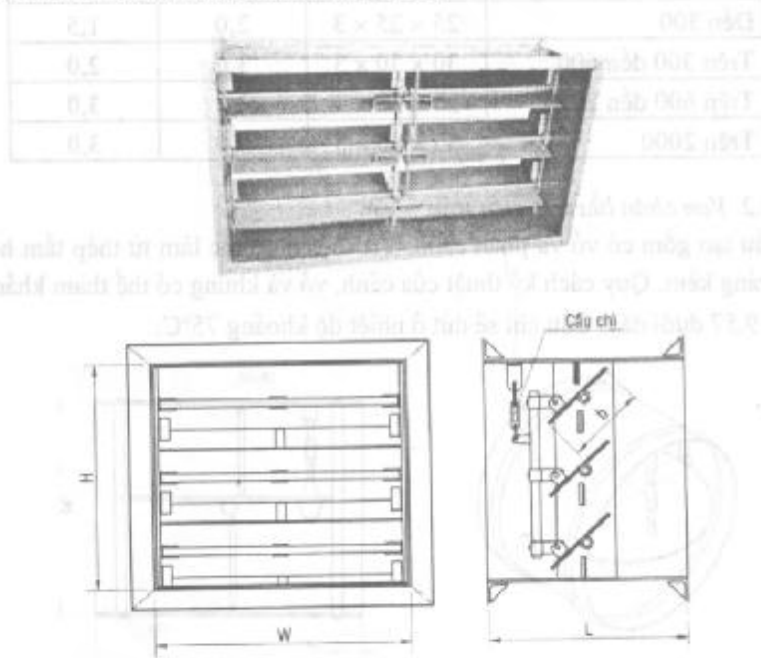
Để tránh hiện tượng ngọn lửa lây lan theo hệ thống đường ống gió từ khu vực bị hoả hoạn sang khu vực khác. Đối với các công trình quan trọng, ở vị

trí đường ống xuyên qua tường ngăn cách giữa các phòng, người ta có bố trí các van chặn lửa.

Khi xảy ra hoả hoạn, do nhiệt độ cao dây chì đứt và cửa tự động đóng lại và chặn không cho ngọn lửa lây lan theo đường ống sang phòng bên cạnh.

9.2.2.1. Van chặn lửa tiết diện chữ nhật, nhiều cánh

Cấu tạo gồm có khung, vỏ và phần cánh. Khung có thể làm từ thép L, vỏ có thể từ thép tấm hoặc tôn tráng kẽm, cánh được chế tạo từ thép tấm. Quy cách kỹ thuật của cánh, vỏ và khung có thể tham khảo từ bảng 9.56 dưới đây. Cầu chì sẽ đứt ở nhiệt độ khoảng 75°C.



Hình 9.31. Van chặn lửa tiết diện chữ nhật

Vị trí lắp đặt van chặn lửa: Lắp xuyên sàn và lắp xuyên tường. Đối với loại lắp xuyên sàn chiều dài khoảng 350 mm và có cơ cấu lò xo để đóng chặt hơn, tránh ảnh hưởng của trọng lực. Đối với loại xuyên tường chiều dài

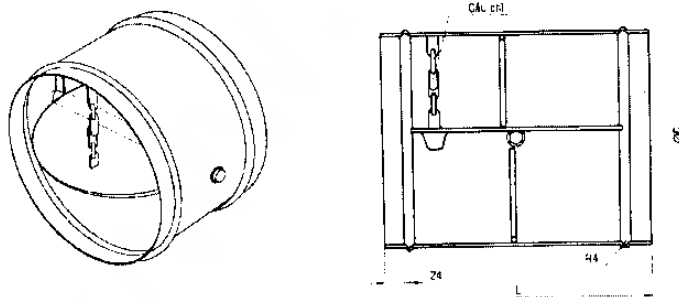
L = 150 hoặc 250 mm. Chiều rộng của các cánh không quá 200 mm và chiều dài không quá 500 mm. Khi kích thước lớn hơn thì ghép nhiều cánh. Van chặn lửa tiết diện chữ nhật được lắp cho các ống chữ nhật có cùng kích thước. Dưới đây là các kích thước cơ bản của van chặn lửa kiểu CLA của hãng Reetech.

Bảng 9.56. Các kích thước cơ bản của van chặn lửa CLA

Kích thước ống gió, mm	Kích thước khung, mm	Chiều dày vỏ, mm	Chiều dày cánh, mm
Đến 300	25 × 25 × 3	2,0	1,5
Trên 300 đến 600	30 × 30 × 3	3,0	2,0
Trên 600 đến 2000	30 × 30 × 3	3,0	3,0
Trên 2000	50 × 50 × 5	3,0	3,0

9.2.2.2. Van chặn lửa tiết diện tròn

Cấu tạo gồm có vỏ và phần cánh. Vỏ và cánh được làm từ thép tấm hoặc tôn tráng kẽm. Quy cách kỹ thuật của cánh, vỏ và khung có thể tham khảo từ bảng 9.57 dưới đây. Cầu chì sẽ đứt ở nhiệt độ khoảng 75°C.



Hình 9.32. Van chặn lửa tiết diện tròn

Vị trí lắp đặt van chặn lửa: Lắp xuyên sàn và lắp xuyên tường. Đối với loại lắp xuyên sàn chiều dài khoảng 350 mm và có cơ cấu lò xo để đóng chặt hơn, tránh ảnh hưởng của trọng lực. Đối với loại xuyên tường chiều dài L = 150 hoặc 250 mm. Chiều rộng của các cánh không quá 200 mm và

chiều dài không quá 500 mm. Van chặn lửa tiết diện tròn được lắp cho các ống tiết diện tròn có cùng kích thước. Dưới đây là các kích thước cơ bản của van chặn lửa tròn kiểu CLB của Reetech.

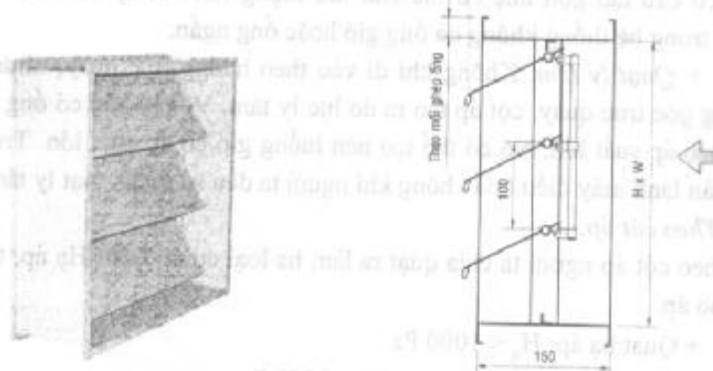
Bảng 9.57. Các kích thước cơ bản của van chặn lửa CLB

Kích thước ống gió Φ mm	Chiều dày vỏ mm	Chiều dày cánh mm
Đến 300	1,5	1,5
Trên 300 đến 600	2,0	2,0
Trên 600	3,0	3,0

9.2.3 Van giảm áp và van một chiều

Về cấu tạo van giảm áp và van một chiều rất giống nhau, tuy nhiên về công dụng có khác nhau.

Van giảm áp được lắp đặt trên tường ở đầu ra của các quạt nhằm làm giảm áp lực trên đường ống.



Hình 9.33. Van một chiều

Van một chiều được lắp trên đường ống nhằm ngăn cản hiện tượng dội ngược lại. Khi kích thước đường ống quá lớn, người ta chia cửa ra thành nhiều phần. Chiều dày của các cánh phụ thuộc vào tốc độ chuyển động của gió trên đường ống. Nếu tốc độ dưới 7,5 m/s thì chiều dày cánh là 0,6 mm. Nếu đạt tới 12 m/s thì chiều dày cánh là 1,2 mm. Kích thước trục xoay cũng phụ thuộc vào độ rộng của cửa và vào khoảng $\Phi 8 + \Phi 12$.

9.3 .TÍNH CHỌN QUẠT GIÓ

9.3.1. *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 hai loại quạt: Loại được lắp đặt trong các máy điều hoà hoặc quạt được sử dụng để thông gió.

Mỗi quạt đều được đặc trưng bởi các thông số cơ bản sau:

- Lưu lượng gió, V , m^3/s hoặc m^3/h .
- Cột áp H_q , Pa hoặc mmH_2O

- *Phân loại*

- *Theo đặc tính khí động*

Theo đặc tính khí động của không khí người ta chia ra làm hai loại quạt: quạt hướng trục và quạt ly tâm.

+ *Quạt hướng trục*: Không khí vào và ra đi dọc theo trục. Quạt hướng trục có cấu tạo gọn nhẹ có thể cho lưu lượng lớn với áp suất bé. Thường dùng trong hệ thống không có ống gió hoặc ống ngắn.

+ *Quạt ly tâm*: Không khí đi vào theo hướng trục quay, nhưng đi ra vuông góc trục quay, cột áp tạo ra do lực 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 hầu hết dàn lạnh máy điều hoà không khí người ta đều sử dụng quạt ly tâm.

- *Theo cột áp*:

Theo cột áp người ta chia quạt ra làm ba loại có áp suất: Hạ áp, trung áp và cao 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*

Theo công dụng người ta chia quạt ra rất nhiều loại khác nhau:

- + Quạt gió
- + Quạt khối
- + Quạt bụi
- + Quạt thông hơi...

9.3.2. Các loại quạt gió

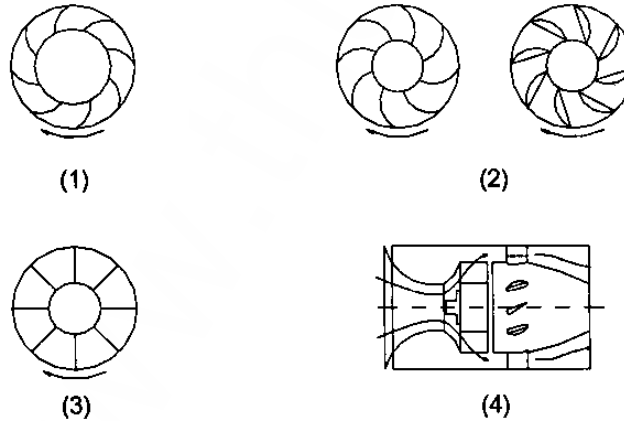
9.3.2.1. Quạt ly tâm

Quạt ly tâm có nhiều dạng khác nhau. Đặc điểm chung của quạt ly tâm là phải có vỏ quạt để tạo cột áp lớn.

a) Theo đặc điểm cánh quạt có thể chia quạt ly tâm ra các dạng chính sau:

- 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).

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. Động cơ dẫn động thường được gắn trực tiếp lên trục quạt hoặc dẫn động bằng đai.



Hình 9.34. Các loại quạt ly tâm

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 trong khoảng 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 hai 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 cho động cơ. Nhược điểm của quạt RB là giá thành cao và hiệu suất không cao. Hiệu suất cực đại có thể đạt 68%.

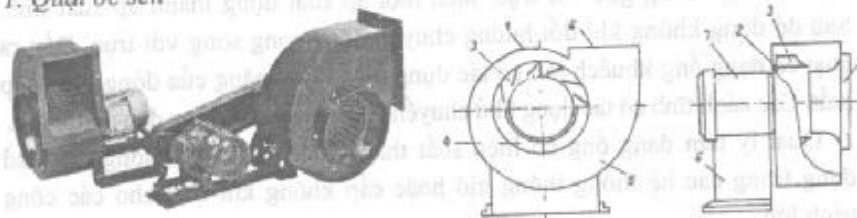
4. Quạt ly tâm dạng ống (TC)

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° 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.

b) Theo đặc điểm cấu tạo

1. Quạt ốc sên



Hình 9.35. Quạt ly tâm

Nguyên lý làm việc của quạt ốc sên như sau: Dòng không khí theo cửa lấy gió 4 đi vào guồng cánh 2 theo hướng dọc trục. Khi cánh quay sẽ ép dòng không khí lên vỏ quạt 1, dòng bị hãm và biến động năng thành áp suất. Ống khuếch tán có dạng côn, tiết diện tăng dần có tác dụng biến một phần áp suất động thành áp suất tĩnh. Như vậy dòng không khí đi ra quạt có áp suất khá lớn và hướng chuyển động thay đổi theo phương tiếp tuyến với guồng cánh.

Trong điều hoà không khí người ta thường sử dụng dạng quạt ly tâm với guồng cánh gồm nhiều cánh nhỏ gọi là quạt lồng sóc, quạt này có độ ồn nhỏ.



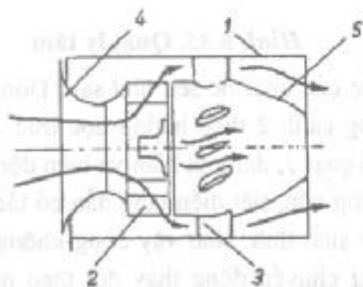
Hình 9.36. Guồng cánh quạt ly tâm của các máy điều hoà

2. Quạt ly tâm dạng ống

Quạt ly tâm dạng ống (tubular centrifugal hoặc in-line centrifugal fan) có cấu tạo gồm một ống trục 1 có tác dụng nắn dòng ly tâm thành dòng hướng trục, guồng cánh 2 (từ 6-12 cánh) có gắn các cánh tĩnh 3, miệng hút gió 4 và ống côn 5. Khi làm việc, dòng không khí đi vào từ miệng hút gió, chuyển

động song song dọc trục, sau đó được các cánh gia tốc và dồn ép lên vỏ quạt theo hướng vuông góc với trục, biến một áp suất động thành áp suất tĩnh. Sau đó dòng không khí đổi hướng chuyển động song song với trục. Đầu ra quạt có dạng ống khuếch tán có tác dụng biến động năng của dòng thành áp suất. Các cánh tĩnh có tác dụng khử chuyển động xoáy của dòng đầu ra ống trụ.

Quạt ly tâm dạng ống có hiệu suất thấp và độ ồn cao, thường được sử dụng trong các hệ thống thông gió hoặc cấp không khí tươi cho các công trình lớn.

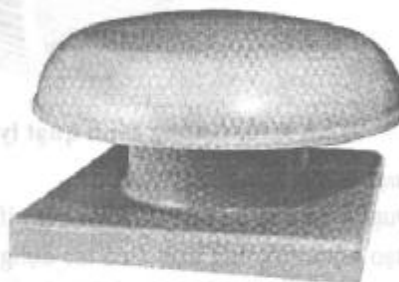
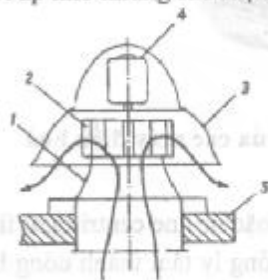


Hình 9.37. Quạt ly tâm dạng ống

3. Quạt mái

Quạt ly tâm lắp mái thường được sử dụng để hút thải gió từ các hộp kỹ thuật của các toà nhà cao tầng thải bỏ ra ngoài.

Cấu tạo và nguyên lý làm việc của quạt gồm các bộ phận chính như sau: Không khí từ hộp kỹ thuật phía dưới được hút lên theo ống hút 1, sau đó được guồng cánh 2 gia tốc và ép lên vỏ bảo vệ 3 và thoát ra ngoài. Quạt mái có cột áp nhỏ nhưng lưu lượng lớn.



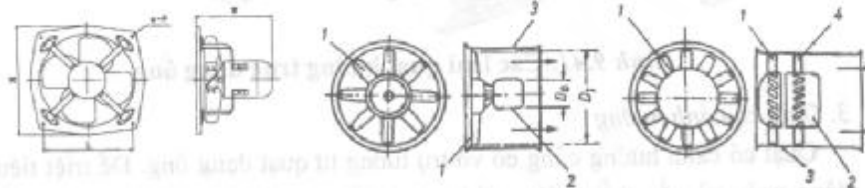
1- Ống hút; 2- Guồng cánh; 3- Chụp bảo vệ; 4- Động cơ; 5- Sàn mái

Hình 9.38. Quạt ly tâm lắp mái

9.3.2.2. Quạt hướng trục

Quạt hướng trục có nhiều kiểu loại, nhưng phổ biến nhất là các loại quạt hướng trục sau:

- Quạt dọc trục kiểu chong chóng;
- Quạt hướng trục dạng ống;
- Quạt hướng trục dạng ống có cánh hướng.

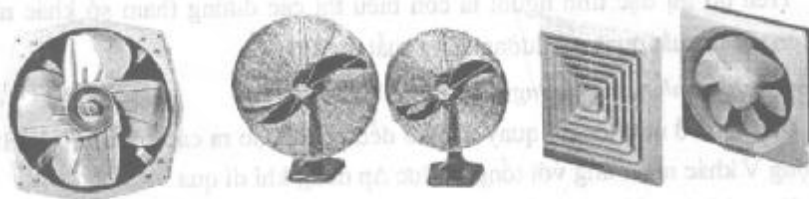


Hình 9.39. Các loại quạt hướng trục

Đối với quạt hướng trục các đặc tính của nó phụ thuộc rất lớn vào tỷ số đường kính chân cánh và đỉnh cánh $R_h = D_0/D_1$.

1. Quạt hướng trục dạng chong chóng

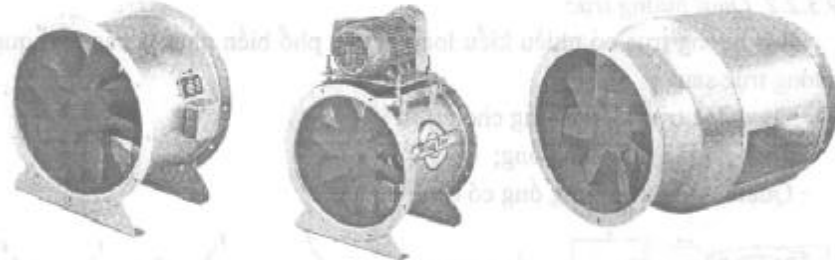
Sử dụng tương đối rộng rãi, có 3 đến 6 cánh, tỷ số R_h nhỏ hơn 0,15 nên cột áp bé trong khi lưu lượng lớn. Loại quạt hướng trục kiểu chong chóng thường thêm vành cánh hay vành đĩa phía trước. Quạt chong chóng có cấu tạo và hình dáng bên ngoài rất khác nhau.



Hình 9.40. Các loại quạt chong chóng

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.



Hình 9.41. Các loại quạt hướng trục dạng ống

3. Quạt có cánh hướng

Quạt có cánh hướng cũng có vỏ trụ tương tự quạt dạng ống. Để triệt tiêu dòng xoáy và nấn 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 $R_h > 0,3$, nên có khả năng tạo ra áp suất cao và lưu lượng lớn. Số lượng cánh thường nhiều từ 8 đến 16 cánh.

9.3.3 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 η_q , đường công suất quạt N_q .

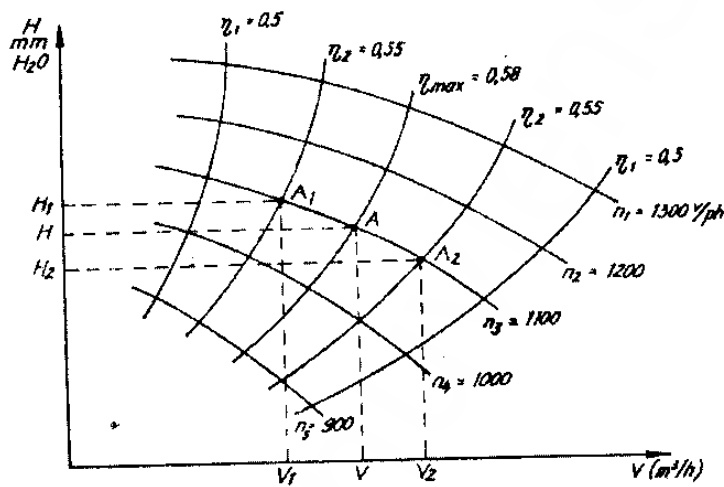
- *Đặc tính mạng đường ống*

Mỗi 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 Δp 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 chỉ ít càng gần η_{max} càng tốt.



Hình 9.42. Đồ thị đặc tính của quạt

9.3.4. 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 V_v của thiết bị xử lý không khí đã xác định ở trong chương 4.

$$V = \frac{Q_o}{\rho(I_c - I_o)} \quad (9-42)$$

Q_o - công suất lạnh của dàn lạnh, W;

I_c, I_o - entanpi của không khí vào ra dàn lạnh, J/kg;

ρ - 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:

$$V_k = \frac{Q_k}{\rho \cdot C_p \cdot (t_k - t'_k)} \quad (9-43)$$

trong đó: Q_k - công suất giải nhiệt của dàn ngưng, kW.

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 tiết của quạt H_q chọn theo áp suất khí quyển và nhiệt độ chất khí:

$$H_q = H_{tt} \cdot \frac{273 + t}{293} \cdot \frac{760}{B} \cdot \frac{\rho_k}{\rho_{kk}} \quad (9-44)$$

ρ_k, ρ_{kk} - khối lượng riêng của chất khí và không khí tính ở 0°C và $B_o = 760 \text{ mmHg}$.

- Nếu quạt tải bụi hoặc các vật rắn khác (bông, vải, sợi...) thì chọn:

$$H_q = 1,1 \cdot (1 + K \cdot N) \cdot H_{tt} \quad (9-45)$$

K - hệ số tùy thuộc vào tính chất của bụi.

N - nồng độ khối lượng của hỗn hợp được vận chuyển.

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 η_{\max}).

6) Định điểm làm việc của quạt, 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 $u \leq 40 \div 45$ m/s để tránh gây ồn quá mức. Riêng quạt có kích thước lớn hơn $D_o \geq 1000$ mm cho phép chọn $u \leq 60$ m/s.

7) Công suất yêu cầu trên trục:

$$N_q = V_q \cdot H_q \cdot 10^{-3} / \eta_q, \text{ kW} \quad (9-46)$$

trong đó V_q m³/s và H_q , Pa.

Với quạt hút bụi hoặc quạt tải:

$$N_q = 1,2 \cdot V_q \cdot H_q \cdot 10^{-3} / \eta_q, \text{ kW} \quad (9-47)$$

8) Công suất đặt của động cơ:

$$N_{dc} = N_q \cdot K_{dt} / \eta_{td}$$

η_{td} - hiệu suất truyền động.

+ Trực 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 9.58

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 tra tốc độ dài trên đỉnh quạt. Tốc độ đó không được quá lớn:

$$\omega = \pi \cdot D_1 \cdot n < 40 \div 45 \text{ m/s.}$$

Chương 10

HỆ THỐNG ĐƯỜNG ỐNG TRONG ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ

Trong 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 mùa đông;
- 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.

10.1. HỆ THỐNG ĐƯỜNG ỐNG DẪN NƯỚC

10.1.1. Vật liệu đường ống

Người ta sử dụng nhiều loại vật liệu khác nhau làm đường ống cụ thể như ở bảng 10.1.

Bảng 10.1. 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 cặn	- 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

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 10.2, 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 10.2. Đặc tính của đường ống thép

Đường kính danh nghĩa		Đường kính trong,	Đường kính ngoài,	Áp suất làm việc,	Loại
in	mm	mm	mm	at	
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

Bảng 10.2 (tiếp theo)

Đường kính danh nghĩa		Đường kính trong, mm	Đường kính ngoài, mm	Áp suất làm việc, at	Loại
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 10.3 cho các đặc tính kỹ thuật của một số loại ống đồng khác nhau.

10.1.2. Sự giãn nở vì nhiệt của các loại đường ống

Trong quá trình làm việc, nhiệt độ của nước luôn thay đổi trong một khoảng 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 10.4 cho 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 10.3. 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

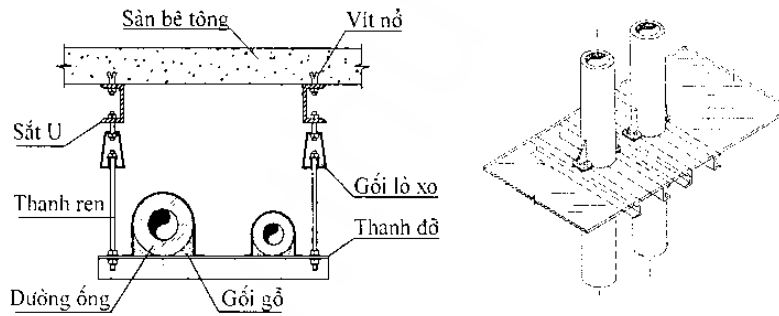
Bảng 10.4. Mức độ giãn nở đường ống

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 trên, trong thực tế để bù giãn nở người ta còn sử dụng các roăng giãn nở, dùng ống mềm cao su nếu nhiệt độ cho phép.

10.1.3. Giá đỡ đường ống

Để treo đỡ đường ống người ta thường sử dụng các loại sắt chữ I 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 quy 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.



Hình 10.1. Giá đỡ đường ống nước

Bảng 10.5. 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 ÷ 304,8	4,877
355,6 ÷ 609,6	6,096

Bảng 10.6. 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

10.2. TÍNH TOÁN ĐƯỜNG ỐNG DẪN NƯỚC

10.2.1. 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:

$$G_n = \frac{Q_k}{C_p \cdot \Delta t_x} \quad (10-1)$$

- Lưu lượng nước lạnh:

$$G_{nl} = \frac{Q_o}{C_p \cdot \Delta t_o} \quad (10-2)$$

- Lưu lượng nước nóng:

$$G_{nn} = \frac{Q_{SI}}{C_p \cdot \Delta t_{nn}} \quad (10-3)$$

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;

Δt_n , Δt_{nl} , Δt_{nn} - độ chênh nhiệt độ nước vào ra bình ngưng, bình bay hơi và bộ sấy. Thường $\Delta t \approx 3 \div 5^\circ\text{C}$;

C_p - nhiệt dung riêng của nước, $C_p \approx 4186 \text{ J/kg.K}$.

Đọc theo tuyến ống lưu lượng thay đổi vì vậy cần phải thay đổi tiết diện đường ống một cách tương ứng.

10.2.2. Chọn tốc độ nước trong đường ống

Tốc độ của nước chuyển động trong đường ống phụ thuộc hai 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 10.7. 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

10.2.3. Xác định đường kính ống dẫn

Trên cơ sở lưu lượng và tốc độ trong từng đoạn ống tiến hành xác định đường kính trong của ống như sau:

$$d = \sqrt{\frac{4.V}{\pi.\omega}}, \text{ m} \quad (10-4)$$

trong đó:

V- lưu lượng thể tích nước chuyển động qua đoạn ống đang tính, m³/s:

$$V = G/\rho$$

G - lưu lượng khối lượng nước chuyển động qua ống, kg/s;

ρ - khối lượng riêng của nước, kg/m³;

ω - tốc độ nước chuyển động trên ống, được lựa chọn theo bảng 10.7, m/s.

10.2.4. Xác định tổn thất áp suất

Có hai cách xác định tổn thất áp lực trên đường ống:

- Phương pháp xác định theo công thức;

- Xác định theo đồ thị.

10.2.4.1. Xác định tổn thất áp suất bằng tính toán

Tổn thất áp lực được xác định theo công thức:

$$\Sigma \Delta p = \Sigma \Delta p_{ms} + \Sigma \Delta p_{cb} \quad (10-5)$$

trong đó:

Δp_{cb} , Δp_{ms} - tổn thất áp suất cục bộ và tổn thất áp suất ma sát, N/m²:

$$\Delta p_{cb} = \xi \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} = \lambda \cdot \frac{l_{tđ}}{d} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \quad (10-6)$$

$$\Delta p_{ms} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \quad (10-7)$$

* Hệ số trở lực ma sát λ

- Khi chảy tầng $Re = \omega d / \nu < 2 \cdot 10^3$, ta có:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (10-8)$$

- Khi chảy rối $Re > 10^4$, ta có:

$$\lambda = \frac{1}{(1,82 \cdot \log Re - 1,64)^2} \quad (10-9)$$

* Hệ số ma sát cục bộ lấy theo bảng 10.8.

Bảng 10.8. Hệ số ma sát

Vị trí	Hệ số ξ
- Từ bình vào ống	0,5
- Qua van	2 ÷ 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 cổng 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:

$$\xi = \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2 \quad (10-10)$$

trong đó: F_1, F_2 - 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 10.9. Cần lưu ý là tốc độ dòng để tính tổn thất trong trường hợp này là ở đoạn ống có đường kính nhỏ.

Bảng 10.9. Hệ số ma sát đoạn ống đột mở

Tỷ số F_2/F_1	Hệ số ξ
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 ξ , người ta còn có cách quy đổi ra tổn thất ma sát tương đương và ứng với nó là chiều dài tương đương.

Bảng 10.10, 10.11 và 10.12 dưới đây cho chiều dài tương đương của một số thiết bị đường ống nước.

Bảng 10.10. 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
1/2	5,486	2,743	2,134	2,134	0,213	1,829	-	0,914	dạng cầu
3/4	6,705	3,353	2,743	2,743	0,274	2,438	-	1,219	giống
1	8,839	4,572	3,657	3,657	0,305	3,048	-	1,524	van cầu
1 ^{1/4}	11,582	6,096	4,572	4,572	0,457	4,267	-	2,743	
1 ^{1/2}	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 ^{1/2}	21,031	10,668	8,839	8,839	0,853	7,620	8,534	6,096	Van 1 chiều
3	25,603	13,106	10,668	10,668	0,975	9,144	12,800	12,192	dạng góc
3 ^{1/2}	30,480	15,240	12,496	12,496	1,219	10,668	14,630	-	giống
4	36,576	17,678	14,325	14,325	1,372	12,192	18,288	-	van góc
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 10.11. Chiều dài tương đương của tê, cắt

Đường kính, in	Cắt 90° chuẩn	Cắt 90° dài	Cắt 90° ren trong ren ngoài	Cắt 45° chuẩn	Cắt 45° ren trong ren ngoài	Cắt 180° chuẩn	Tê			
							Đường nhánh	Đường chính		
								Φ không đổi	Φ giảm 25%	Φ 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 ^{1/4}	1,006	0,701	1,707	0,518	0,914	1,707	2,133	0,701	0,945	1,006
1 ^{1/2}	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

Bảng 10.11 (tiếp theo)

2 ^{1/2}	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 ^{1/2}	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	9,144	5,791	-	4,877	-	15,240	18,288	5,791	7,925	9,144
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 10.12. Chiều dài tương đương của một số trường hợp đặc biệt

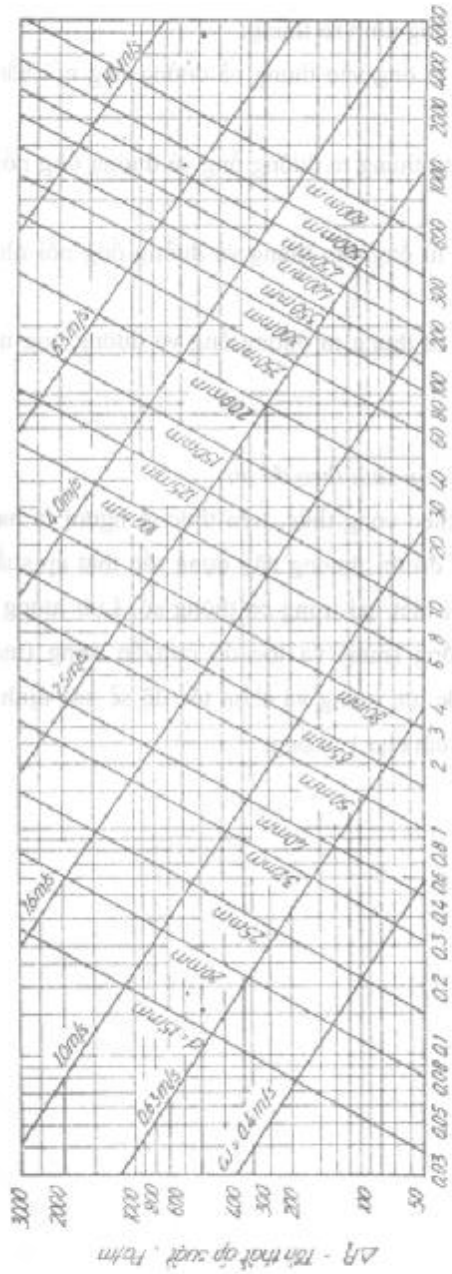
Đường kính		Độ mở, d/D			Độ thu, d/D			Đường ống nối vào thùng			
in	mm	1/4	1/2	3/4	1/4	1/2	3/4	(1)	(2)	(3)	(4)
3/8	9,525	0,427	0,244	0,092	0,213	0,152	0,091	0,457	0,244	0,457	0,335
1/2	12,7	0,548	0,335	0,122	0,274	0,213	0,122	0,548	0,305	0,548	0,457
3/4	19,05	0,762	0,457	0,152	0,366	0,305	0,152	0,853	0,427	0,853	0,67
1	25,4	0,975	0,609	0,213	0,487	0,356	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	1,959	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	10,668
10	254	-	9,753	3,353	-	6,096	3,353	18,288	8,839	18,288	14,02
12	304,8	-	12,50	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:

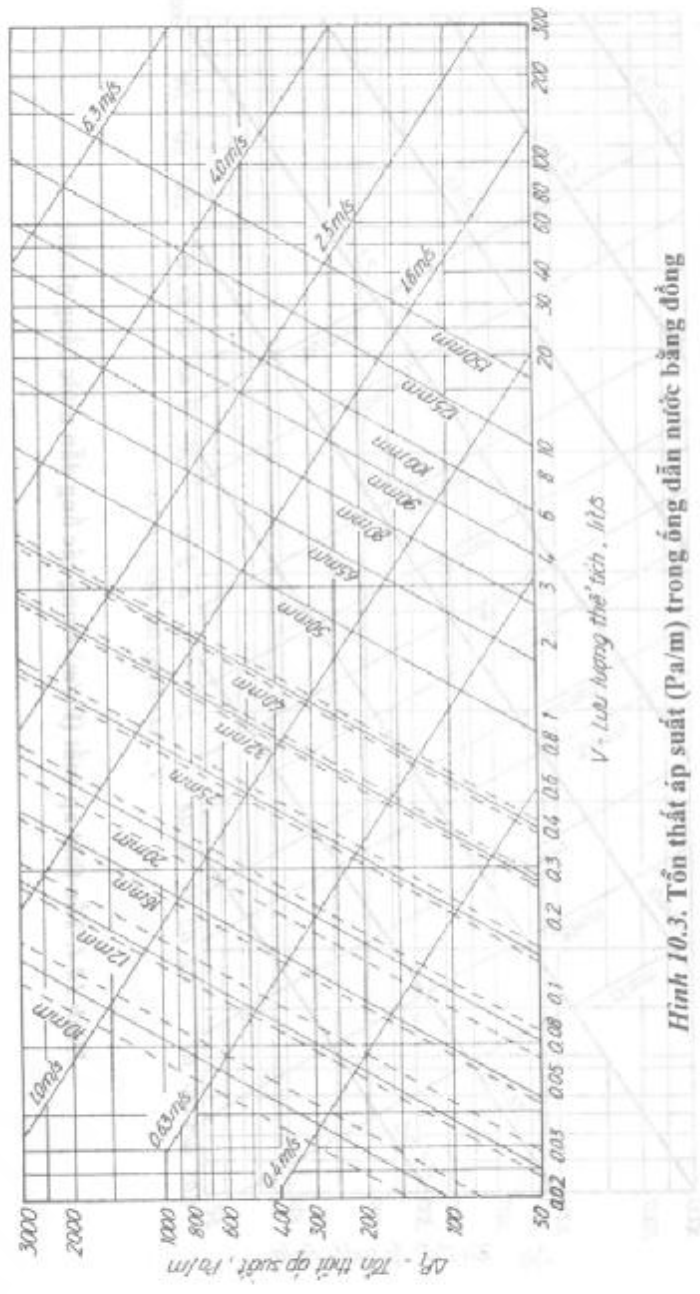
- 1) Nước chuyển động từ ống vào thùng và đường ống nối bằng mặt với cạnh thùng.
- 2) Nước chuyển động từ thùng ra đường ống và đường ống nối bằng mặt với cạnh thùng.
- 3) Nước chuyển động từ ống vào thùng và đường ống nối nhô lên khỏi cạnh thùng.
- 4) Nước chuyển động từ thùng ra đường ống và đường ống nối nhô lên khỏi cạnh thùng.

10.2.4.2. Xác định tổn thất áp suất theo đồ thị

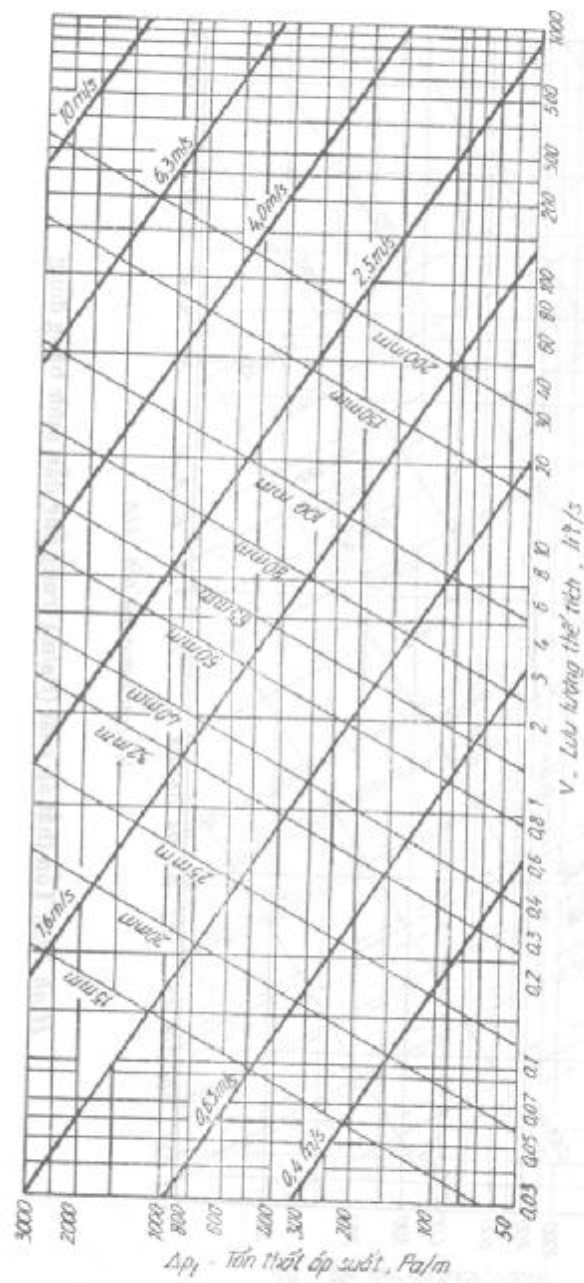
Ngoài cách xác định theo công thức, trên thực tế người ta hay sử dụng phương pháp đồ thị. Các đồ thị thường xây dựng tổn thất áp suất cho 1 m chiều dài đường ống. Khi biết hai trong ba thông số: Lưu lượng nước tuần hoàn (l/s), đường kính ống (mm) và tốc độ chuyển động (m/s). Thông thường chúng ta biết trước lưu lượng và chọn tốc độ sẽ xác định được kích thước ống và tổn thất áp suất cho 1 m ống.



Hình 10.2. Tổn thất áp suất (Pa/m) trên ống dẫn thép đơn Schedule 40



Hình 10.3. Tổn thất áp suất (Pa/m) trong ống dẫn nước bằng đồng



Hình 10.4. Tổn thất áp suất (Pa/m) trong các ống dẫn nước bằng plastic

Trên hình 10.2 là đồ thị xác định tổn thất áp suất (Pa/m) trong các đường ống dẫn thép đen Schedule 40.

Trên hình 10.3 biểu diễn đồ thị xác định tổn thất áp suất (Pa/m) trong các ống dẫn đồng loại K, L, M

Hình 10.4 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 $\Phi 100$ mm trước đầu đẩy bơm, biết chiều dài tổng là 50 m, một van cửa và có 6 cút 90°.

- Chiều dài tương đương của 6 cút 90°:

$$l_{d1} = 6 \times 3,048 \text{ m} = 18,28 \text{ m}$$

- Chiều dài tương đương của van chặn:

$$l_{d2} = 1,362 \text{ m}$$

- 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 $\omega = 3$ m/s.

- Căn cứ vào đồ thị ở hình 10.2, xác định được $L = 25$ Li/s và $\Delta p = 800$ Pa/m.

- Tổng tổn thất trên toàn tuyến

$$\Sigma \Delta p = 69,652 \times 800 = 55.722 \text{ Pa} = 0,557 \text{ bar}$$

10.3. THÁP GIẢI NHIỆT VÀ BÌNH GIẢN NỒ

10.3.1. 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 10.5 trình bày cấu tạo của một tháp giải nhiệt.

Cấu tạo của tháp giải nhiệt gồm: Thân và đáy tháp bằng nhựa composit. Bên trong có các khối sợi nhựa có tác dụng làm tối nước, tăng bề mặt tiếp xúc, thường có hai khối. Ngoài ra bên trong còn có hệ thống ống phun nước,



Hình 10.5. Tháp giải nhiệt RINKI (Hồng Kông)

quạt hướng trục. Hệ thống ống phun nước quay xung quanh trục khi có nước phun. Động cơ 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 10.13 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_n - nhiệt dung riêng của nước: $C_n = 1 \text{ kcal/kg.độ}$;

Δt_n - độ chênh lệch nhiệt độ nước vào ra tháp $\Delta t_n = 4^\circ\text{C}$.

Bảng 10.13. Bảng đặc tính kỹ thuật của tháp giải nhiệt RINKI

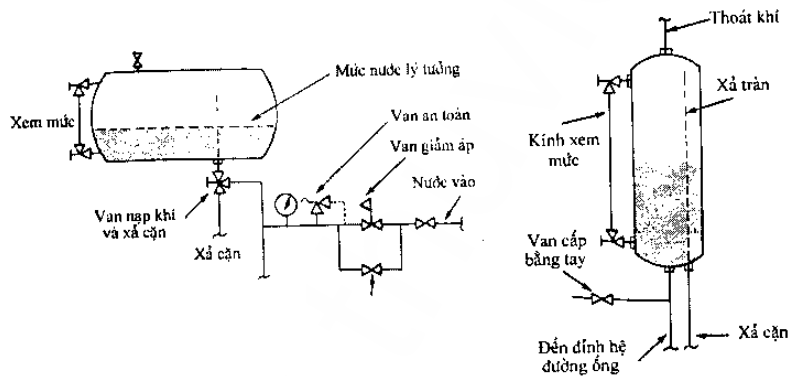
Model	LL (L/s)	Kích thước			Đường ống				Quạt			Khối lượng		Độ ồn dB		
		m	h	H	D	Vỏ	Ra	Xả trần	Xả đáy	Bể sục	m ³ /ph	Φ mm	kW		Tính	Cơ nước
FRE-8	1,63	170	950	1600	930	40	40	25	15		70	530	0,20	54	185	46,0
10	2,17	170	1085	1735	930	40	40	25	15		85	630	0,20	58	195	50,0
15	3,25	170	990	665	1170	50	50	25	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	103	400	55,0
30	6,5	180	1230	2032	1400	80	80	25	15		230	760	0,75	114	420	56,0
40	9,57	200	1230	2052	1590	80	80	25	15		280	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	2470	125	125	50	20		620	1200	2,25	355	1265	59,5
100	21,7	270	1695	2875	2900	125	125	50	20		680	1500	2,25	510	1850	61,0
125	27,1	270	1740	3000	2900	150	150	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	2500	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	2850	56,5
300	65	680	1960	3850	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	2860	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

10.3.2. Bình 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 trên toàn hệ thống gây ra, ngoài ra bình còn có chức năng bổ sung nước cho hệ thống trong trường hợp cần thiết.

Có hai 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.



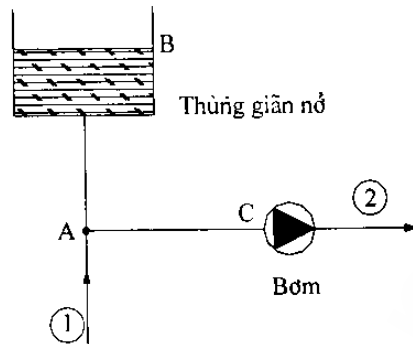
a) Bình kiểu kín

b) Bình kiểu hở

Hình 10.6. Bình giãn nở

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.

Trên hình 10.7, 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.



Hình 10.7. Lắp đặt thùng giãn nở

Để tính toán thể tích bình giãn nở, chúng ta căn cứ vào dung tích nước của hệ thống và mức độ tăng thể tích của nước theo nhiệt độ cho ở bảng 10.14.

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.

Bảng 10.14. Giãn nở thể tích nước theo nhiệt độ

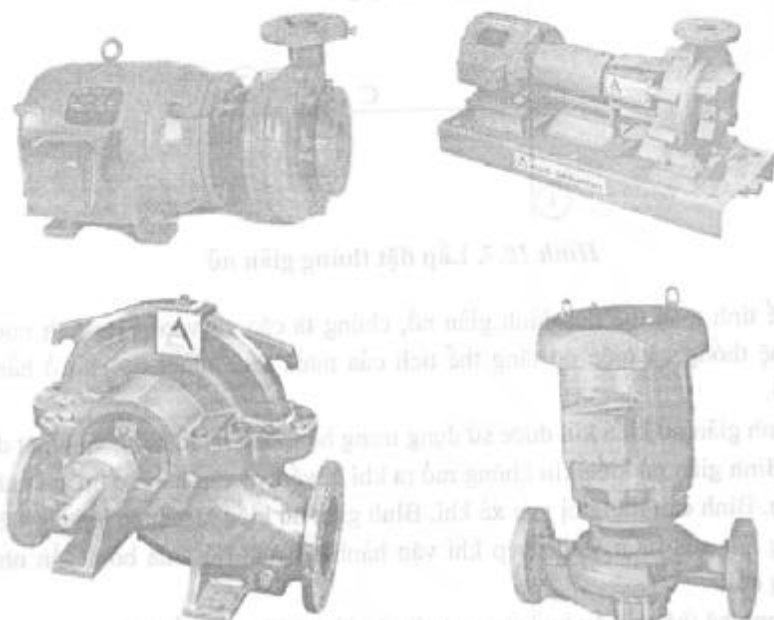
t, °C	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
% thể tích	0,02	0,11	0,19	0,28	0,37	0,46	0,55	0,69	0,90	1,11
t, °C	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
% thể tích	1,33	1,54	1,76	2,11	2,49	2,85	3,10	3,35	3,64	4,00

10.4. CÁC LOẠI BƠM

10.4.1. Khái niệm và phân loại bơm

Bơm nước được chia làm hai loại chủ yếu sau: Bơm hướng trục và bơm ly tâm. Bơm hướng trục thường được sử dụng để bơm nước giải nhiệt cho bình ngưng. Bơm ly tâm được sử dụng để bơm nước lạnh hoặc nước nóng cho các hệ tiêu thụ.

Trên hình 10.8 là một số bơm ly tâm thường được sử dụng trong điều hoà không khí.



Hình 10.8. Một số loại bơm nước

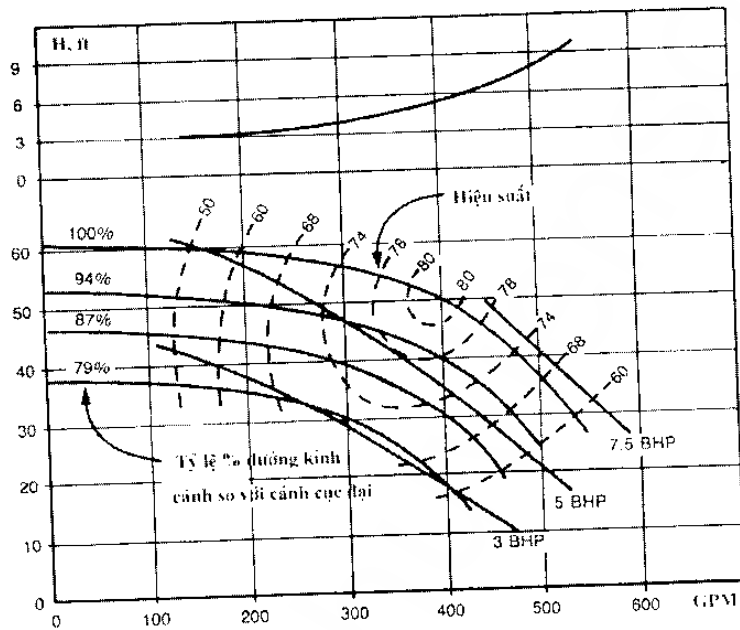
10.4.2. Đặc tính của bơm

Cũng như quạt, bơm cũng có đường đặc tính tương tự như vậy. Đường đặc tính của bơm biểu thị quan hệ giữa cột áp với lưu lượng ở hiệu suất bơm khác nhau, đường kính ống dẫn và công suất bơm.

10.4.3. Tính chọn bơm

Nguyên tắc cơ bản để chọn bơm:

- Chọn loại bơm phù hợp: Đối với hệ thống nước giải nhiệt, đường ống ngắn, không phức tạp có thể chọn bơm hướng trục. Riêng hệ thống nước lạnh hoặc nước nóng do đường ống dẫn đến các hộ tiêu thụ khá xa, trở lực khá lớn vì thế thường người ta chọn bơm ly tâm.



Hình 10.9. Đồ thị đặc tính của bơm nước

- Một trong những yêu cầu quan trọng của các bơm nước trong điều hoà không khí là độ ổn do bơm gây ra nhỏ. Vì vậy yêu cầu bơm có độ ổn và tải trọng động khi làm việc phải nhỏ, đặc biệt khi đặt bơm ở các tầng cao, cần phải lắp đặt trên các bộ giảm chấn. Về nguyên tắc bơm có tốc độ càng thấp thì độ ổn càng bé càng tốt, thường có hai loại tốc độ 2850 vòng/phút và 1450 vòng/phút.

- Đối với các hệ thống điều hoà công suất lớn, công suất lạnh dễ dàng thay đổi theo phụ tải thực tế nhờ các cơ cấu giảm tải. Muốn hệ thống hoạt động kinh tế bơm nước lạnh và nước giải nhiệt cần trang bị bộ biến tần thay đổi tốc độ quay để thay đổi năng suất một cách tương ứng. Trong điều kiện không thực hiện được cần chọn bơm có đặc tính phù hợp.

- Lưu lượng và cột áp của bơm phù hợp với yêu cầu, trong điều kiện hiệu suất bơm cao nhất trong quá trình vận hành.

• Cột áp của bơm

Trong trường hợp tổng quát, cột áp yêu cầu của bơm phải lớn hơn tổng

tổng thất trở lực và cột áp thuỷ tĩnh mà bơm cần khắc phục:

$$H > \Delta H_t + \Sigma P_{cb} + \Sigma P_{ms} \quad (10-11)$$

Đối với hệ thống kín, tổng cột áp thuỷ tĩnh mà bơm cần khắc phục triệt tiêu nhau $\Delta H_t = 0$ nên cột áp yêu cầu:

$$H > \Sigma P_{cb} + \Sigma P_{ms} \quad (10-12)$$

10.4.4. Các thông số một số loại bơm

Hiện nay, các hệ thống điều hoà không khí ở nước ta thường hay sử dụng các loại bơm của các hãng EBARA (Nhật) và PENTAX (Ý) về hình thức và chất lượng các loại bơm này rất giống nhau.

Các bảng 10.15, 10.16 giới thiệu một số thông số kỹ thuật của các loại bơm đó.

10.5. 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 10.10 trình bày sơ đồ đường dẫn nước lạnh cung cấp cho các FCU và AHU. Ở hình 10.10a, 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 10.10b 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.

Trên hình 10.11 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.

Bảng 10.15. Đặc tính kỹ thuật bơm EBARA (Nhật)

Model	Công suất			Dòng điện, A			Lưu lượng V, m ³ /h																				
	kW	HP	V	230 V	400 V	690 V	3	6	9	12	15	18,8	18	21	24	27	30	33	35	42	48	50	72	84	102	126	
																											3
MD32-125/1,1	1,1	1,5	4,8	2,8			22,8	22,2	21,3	20,2	18,5																
MD32-125/1,5	1,5	2	5,9	3,4			24	23,5	22,4	21,5	20	18,7	17,9	15	12												
MD32-160/1,5	1,5	2	5,9	3,4			29	28	27	25,2	23	21,2															
MD32-160/2,2	2,2	3	8,1	4,7			35	34,5	33,5	32	30	28,5															
MD32-200/3,0	3,0	4	11,8	6,8			44,5	43,5	42	40	36	33,1															
MD32-200/4,0	4,0	5,5	15,3	9,4			54,8	54	53	51,3	48,5	45,5															
MD32-250/5,5	5,5	7,5		11,5	11,5	11	64	62,5	60,8	58	56,2	55															
MD32-250/7,5	7,5	10		15,3	15,3	14	77	76	74,9	74,2	71,9	69,1															
MD32-250/9,2	9,2	12,5		18,4	18,4	17,6	89,5	88	86,5	85,6	84,1	82,5															
MD40-125/1,5	1,5	2	5,9	3,4						18,5	18	17,4	17	16,2	15,2	14	12,2	10,5	8,2								
MD40-125/2,2	2,2	3	8,1	4,7						24	23,6	23,2	23	22	21	20	19,5	17	15,5								
MD40-160/3,0	3,0	4	11,8	6,8						31	30,5	30	29,7	28,7	27,5	26	24,8	23	21								
MD40-160/4,0	4,0	5,5	15,3	9,4						38	37,3	37	36,7	36	35	34	32,5	31	29								
MD40-200/5,5	5,5	7,5		11,5	11,5	10,5				49	48	47,5	47	46	44,5	43	41	38									
MD40-200/7,5	7,5	10		15,5	15,5	14,5				59	58	57,7	57,4	56,5	55,5	54	52,5	50,5	48								
MD40-250/11	11	15		23	23	21,5				75	74	73,1	72,5	70,8	67,8	65,5	62,5	58,1	55								
MD40-250/15	15	20		27	27	25,5				87,5	85,2	84,5	84	82,5	80	77,5	74,9	72	67,5								

Bảng 10.16. Đặc tính kỹ thuật bơm Pentax (Italia)

a) Loại bơm CM có áp suất làm việc tối đa 10 bar, $t_{max} = 90^{\circ}C$

Model Loại 3 pha	Công suất		Dòng điện, A		Lưu lượng, lít/phút											
	HP	kW	220V	380V	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650
					Cột áp H, mH ₂ O											
CM40-400	4	3	11	6,4	30	30	29,8	29,5	29	28,5	27,5	26	25	22,5	20	-
CM40-450	5,5	4	15	8,7	38	38	37,8	37,5	37	36	35	34	32,5	30,5	28	25
CM40-750	7,5	5,5	20	11,5	52	52	51,5	51	50	48,5	47	45	43	40	36	-
CM40-1000	10	7,5	26	15	62,5	62,5	62	61,5	60,5	59,5	58	56	54	50	46	40
CM40-1500	15	11	38	22,2	77	76,5	75,5	74,5	73	71,5	69	66,5	62,5	57,5	51	-
CM40-2000	20	15	52	30	93,5	93	92,5	91,5	90	88,5	87	84	80,5	76	70	62

b) Loại bơm CS có áp suất làm việc tối đa 6 bar, $t_{max} = 90^{\circ}C$

Model	Công suất		Dòng điện, A		Năng suất bơm, lít/phút											
	1 pha 220/50	3 pha 220/380/50	HP	kW	1 pha 220V	3 pha 380V	50	100	150	200	300	400	500	600	700	800
					Cột áp, mH ₂ O											
CS-75	0,8	0,59	4,4	2,6	1,5	2,6	10,8	10,3	9,9	9	6,5	-	-	-	-	-
CS-100	1,0	0,74	5,5	3,8	2,2	3,8	12,8	12,4	12	11,2	9,1	5	-	-	-	-
CS-150	1,5	1,1	8	5,2	3,0	5,2	13,5	13,3	13	12,7	11,7	10,4	9	9	5,8	-
CS-200	2,2	1,65	10,5	7,0	4,0	7,0	14,3	14,1	13,9	13,6	12,6	11,4	10	10	6,8	5

Bảng 10.16 (tiếp theo)

c) Loại bơm CR có áp suất làm việc tối đa 6 bar, $t_{max} = 50^{\circ}C$

Model		Công suất		Dòng điện, A		Năng suất, lít/phút						
1 pha 220/50	3 pha 220/380/50	HP	KW	1 pha 220V	3 pha 380V	40	80	120	160	200	240	280
CR-75	CR1-75	0,8	0,59	4,4	2,6	1,5	14,5	13,5	12,5	11,3	9,5	7
CR-100	CR1-100	1,0	0,74	5,5	3,8	2,2	20	19,2	18,5	17,3	15,5	13,5
Cột áp, mH ₂ O												
10,5												

d) Loại bơm CB có áp suất làm việc tối đa 10 bar, $t_{max} = 90^{\circ}C$ trừ bơm CB100: 6 bar và 50^oC

Model		Công suất		Dòng điện, A		Năng suất, lít/phút											
1 pha 220V	3 pha 220/380/50	HP	KW	1 pha 220V	3 pha 380V	15	30	45	60	80	100	120	150	180	210	230	
CB-100	CB1-100	1,0	0,74	5,5	4,3	2,5	44	41	38	33	23	-	-	-	-	-	
CB-150	CB1-150	1,5	1,1	8,8	5,8	3,4	54,5	52,5	50	46	39	31	-	-	-	-	
-	CB1-200	2,2	1,65	-	7,8	4,2	59	58	55,5	52,5	47	39	28,5	-	-	-	
-	CB1-300	3,0	2,2	-	9,2	5,3	66	64,5	62	59	54	46,5	37	-	-	-	
-	CB1-400	4,0	3,0	-	14,0	8,0	69,5	69	67,5	66	63	51	57,5	52	46	-	
-	CB1-600	5,5	4,0	-	15,5	9,0	82	81	80	78	78	73	70	65	59	52,5	
-	CB1-750	7,5	5,5	-	20,2	13	93	92	91	90	87,5	85	82	77	71	65,5	
Cột áp, mH ₂ O																	
62																	

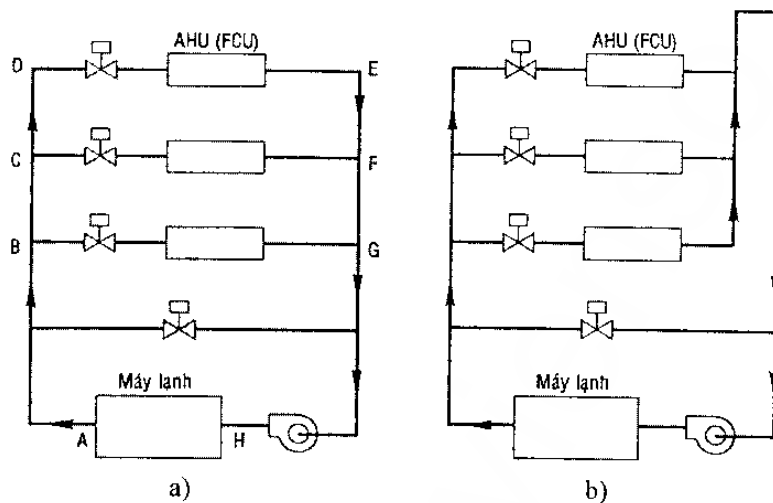
Bảng 10.16 (tiếp theo)

e) Loại bơm CM có áp suất làm việc tối đa 6 bar, $t_{max} = 90^{\circ}\text{C}$ trừ bơm CM50/75/100: 50°C

Model		Công suất		Dòng điện, A		Năng suất, lít/phút										
						Cột áp, mH ₂ O										
1 pha 220V	3 pha 220/380/50	HP	kW	3 pha		10	20	30	45	60	75	90	105	120	140	
				220V	380V	10	20	30	45	60	75	90	105	120	140	
CM-50	CMt-50	0,5	0,37	2,6	1,8	1,0	20,5	20	19	17,5	16	14	11	-	-	
CM-75	CMt-75	0,8	0,59	4,4	2,6	1,5	26,5	26	25	23,5	22	20	17,5	14	-	
CM-100	CMt-100	1,0	0,74	5,5	3,8	2,2	33	32,5	31,5	30,5	29,5	27,5	25	21	-	
CM-150	CMt-150	1,5	1,1	8,5	6,0	3,4	40,5	40	39	38	37	34,4	31	27,5	-	
-	CMt-200	2,2	1,65	-	6,7	3,9	50,5	50	49	47,5	46	44,5	42	39	34	
-	CMt-300	3,0	2,2	-	8,2	4,7	58,5	58	57	56	55	54	51	48	44	
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	35	

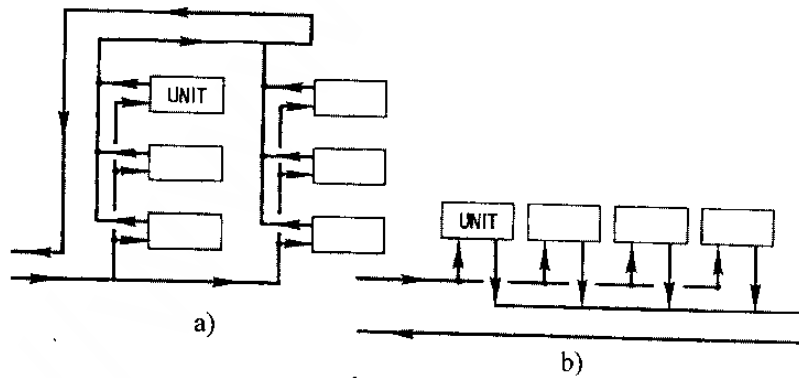
f) Loại bơm MB có áp suất làm việc tối đa 6 bar, $t_{max} = 90^{\circ}\text{C}$ trừ bơm MB50/75/100: 50°C

Model		Công suất		Dòng điện, A		Năng suất, lít/phút										
						Cột áp, mH ₂ O										
1 pha 220V	3 pha 220/380/50	HP	kW	3 pha		10	20	30	45	60	75	90	105	120	140	
				220V	380V	10	20	30	45	60	75	90	105	120	140	
MB-150	MBt-150	1,5	1,1	8,0	4,5	2,5	39,5	39,0	38,5	37,5	36,5	34,0	31,0	25,0	-	
MB-200	MBt-200	2,2	1,5	9,8	6,0	3,5	43,0	42,5	42,0	41,5	40,0	37,5	35,0	29,0	-	
-	MBt-300	3,0	3,2	-	8,2	4,7	49,5	49,0	48,5	48,0	47,0	46,0	44,0	38,5	31,5	
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	25,0	

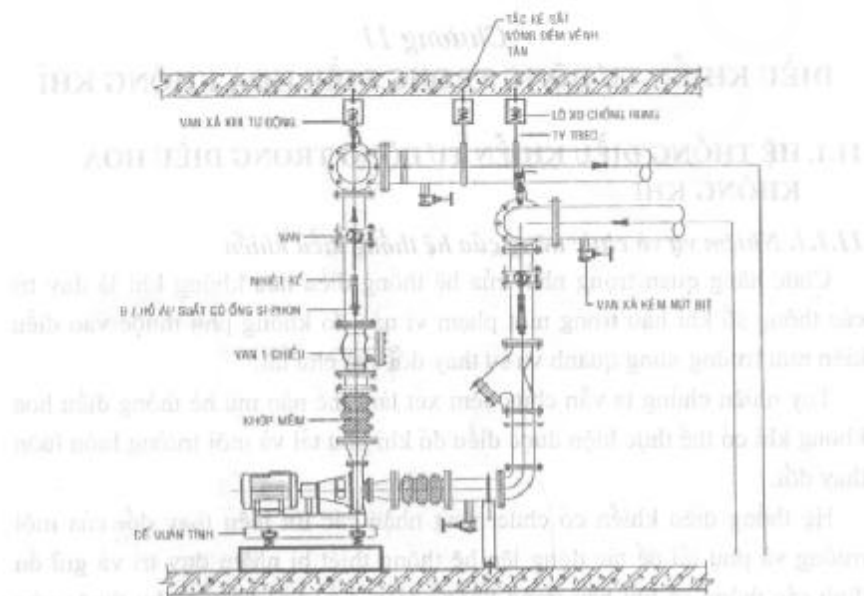


Hình 10.10. Các loại sơ đồ bố trí đường ống

Hình 10.11a trình bày minh họa ứng với trường hợp các FCU bố trí với độ cao khác nhau và trên hình 10.11b 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 10.11. Cách bố trí đường ống cấp nước FCU



Hình 10.12. Lắp đặt bơm và đường ống vào ra

Chương 11

ĐIỀU KHIỂN TỰ ĐỘNG TRONG ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ

11.1. HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN TỰ ĐỘNG TRONG ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ

11.1.1. Nhiệm vụ và chức năng của hệ thống điều khiển

Chức năng quan trọng nhất của hệ thống điều hòa không khí là duy trì các thông số khí hậu trong một phạm vi nào đó không phụ thuộc vào điều kiện môi trường xung quanh và sự thay đổi của phụ tải.

Tuy nhiên chúng ta vẫn chưa xem xét làm thế nào mà hệ thống điều hòa không khí có thể thực hiện được điều đó khi phụ tải và môi trường luôn luôn thay đổi.

Hệ thống điều khiển có chức năng nhận các tín hiệu thay đổi của môi trường và phụ tải để tác động lên hệ thống thiết bị nhằm duy trì và giữ ổn định các thông số khí hậu trong không gian điều hòa không phụ thuộc vào điều kiện khí hậu bên ngoài và phụ tải bên trong.

Các thông số cơ bản cần duy trì bao gồm:

- Nhiệt độ;
- Độ ẩm;
- Áp suất;
- Lưu lượng.

Trong các thông số trên nhiệt độ là thông số quan trọng nhất.

Ngoài chức năng đảm bảo các thông số vi khí hậu trong phòng, hệ thống điều khiển còn có tác dụng bảo vệ an toàn cho hệ thống, ngăn ngừa các sự cố có thể xảy ra; đảm bảo hệ thống hoạt động hiệu quả và kinh tế nhất; giảm chi phí vận hành của công nhân.

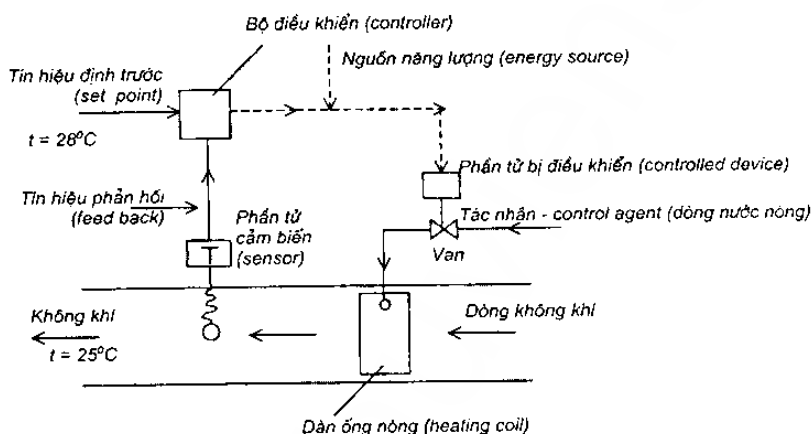
11.1.2. Sơ đồ điều khiển và các thiết bị chính của hệ thống điều khiển

11.1.2.1. Sơ đồ điều khiển tự động

Các hệ thống điều khiển tự động trong điều hòa không khí hoạt động dựa

trên nhiều nguyên tắc khác nhau. Tuy nhiên một hệ thống điều khiển đều có các thiết bị tương tự nhau.

Ta nghiên cứu sơ đồ điều chỉnh nhiệt độ đầu ra của không khí nêu trên hình 11.1.



Hình 11.1. Sơ đồ hệ thống điều khiển

Ở đây thông số cần duy trì là nhiệt độ không khí đầu ra dàn trao đổi nhiệt, có thể gọi nó là thông số điều khiển. Hệ thống hoạt động như sau: Khi nhiệt độ không khí đầu ra dàn trao đổi nhiệt thay đổi (chẳng hạn quá cao so với yêu cầu, giá trị này đã được cài đặt sẵn ở bộ điều khiển), sự thay đổi đó được bộ cảm biến (sensor) ghi nhận và truyền tín hiệu phản hồi lên thiết bị điều khiển. Thiết bị điều khiển tiến hành so sánh giá trị đo được với giá trị đặt trước (set point). Tùy thuộc vào mối quan hệ giữa các đại lượng này mà tính tín hiệu đầu ra nhằm tác động lên thiết bị điều khiển (controlled device) khác nhau. Tùy thuộc vào tín hiệu từ thiết bị điều khiển mà thiết bị điều khiển sẽ có hành động một cách phù hợp nhằm tác động lên nguyên nhân gây thay đổi thông số điều khiển. Ở đây nguyên nhân làm thay đổi thông số điều khiển là môi chất trao đổi nhiệt.

1. Thông số điều khiển

Thông số điều khiển là thông số nhiệt vật lý cần phải duy trì của hệ thống

điều khiển. Trong các hệ thống điều hoà không khí, các thông số thường gặp là nhiệt độ, độ ẩm, lưu lượng, công suất...

2. Bộ cảm biến (sensor)

Là thiết bị cảm nhận sự thay đổi của thông số điều khiển và truyền các ghi nhận đó lên thiết bị điều khiển.

Nguyên tắc hoạt động của bộ cảm biến dựa trên sự giãn nở nhiệt của các chất, dựa vào lực dòng chảy...

3. Thiết bị điều khiển

Thiết bị điều khiển sẽ so sánh giá trị ghi nhận được của bộ cảm biến với giá trị đặt trước của nó. Tùy theo mối quan hệ của hai giá trị này mà tín hiệu điều khiển đầu ra khác nhau.

4. Phần tử điều khiển (Cơ cấu chấp hành)

Sau khi nhận tín hiệu từ thiết bị điều khiển, cơ cấu chấp hành sẽ tác động, tác động đó có tác dụng làm thay đổi thông số điều khiển. Tác động thường gặp nhất có dạng ON-OFF

11.1.2.2. Các nguồn năng lượng cho hệ thống điều khiển

Người ta sử dụng nhiều nguồn năng lượng khác nhau cho các hệ thống điều khiển:

- *Điện năng*: Đại bộ phận các hệ thống điều khiển sử dụng điện năng để điều khiển do tính gọn nhẹ và dễ dàng sử dụng. Nguồn điện có điện áp thường nằm trong khoảng 24 - 220 V. Một số hệ thống sử dụng hệ thống có điện áp và dòng thấp: $U < 10 \text{ V}$, $I = 4 - 50 \text{ mA}$.

- *Hệ thống khí nén*: Người ta có thể sử dụng hệ thống khí nén để điều khiển. Hệ thống đó có áp suất $P = 0 - 20 \text{ lb/m}^2$.

- *Hệ thống thủy lực*: Hệ thống này thường có áp suất lớn $P = 80 - 100 \text{ lb/m}^2$.

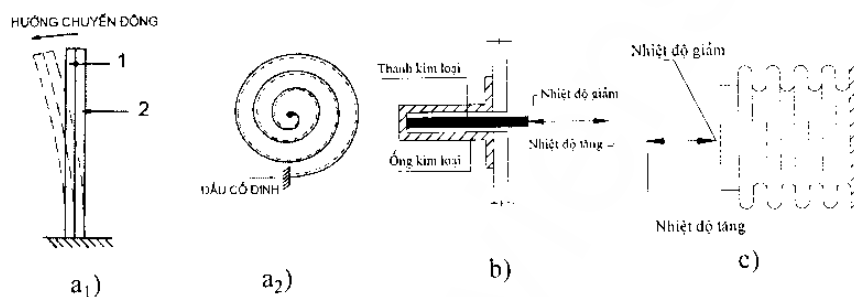
11.1.2.3. Các thiết bị điều khiển

1. Bộ phận cảm biến (sensor)

Trong điều hoà không khí có các bộ cảm biến nhiệt độ, độ ẩm, áp suất và lưu lượng.

a) Bộ cảm biến nhiệt độ

Tất cả các bộ cảm biến nhiệt độ đều hoạt động dựa trên nguyên tắc là các tính chất nhiệt vật lý của các chất thay đổi theo nhiệt độ. Cụ thể là sự giãn nở vì nhiệt, sự thay đổi điện trở theo nhiệt độ. Ta thường gặp các bộ cảm biến như sau:



1- Vật liệu giãn nở nhiệt nhỏ; 2- Vật liệu dẫn nhiệt lớn

Hình 11.2. Các kiểu bộ cảm biến

- Thanh lưỡng kim (bimetal strip)

Trên hình 11.2a₁ là cơ cấu thanh lưỡng kim, được ghép từ hai thanh kim loại mỏng có hệ số giãn nở nhiệt khác nhau. Một đầu của thanh được giữ cố định và đầu kia tự do. Thanh 1 làm từ vật liệu có hệ số giãn nở nhiệt kém hơn thanh 2. Khi nhiệt độ tăng, thanh 2 giãn nở nhiều hơn thanh 1 và uốn cong toàn bộ thanh sang trái. Khi nhiệt độ giảm xuống dưới giá trị định mức, thanh bị uốn cong sang phải.

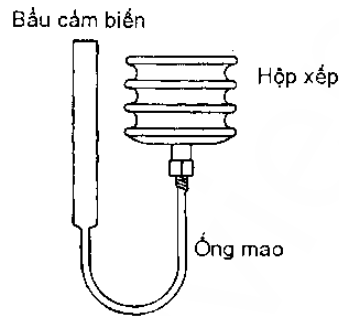
Một dạng khác của bộ cảm biến dạng này là thanh lưỡng kim được uốn cong dạng xoắn ốc, đầu ngoài cố định đầu trong di chuyển. Loại này thường được sử dụng để làm đồng hồ đo nhiệt độ (hình 11.2a₂).

- Bộ cảm biến ống và thanh

Cấu tạo gồm một thanh kim loại có hệ số giãn nở nhiệt lớn đặt bên trong một ống trụ kim loại giãn nở nhiệt ít hơn. Một đầu thanh kim loại hàn chặt vào đáy của ống, đầu kia tự do. Khi nhiệt độ tăng hoặc giảm so với nhiệt độ định mức đầu tự do chuyển động sang phải hoặc sang trái.

- *Bộ cảm biến kiểu hộp xếp*

Cấu tạo gồm một hộp xếp có các nếp nhăn hoặc một màng mỏng có khả năng co giãn lớn, bên trong chứa đầy một chất lỏng hoặc chất khí. Khi nhiệt độ thay đổi, môi chất co giãn là hộp xếp hoặc màng mỏng căng phồng làm di chuyển một thanh gấn trên đó.

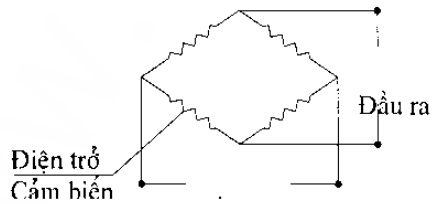


Hình 11.3. Bộ cảm biến kiểu hộp xếp có ống mao và bầu cảm biến

- *Cảm biến điện trở*

Cảm biến điện trở có các loại sau đây:

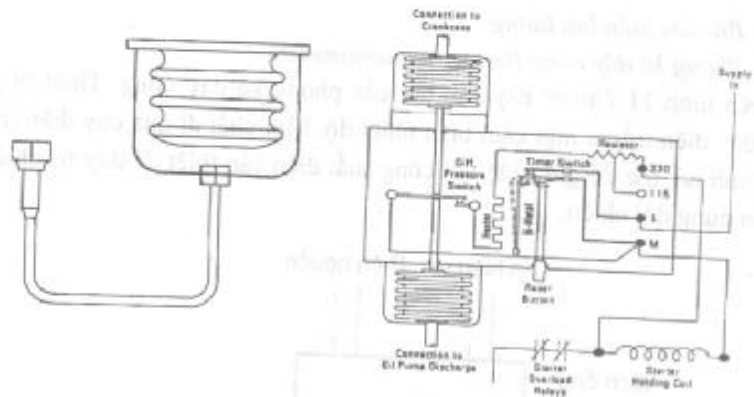
- Cuộn dây điện trở
- Điện trở bán dẫn
- Cặp nhiệt.



Hình 11.4. Bộ cảm biến kiểu điện trở

b) Bộ cảm biến áp suất

Bộ cảm biến áp suất thường là bộ cảm biến kiểu hộp xếp. Khác với bộ cảm biến nhiệt độ, kiểu hộp xếp luôn luôn đi kèm với bầu cảm biến, bên trong có môi chất, thì ở đây hộp xếp được nối trực tiếp với tín hiệu áp suất để ghi nhận sự thay đổi áp suất của môi chất và tác động lên màng xếp.



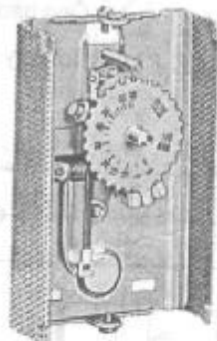
Hình 11.5. Bộ cảm biến áp suất

c) Bộ cảm biến độ ẩm

Bộ cảm biến độ ẩm cũng hoạt động dựa trên nguyên lý về sự thay đổi các tính chất nhiệt vật lý của môi chất khi độ ẩm thay đổi.

Có hai loại cảm biến độ ẩm:

- Loại dùng chất hữu cơ (organic element)
- Loại điện trở (resistance element).



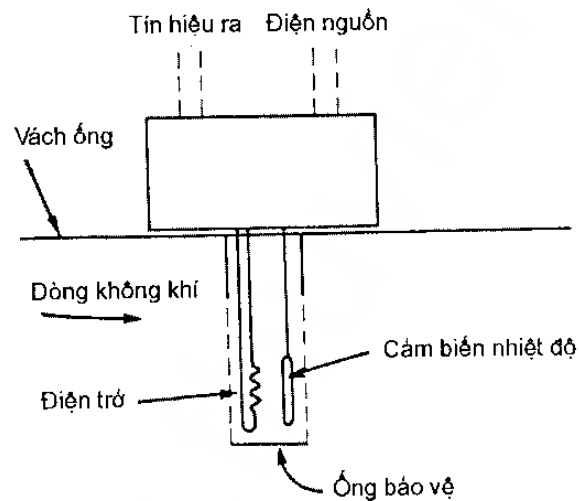
Hình 11.6. Bộ cảm biến độ ẩm

Trên hình 11.6 là bộ cảm biến độ ẩm, nó có chứa một sợi hấp thụ ẩm. Sự thay đổi độ ẩm làm thay đổi chiều dài sợi hấp thụ. Sợi hấp thụ có thể là tóc người hoặc vật liệu chất dẻo axetat.

d) Bộ cảm biến lưu lượng

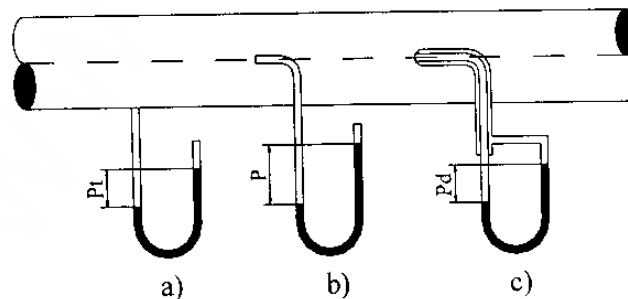
- Phong kế dây nóng (hot wire anemometer)

Trên hình 11.7 trình bày cấu tạo của phong kế dây nóng. Thiết bị gồm một dây điện trở và một cảm biến nhiệt độ. Môi chất đi qua dây điện trở và làm lạnh nó, tốc độ gió tỷ lệ với công suất điện cần thiết để duy trì nhiệt độ chuẩn dùng đối chiếu.



Hình 11.7. Phong kế dây nóng

- Ống pitô



Hình 11.8. Ống pitô đo áp suất và lưu lượng

Trên hình 11.8 trình bày ống pitô đo áp suất: áp suất tĩnh (11.8a), áp suất tổng (11.8b) và áp suất động (11.8c).

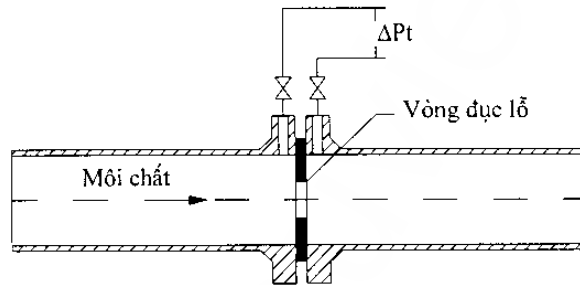
Cơ sở để đo lưu lượng là sự phụ thuộc giữa lưu lượng vào sự thay đổi áp suất khi đi qua thiết bị.

$$\omega = C \cdot \sqrt{P_d} \quad (11-1)$$

và lưu lượng:

$$Q = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \omega = C \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \sqrt{P_d} = C_1 \cdot \sqrt{P_d} \quad (11-2)$$

- *Tám đục lỗ*



Hình 11.9. Lưu lượng kế có vòng đục lỗ

Trên hình 11.9 trình bày lưu lượng kế sử dụng vòng có đục lỗ nhỏ ở giữa. Người ta nhận thấy sự thay đổi áp suất tĩnh phía trước và phía sau của vòng phụ thuộc vào lưu lượng theo quan hệ sau đây:

$$Q = C \cdot F \cdot \sqrt{\Delta P_t} \quad (11-3)$$

trong đó:

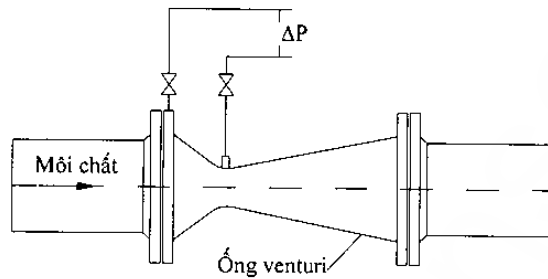
C - hằng số;

F- diện tích tiết diện của ống, m².

- *Ống venturi*

Lưu lượng kế kiểu venturi gồm một ống có cổ thắt ở giữa (hình 11.10). Độ chênh áp suất giữa đầu vào của ống và ở vị trí cổ thắt tỷ lệ với lưu lượng môi chất chuyển động ngang qua ống:

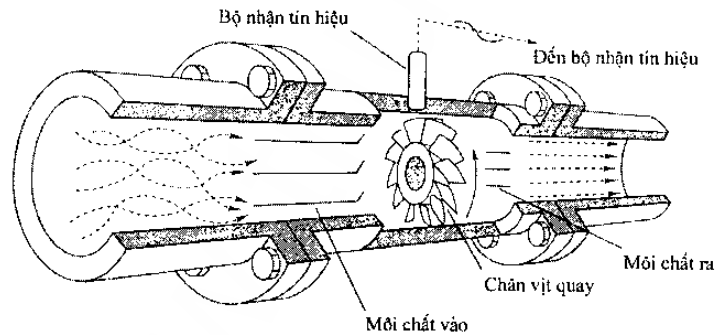
$$Q = C \cdot \sqrt{\Delta P} \quad (11-4)$$



Hình 11.10. Lưu lượng kế venturi

- *Lưu lượng kế kiểu chân vịt xoay*

Vòng chân vịt chuyển động xoay dưới tác dụng của dòng chảy, vòng quay càng nhanh nếu tốc độ dòng chảy lớn. Thiết bị được nối với cơ cấu đo để chỉ chỉ lưu lượng.



Hình 11.11. Lưu lượng kế chân vịt

2. Các thiết bị được điều khiển

a) Van điện tử

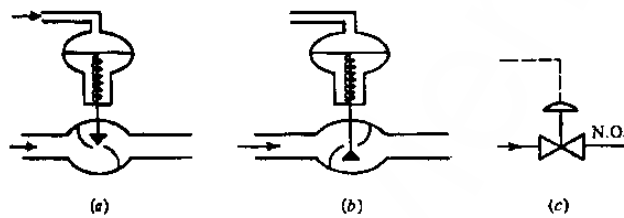
Có hai loại van điện tử:

- * *Loại đóng mở on-off*: Van chỉ có hai trạng thái đóng và mở. Van thường có hai loại van: 2 ngã và van 3 ngã.

- * *Loại đóng mở bằng động cơ*: Van đóng mở bằng động cơ cho phép đóng mở nhiều vị trí và thường được dùng để điều chỉnh lưu lượng.

- Căn cứ vào số hướng của dòng, van điện từ có thể chia làm hai loại: 2 ngã và van 3 ngã.

* *Van 2 ngã*: Hai ngã gồm một ngã môi chất vào và một ngã môi chất ra. Loại van này có hai kiểu: Loại thường mở (NO - Normally Open) và loại thường đóng (NC - Normally Close).

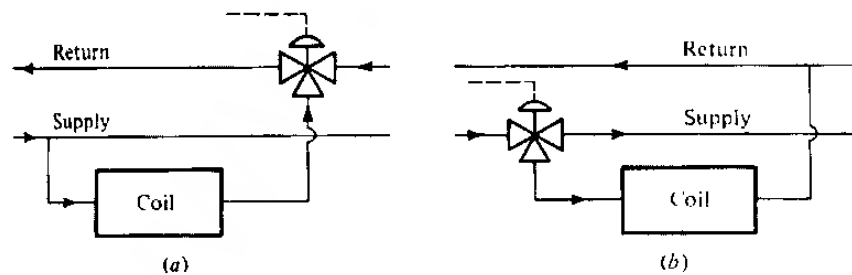


a) Loại thường mở; b, c) Loại thường đóng

Hình 11.12. Van điện từ 2 ngã

* *Van điện từ 3 ngã*: Gồm có 3 ngã môi chất vào ra. Loại 3 ngã cũng được chia ra làm hai loại khác nhau:

- Van 3 ngã hỗn hợp: Có 2 cửa vào và 1 cửa ra
- Van 3 ngã kiểu bypass: Có 1 cửa vào và 2 cửa ra.



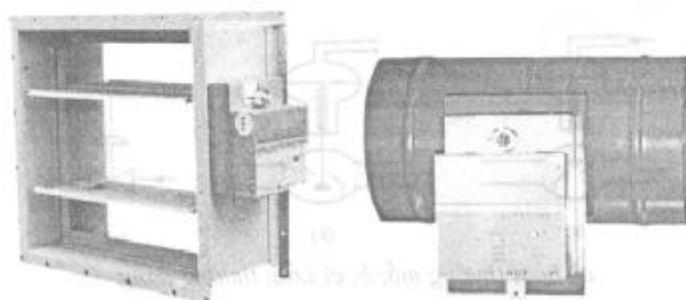
a) Van 3 ngã hỗn hợp; b) Van điện từ 3 ngã by-pass

Hình 11.13. Van điện từ 3 ngã

b) *Cửa gió*

Các cửa gió điều khiển phải là cửa gió mà việc đóng mở thực hiện bằng

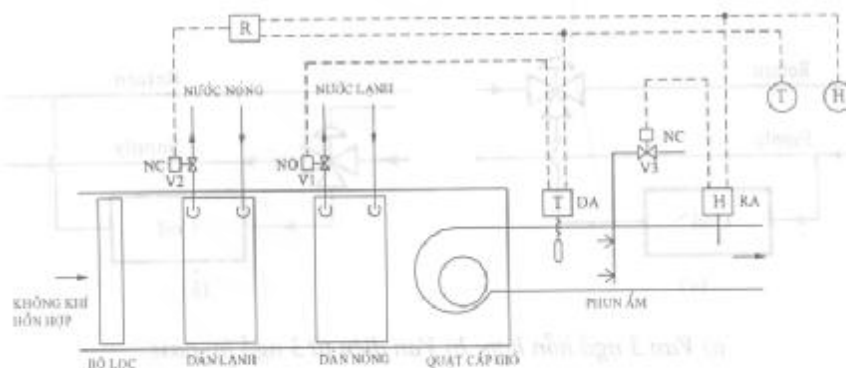
động cơ. Trên hình 11.14 là cửa gió điều chỉnh, bên hông các cửa gió có gắn mô tơ. Động cơ có trục gắn vào trục quạt của các cánh van điều chỉnh. Khi nhận tín hiệu điều khiển, động cơ hoạt động và thực hiện việc đóng hay mở van theo yêu cầu.



Hình 11.14. Lưu lượng kế venturi

11.2. CÁC PHƯƠNG PHÁP ĐIỀU KHIỂN

11.2.1. Điều khiển nhiệt độ



Hình 11.15. Sơ đồ điều khiển nhiệt độ

Trên hình 11.15 là sơ đồ điều khiển nhiệt độ của một AHU. AHU có hai dàn trao đổi nhiệt: một dàn nóng và một dàn lạnh, các dàn hoạt động độc lập

và không đồng thời. Mùa hè dàn lạnh làm việc, mùa đông dàn nóng làm việc.

Đầu ra của không khí có bố trí hệ thống phun nước bổ sung để bổ sung ẩm cho không khí.

Nước nóng, nước lạnh và nước phun được cấp vào nhờ các van điện từ thường đóng (NC-Normal Close) và thường mở (NO- Normal Open).

11.2.2. Điều khiển công suất

11.2.2.1. Phương pháp điều khiển ON-OFF

Phương pháp này thường được sử dụng trong các hệ thống nhỏ.

Không chế trạng thái của một phần tử nào đó ở hai trạng thái: đóng và mở.

Ví dụ: Để điều chỉnh nhiệt độ không khí trong phòng, máy điều hòa của số thực hiện như sau:

- + Nhiệt độ đặt trong phòng là 22°C.
- + Khi nhiệt độ trong phòng xuống 21°C máy sẽ dừng chạy.
- + Khi nhiệt độ lên 23°C thì máy bắt đầu chạy lại.

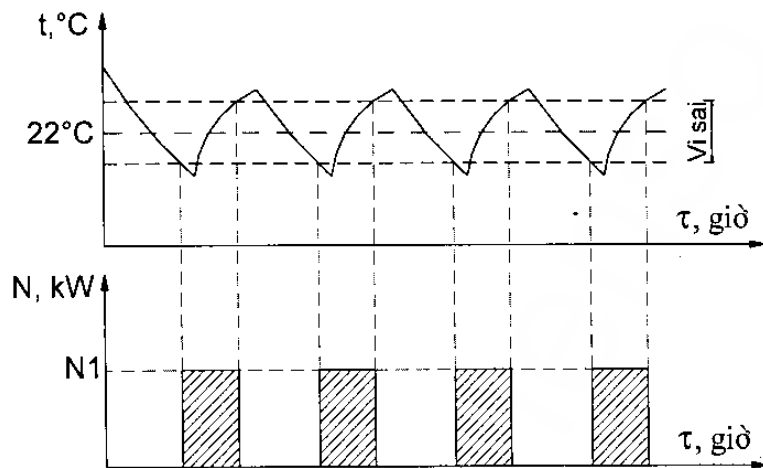
Như vậy máy sẽ làm việc trong khoảng nhiệt độ từ 21 ÷ 23°C. Độ chênh nhiệt độ giữa hai vị trí ON và OFF gọi là vi sai điều khiển. Bây giờ ta hãy biểu thị trên đồ thị sự thay đổi nhiệt độ phòng và công suất theo thời gian.

Trong điều kiện lý tưởng khi nhiệt độ lên 23°C thì máy bắt đầu chạy và ngược lại khi nhiệt độ đạt 21°C thì máy dừng, nhưng do quán tính nhiệt nên đến khi ngừng máy nhiệt độ phòng vẫn tiếp tục được làm lạnh và giảm xuống dưới 21°C và ngược lại khi nhiệt độ phòng tăng đến 23°C, máy đã khởi động lại nhưng nhiệt độ phòng vẫn tăng chút ít trước khi bắt đầu giảm dần. Như vậy nhiệt độ thực tế của phòng không dao động trong khoảng 21 ÷ 23°C mà ở khoảng rộng hơn, khoảng đó gọi là vi sai hoạt động.

Trong một chu kỳ, thời gian không khí được làm lạnh (nhiệt độ giảm) và đốt nóng (nhiệt độ tăng) phụ thuộc vào mối quan hệ giữa công suất làm lạnh $Q_{\text{lạnh}}$ và tổng nhiệt thừa của phòng Q_T .

* Đặc điểm của phương pháp điều khiển kiểu ON-OFF:

- Đơn giản, giá thành thấp nên thường sử dụng cho hệ thống nhỏ.
- Công suất giữa các kỳ dao động lớn nên không thích hợp cho hệ thống lớn và điều khiển chính xác.
- Nhiệt độ phòng dao động trong khoảng hẹp (vi sai nhỏ).



Hình 11.16. Điều khiển công suất theo kiểu ON-OFF

11.2.2.2. Phương pháp điều khiển bước

Thường được sử dụng cho hệ thống lớn có nhiều máy. Phương pháp này có ưu điểm hạn chế được sự sai lệch lớn công suất giữa các kỳ.

Phương pháp điều khiển bước là thay đổi công suất theo từng bước, tránh công suất thay đổi quá đột ngột. Hệ điều hòa có điều khiển bước phải có nhiều tổ máy.

Trong hệ thống này bộ điều khiển căn cứ vào tín hiệu của biến điều khiển sẽ tác động lên các rơle hay công tắc và làm thay đổi công suất thiết bị ra theo từng bước hay giai đoạn.

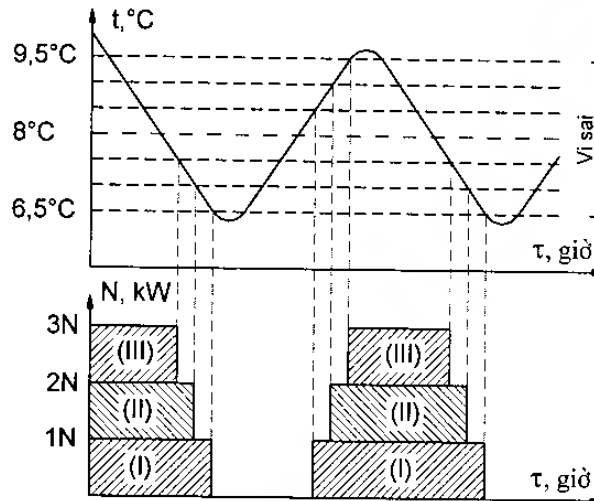
Ta nghiên cứu một ví dụ: Thiết bị điều khiển công suất một hệ thống điều hòa gồm ba cụm máy chiller.

- Biến điều khiển là nhiệt độ của nước lạnh vào máy t_{nv} .
- Giá trị định trước là $t_{nv} = 8^\circ\text{C}$.

* *Khi nhiệt độ tăng*: Khi nước về $t_{nv} = 8,5^\circ\text{C}$ chỉ có tổ máy I làm việc. Nếu nhiệt độ tiếp tục tăng đến 9°C thì tổ máy II khởi động và làm việc cùng tổ máy I. Nếu nhiệt độ tăng đến $9,5^\circ\text{C}$ thì tổ máy thứ III khởi động làm việc.

* *Khi nhiệt độ giảm*: Khi nhiệt độ giảm xuống $7,5^\circ\text{C}$ thì tổ máy thứ III

ngừng hoạt động. Nếu tiếp tục giảm xuống 7°C thì tổ máy II dừng tiếp. Nếu xuống $6,5^{\circ}\text{C}$ thì dừng thêm tổ máy I.



Hình 11.17. Điều khiển công suất theo bước

Ta nghiên cứu đồ thị thay đổi nhiệt độ và phụ tải:

- Ta có thể nhận thấy đồ thị công suất thay đổi từng bước (từng bậc), tránh hiện tượng xung (thay đổi đột ngột).

- Các máy làm việc như sau:

- + Máy I: Làm việc trong khoảng khi nhiệt độ tăng lên $8,5^{\circ}\text{C}$ và dừng khi nhiệt độ giảm xuống $6,5^{\circ}\text{C}$.
- + Máy II: Làm việc trong khoảng khi nhiệt độ tăng lên tới 9°C và dừng khi nhiệt độ giảm xuống 7°C .
- + Máy III: Làm việc khi nhiệt độ tăng lên $9,5^{\circ}\text{C}$ và dừng khi nhiệt độ giảm xuống $7,5^{\circ}\text{C}$.

Như vậy máy I làm việc nhiều nhất và máy III làm việc ít nhất. Để tránh tình trạng đó trong mạch điện người ta có thiết kế công tắc chuyển mạch để đổi vai trò các máy cho nhau, tránh cho một máy nên bất kỳ làm việc quá nhiều trong khi máy khác hầu như không hoạt động.

Ưu, nhược điểm của phương pháp điều khiển theo bước:

- Tránh được sự thay đổi công suất quá đột ngột. Thích hợp cho hệ thống lớn.
- Các máy làm việc không đều nhau nên phải thường xuyên chuyển đổi vai trò của các máy.
- Biên độ dao động (vị sai) của biến điều khiển tương đối lớn do phải qua từng cấp.

Chương 12 **THÔNG GIÓ VÀ CẤP GIÓ TƯỚI**

12.1. THÔNG GIÓ

12.1.1. Khái niệm, mục đích và phân loại các hệ thống thông gió

- *Khái niệm*

Trong quá trình sản xuất và sinh hoạt của con người trong không gian điều hoà thường sinh ra các chất độc hại, nhiệt và ẩm làm cho các thông số khí hậu trong đó thay đổi, mặt khác nồng độ ôxi giảm, sinh ra mệt mỏi và ảnh hưởng lâu dài về sức khoẻ.

Vi vậy cần thiết phải thải không khí đã bị ô nhiễm bởi các chất độc hại, nhiệt và ẩm ra bên ngoài, đồng thời thay thế vào đó là không khí đã được xử lý, không có các chất độc hại, có nhiệt độ phù hợp và lượng ôxi đảm bảo. Quá trình như vậy gọi là *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 đã qua xử lý.

- *Mục đích của thông gió*

Thông gió có nhiều mục đích khác nhau tùy thuộc vào từng công trình và phạm vi nhất định, bao gồm:

- Thải các chất độc hại trong phòng ra bên ngoài. Các chất độc hại bao gồm rất nhiều và đã được liệt kê mức độ ảnh hưởng trong chương 2, với không gian sinh hoạt bình thường chất độc hại phổ biến nhất là CO₂.
- Thải nhiệt thừa và ẩm thừa ra bên ngoài.
- Cung cấp lượng ôxi cần thiết cho sinh hoạt của con người.
- Trong một số trường hợp đặc biệt, mục đích thông gió là để khắc phục các sự cố như lan toả chất độc hại hoặc phòng chống hoá hoạn.

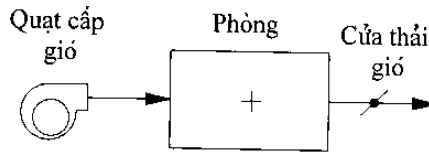
- *Phân loại*

1. Theo hướng chuyển động của gió

Người ta chia ra các loại sau:

- *Thông gió kiểu thổi*: Lấy không khí bên ngoài thổi vào phòng, đồng thời

tạo áp lực dương để không khí trong phòng thổi ra bên ngoài qua các khe hở hoặc cửa thổi gió.

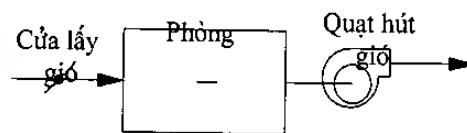


Hình 12.1. Cấp gió kiểu thổi

Phương pháp thông gió kiểu thổi có ưu điểm là có thể cấp gió đến các vị trí cần thiết, nơi tập trung nhiều người, hoặc nhiều nhiệt thừa, ẩm thừa, tốc độ gió luân chuyển trong phòng thường lớn. Tuy nhiên nhược điểm của phương pháp này là áp suất trong phòng là dương nên gió tràn ra bên ngoài theo mọi hướng, do đó có thể tràn vào các khu vực không mong muốn. Mặt khác trong trường hợp có các nguồn phát sinh chất độc hại thì khi thổi có thể phát tán các chất độc tại các nguồn phát sinh tràn ra cả phòng.

- *Thông gió kiểu hút:* Hút xả không khí bị ô nhiễm trong phòng và thổi ra bên ngoài, đồng thời tạo áp lực âm để không khí bên ngoài tràn vào phòng theo các khe hở hoặc cửa lấy gió.

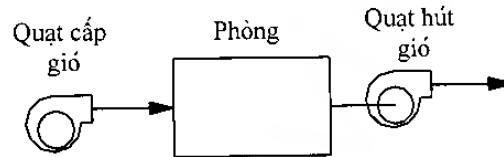
Thông gió kiểu hút xả có ưu điểm là có thể hút trực tiếp không khí ô nhiễm tại nơi phát sinh, không cho phát tán ra trong phòng, lưu lượng thông gió nhờ vậy không yêu cầu nhỏ, nhưng hiệu quả cao. Tuy nhiên phương pháp này cũng có nhược điểm là gió tuần hoàn trong phòng rất thấp, nhiều khi có cảm giác gió đứng yên không chuyển động, mặt khác không khí tràn vào phòng một cách tự do theo nhiều hướng khác nhau, do đó không thể kiểm soát được chất lượng gió.



Hình 12.2. Cấp gió kiểu hút

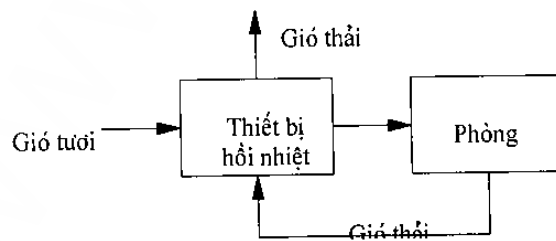
- *Thông gió kết hợp*: Kết hợp cả hút xả lẫn thổi vào phòng, đây là phương pháp hiệu quả nhất.

Thông gió kết hợp giữa hút xả và thổi gồm hệ thống quạt hút và thổi. Vì vậy có thể chủ động hút không khí ô nhiễm tại những vị trí phát sinh chất độc và cấp vào những vị trí yêu cầu cần thiết. Phương pháp này có tất cả các ưu điểm của hai phương pháp nêu trên, nhưng loại trừ các nhược điểm của hai kiểu thông gió đó. Tuy nhiên phương pháp kết hợp có nhược điểm là chi phí đầu tư cao hơn.



Hình 12.3. Cấp gió kết hợp

- *Thông gió kết hợp kiểu hồi nhiệt*: Về nguyên lý giống thông gió kết hợp, nhưng chỉ sử dụng trong các hệ thống điều hoà không khí. Do không khí thải ra bên ngoài mang theo một năng suất lạnh đáng kể. Để tiết kiệm, không khí trước khi thải ra ngoài người ta đưa đến thiết bị trao đổi nhiệt để trao đổi nhiệt với không khí tươi cung cấp vào phòng. Nhờ vậy nhiệt độ khí tươi cung cấp vào phòng giảm đáng kể. Ngược lại về mùa đông nhiệt độ khí tươi cung cấp được nâng cao so với bình thường.



Hình 12.4. Cấp gió kết hợp kiểu hồi nhiệt

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 được tạo ra do chênh lệch nhiệt độ và độ ẩm giữa bên ngoài và bên trong phòng.

- *Thông gió cưỡng bức*: Là quá trình thông gió thực hiện bằng quạt. Thông gió cưỡng bức có cường độ mạnh và có thể xác lập theo những chiều hướng mà người sử dụng mong muốn.

3. Theo phương pháp tổ chức

- *Thông gió tổng thể*: Thông gió tổng thể cho toàn bộ phòng hay công trình, thường phương pháp này thay thế toàn bộ không khí trong phòng bằng không khí bên ngoài một cách đều đặn.

- *Thông gió cục bộ*: Chỉ thực hiện thông gió một cách chọn lọc, tại những vị trí nhất định trong phòng hoặc công trình, những nơi trực tiếp phát sinh ra những chất độc hại. Ví dụ như khu vực hàn, sơn các thiết bị, khu WC, nhà bếp...

4. Theo mục đích

- *Thông gió bình thường*: Mục đích của thông gió là nhằm loại bỏ các chất độc hại, thải nhiệt thừa, ẩm thừa và cung cấp ôxi cần thiết cho sinh hoạt của con người.

- *Thông gió sự cố*: Nhiều công trình có trang bị hệ thống thông gió nhằm khắc phục các sự cố xảy ra, chẳng hạn như:

+ *Đề phòng các tai nạn tràn hoá chất*: Trong một số nhà máy, xí nghiệp, có trang bị các hệ thống thông gió sự cố. Khi xảy ra sự cố hệ thống thông gió hoạt động và thải khí độc đến những nơi định sẵn hoặc ra bên ngoài.

+ *Bảo vệ người khi xảy ra hoả hoạn*: Đối với một số công trình cao tầng, người ta có trang bị hệ thống thông gió phòng ngừa hoả hoạn lắp đặt trên các cầu thang thoát hiểm. Khi xảy ra hoả hoạn, hệ thống thông gió hoạt động và tạo áp lực dương trên toàn bộ cầu thang thoát hiểm để lửa không thâm nhập khu vực này giúp mọi người thoát hiểm dễ dàng.

12.1.2. Xác định lưu lượng thông gió

Lưu lượng gió sử dụng để thông gió được tính toán 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...

12.1.2.1. Lưu lượng thông gió khử khí độc

Các chất độc hại thường phát sinh nhiều nhất là ở trong các nhà máy,

công xưởng sản xuất. Trong sinh hoạt các chất độc hại có thể phát sinh ở những khu vực đặc biệt như nhà bếp, khu vệ sinh... Các loại chất độc có hại trong công nghiệp có thể phát sinh bởi các nguyên nhân sau đây:

- a. Phát sinh do các phản ứng hoá học trong quá trình sản xuất, quá trình cháy nhiên liệu.
- b. Phát sinh do quá trình vi sinh hoá.
- c. Bốc hơi từ bề mặt thoáng của các bồn, bể chứa hoá chất.
- d. Bốc hơi từ bề mặt vật có sơn phủ các hoá chất độc hại.
- e. Rò rỉ từ thiết bị và đường ống.

• *Xác định lưu lượng thông gió*

Lưu lượng thông gió được xác định theo công thức sau đây:

$$V = \frac{G}{y_c - y_o}, \text{ m}^3/\text{h} \quad (12-1)$$

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 2.6 chương 2 sách này), g/m³;

y_o - nồng độ chất độc hại trong không khí thổi vào, g/m³. Nồng độ chất độc thổi vào phòng rất nhỏ có thể bỏ qua:

$$V = \frac{G}{y_c}, \text{ m}^3/\text{h} \quad (12-2)$$

Trong công thức trên, lượng chất độc hại phát sinh trong phòng rất khó xác định bằng lý thuyết. Người ta đã xây dựng nhiều công thức tính toán khác nhau. Tuy nhiên cũng phải thừa nhận rằng thực tế sẽ có nhiều sai sót.

- Đối với các chất độc hại phát sinh ra do phản ứng hoá học hoặc phản ứng vi sinh hoá thì có thể xác định theo lý thuyết. Tuy nhiên thực tế có sai sót đáng kể do phụ thuộc vào nồng độ các chất tham gia và các điều kiện cụ thể của phản ứng, loại nguyên liệu sử dụng...

- Đối với các nguồn gây độc khác cũng phụ thuộc tình trạng bề mặt, tốc độ gió, nhiệt độ phòng, diện tích bề mặt thoáng, khe hở rò rỉ...

Vì vậy cách tốt nhất để xác định lượng chất độc phát sinh là bằng thực nghiệm. Trong nhiều trường hợp cần khảo sát tại chỗ nồng độ các chất độc

trong không khí và sự hao hụt theo thời gian của các chất để xác định lượng chất độc phát sinh.

12.1.2.2. Lưu lượng thông gió khử khí CO₂

Khí CO₂ phát sinh trong phòng chủ yếu là do hoạt động sống của cơ thể con người thải ra. Ngoài ra CO₂ có thể sinh ra do các phản ứng đặc biệt khác. Trong phần này chỉ tính đến lượng CO₂ phát sinh do con người thải ra.

Lưu lượng không khí thông gió cần thiết để thải khí CO₂ do con người toả ra tính trong 1 giờ được xác định như sau:

$$v = \frac{V_{\text{CO}_2}}{\beta - a}, \text{ m}^3/\text{h.người} \quad (12-3)$$

trong đó:

V_{CO_2} - lượng CO₂ do con người thải ra, m³/h.người (xem bảng 2.8 chương 2);

β - nồng độ CO₂ cho phép, % thể tích. Thường chọn $\beta = 0,15\%$;

a - nồng độ CO₂ trong không khí môi trường xung quanh, % thể tích. Thường chọn $a = 0,03\%$.

v - lưu lượng không khí cần cấp, m³/h.người;

Lượng CO₂ do 1 người thải ra phụ thuộc vào cường độ lao động, nên lưu lượng thông gió thải CO₂ cũng phụ thuộc vào cường độ lao động.

12.1.2.3. Lưu lượng thông gió thải ẩm thừa

Ẩm thừa phát sinh trong phòng do nhiều nguyên nhân và đã được giới thiệu tính toán trong chương 3, đó chính là lượng ẩm thừa. Căn cứ vào lượng ẩm thừa có thể xác định lưu lượng thông gió thải ẩm thừa như sau:

$$V = \frac{W_t}{\rho_{\text{KK}} \cdot (d_{\text{max}} - d_o)}, \text{ m}^3/\text{h} \quad (12-4)$$

W_t - lượng hơi nước toả ra phòng, kg/h;

d_{max} - dung ẩm cực đại cho phép của không khí trong phòng, kg/kg;

d_o - dung ẩm của không khí thổi vào phòng, kg/kg;

ρ_{KK} - khối lượng riêng của không khí, kg/m³.

12.1.2.4. Lưu lượng thông gió khử nhiệt thừa

Nhiệt thừa tính toán thông gió có khác với nhiệt thừa tính toán điều hoà

không khí do chế độ nhiệt điều hoà và thông gió có khác nhau. Đối với chế độ điều hoà nhiệt độ trong phòng khá thấp, nhưng đối với thông gió, do gió cấp không qua xử lý lạnh nên yêu cầu về nhiệt độ phòng trong trường hợp này phải cao hơn. Hiện nay vẫn chưa có các số liệu tiêu chuẩn về chế độ nhiệt thông gió. Vì vậy một cách gần đúng chấp nhận lấy nhiệt thừa Q_T tính toán theo chế độ điều hoà để tính thông gió và do đó lưu lượng thông gió tính được sẽ cao hơn yêu cầu, có thể coi đó là hệ số dự trữ.

Lưu lượng gió thải nhiệt:

$$V = \frac{Q_T}{\rho_{KK} \cdot (I_R - I_V)}, \text{ m}^3/\text{h} \quad (12-5)$$

Q_T - lượng nhiệt thừa trong phòng, kcal/h;

I_r, I_v - entanpi của không khí vào và ra khỏi phòng, kcal/kg;

Trường hợp không khí trong phòng chỉ tỏa nhiệt mà không tỏa hơi ẩm thì có thể áp dụng công thức:

$$V = \frac{Q_T}{0,24 \cdot \rho_{KK} \cdot (t_R - t_V)}, \text{ m}^3/\text{h} \quad (12-6)$$

t_r, t_v - nhiệt độ của không khí thổi vào và hút ra khỏi phòng, °C;

Nhiệt dung riêng của không khí $C_k = 0,24$ kcal/kg.K.

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 $t_v > t_r - a$. Giá trị a tùy thuộc vị trí lắp đặt miệng thổi nêu ở chương 5.

- 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:

$$t_R = t_T + \beta(H - Z) \quad (12-7)$$

H - khoảng cách từ mặt sàn đến miệng hút, m;

Z - chiều cao vùng làm việc, m;

β - gradien nhiệt độ theo chiều cao.

+ Thông thường: $\beta = 0,2 \div 1,5^\circ\text{C}/\text{m}$;

+ Đối với rạp hát, rạp chiếu bóng: $\beta = 0,2 \div 0,3^\circ\text{C}/\text{m}$;

+ Đối với xưởng nguội: $\beta = 0,4 \div 1,0^\circ\text{C}/\text{m}$;

+ Đối với xưởng nóng: $\beta = 1 \div 1,5^\circ\text{C}/\text{m}$.

12.1.2.5. Lưu lượng thông gió khử bụi

Lưu lượng không khí thông gió nhằm mục đích thải bụi phát ra trong phòng được xác định theo công thức:

$$V = \frac{G_b}{S_c - S_o}, \text{ m}^3/\text{h} \quad (12-8)$$

trong đó:

- G_b - lượng bụi thải ra khỏi phòng, g/h;
- S_c - nồng độ bụi cho phép trong không khí, g/m³;
- S_o - nồng độ bụi trong không khí thổi vào, g/m³.

12.1.3. Bội số tuần hoàn

Một trong những cách xác định lưu lượng thông gió là xác định theo bội số tuần hoàn. Phương pháp này thường sử dụng cho hệ thống thông gió tổng thể. Bội số tuần hoàn là số lần thay đổi không khí trong phòng trong một đơn vị thời gian.

$$K = \frac{V}{V_o}, \text{ lần/h} \quad (12-9)$$

trong đó:

- K - bội số tuần hoàn, lần/h (bảng 12.1);
- L - lưu lượng không khí cấp vào phòng, m³/h;
- V_o - thể tích gian máy, m³.

Bội số tuần hoàn cho trong các tài liệu. Việc xác định lưu lượng gió theo bội số tuần hoàn khá thuận lợi trên thực tế.

12.2. 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 thừa hoặc tổng hợp cả hai.

Thông gió tự nhiên bao gồm:

- Thông gió do thẩm lọt vào;
- Thông gió do khí áp: nhiệt áp và áp suất gió;
- Thông gió nhờ hệ thống kênh dẫn.

Bảng 12.1. Bội số tuần hoàn K (lần/h) và lưu lượng gió thông gió, m³/h

TT	Khu vực thông gió	Nhiệt độ phòng t _p , °C	Bội số tuần hoàn hoặc lưu lượng gió tuần hoàn	
			hút ra	thổi vào
	Nhà ở			
1	Phòng ở hộ gia đình (tính cho 1 m ² 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	-
	Khách sạn			
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)	-
	Bệnh xá, trạm xá			
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	-

Bảng 12.1 (tiếp theo)

TT	Khu vực thông gió	Nhiệt độ phòng t_T , °C	Bội số tuần hoàn hoặc lưu lượng gió tuần hoàn	
			hút ra	thổi vào
Công trình thể thao				
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 vận động viên, lớp học	18	2	2
23	Khu vệ sinh	23	(100)	
Rạp hát, rạp chiếu bóng, câu lạc bộ				
24	Phòng khán giả	16	Theo tính toán	
25	Hành lang	16		2
26	Căng tin	18	5	-
27	Phòng hút thuốc	16	10	-
28	Phòng vệ sinh (tính cho 1 chậu xi hoặc chậu tiểu)	16	(100)	
29	Phòng nghỉ của nhạc công	18	5	3
30	Phòng máy chiếu phim	16	3	3

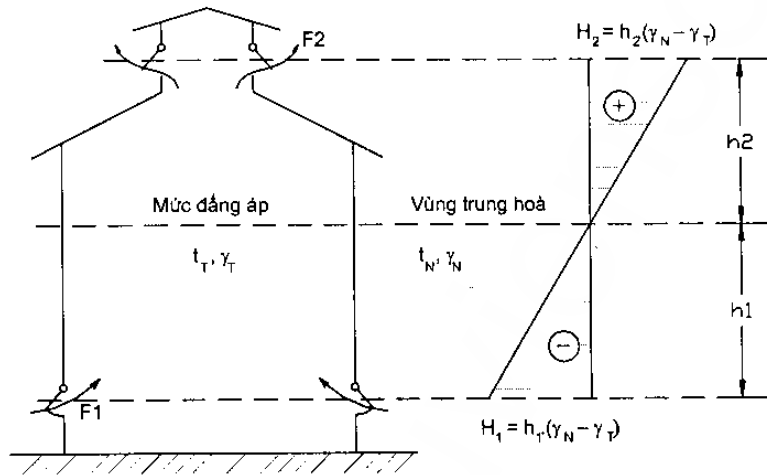
* Ghi chú các số liệu trong dấu () có đơn vị là m³/h.người

12.2.1. Thông gió tự nhiên dưới tác dụng của nhiệt thừa

Khi nhiệt độ trong phòng lớn hơn nhiệt độ bên ngoài trời thì giữa chúng có sự chênh lệch áp suất và do đó có sự trao đổi không khí bên ngoài với bên trong.

Các phần 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 phần 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.



Hình 12.5. Nguyên lý thông gió do nhiệt áp

Trên hình 12.5 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:

$$H = g \cdot h \cdot (\rho_N - \rho_T) \quad (12-10)$$

trong đó $h = h_1 + h_2$ là khoảng cách giữa các cửa cấp gió và cửa thải, m;

ρ_T - khối lượng riêng trung bình của không khí trong phòng, kg/m^3 .

- Cột áp tạo ra sự chuyển động của không khí vào phòng:

$$H_1 = g \cdot h_1 \cdot (\rho_N - \rho_T) \quad (12-11)$$

- Cột áp xả khí ra khỏi phòng:

$$H_2 = g \cdot h_2 \cdot (\rho_N - \rho_T) \quad (12-12)$$

Tốc độ không khí chuyển động qua các cửa vào và cửa thải:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot H_1}{\rho_N}} = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot h_1 \cdot (\rho_N - \rho_T)}{\rho_N}}, \text{ m/s} \quad (12-13)$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot H_2}{\rho_T}} = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot h_2 \cdot (\rho_N - \rho_T)}{\rho_T}}, \text{ m/s} \quad (12-14)$$

- Lưu lượng không khí qua các cửa là:

$$L_1 = F_1 \cdot \omega_1 \cdot \mu_1 \quad (12-15)$$

$$L_2 = F_2 \cdot \omega_2 \cdot \mu_2 \quad (12-16)$$

F_1, F_2 - diện tích cửa vào và cửa thải, m^2 ;

μ_1, μ_2 - hệ số lưu lượng của cửa vào và cửa thải.

Thay vào ta có:

$$V_1 = F_1 \cdot \mu_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot h_1 \cdot (\rho_N - \rho_T)}{\rho_N}}, m^3/s \quad (12-17)$$

$$V_2 = F_2 \cdot \mu_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot h_2 \cdot (\rho_N - \rho_T)}{\rho_T}}, m^3/s \quad (12-18)$$

Ở chế độ ổn định ta có $V_1 = V_2$ hay:

$$F_1 \cdot \omega_1 \cdot \mu_1 = F_2 \cdot \omega_2 \cdot \mu_2 \quad (12-19)$$

Từ đây ta rút ra:

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{\mu_2}{\mu_1} \cdot \sqrt{\frac{h_2 \cdot \rho_N}{h_1 \cdot \rho_T}} = \alpha \cdot \sqrt{\frac{h_2}{h_1}} \quad (12-20)$$

Giải hệ phương trình:

$$\begin{aligned} h &= h_1 + h_2 \\ \frac{F_1}{F_2} &= \frac{\mu_2}{\mu_1} \cdot \sqrt{\frac{h_2 \cdot \rho_N}{h_1 \cdot \rho_T}} = \alpha \cdot \sqrt{\frac{h_2}{h_1}} \end{aligned}$$

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:

$$V = \frac{\sqrt{2gh(\rho_N - \rho_T)}}{\sqrt{\frac{\rho_N}{(F_1\mu_1)^2} + \frac{\rho_T}{(F_2\mu_2)^2}}}, m^3/s \quad (12-21)$$

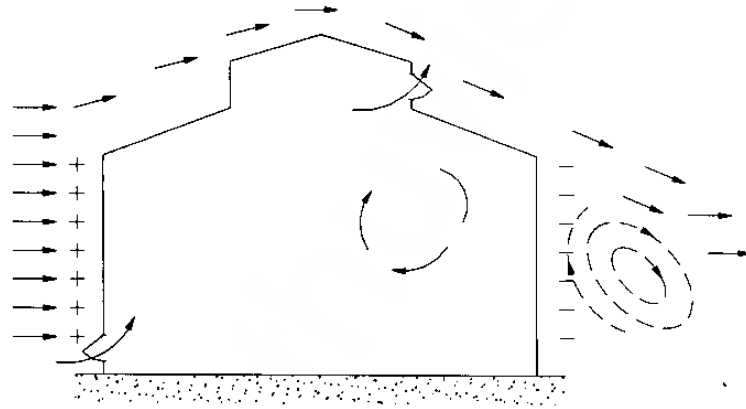
Trường hợp đặc biệt khi $F_1 = F_2$ và $\mu_1 = \mu_2$ thì:

$$V = F \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot h (\rho_N - \rho_T)}{\rho_N + \rho_T}}, m^3/s \quad (12-22)$$

12.2.2. 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 hai 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.



Hình 12.6. Phân bố áp suất dưới tác dụng của gió

Cột áp (hay độ chân không) do gió tạo ra tại một vị trí so với áp suất khí quyển có thể xác định theo công thức:

$$H_g = K_{kd} \cdot \frac{\rho_N \cdot \omega_g^2}{2}, \text{ kG/m}^2 \quad (12-23)$$

K_{kd} - hệ số khí động;

ω_g - tốc độ gió, m/s;

ρ_N - khối lượng riêng của không khí bên ngoài trời, kg/m^3 .

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.

Ta nhận thấy phía mặt đón gió cột áp do gió tạo ra dương và ngược lại phía khuất gió có cột áp âm. Vì vậy hệ số khí động phía đón gió có giá trị dương và phía khuất gió có giá trị âm.

Hệ số khí động thực tế phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố như hướng gió thổi so với mặt đón gió và khoảng cách giữa các nhà lân cận.

Trong trường hợp chung, có thể lấy hệ số K_{kd} như sau:

- Phía đầu gió: $K_{max} = 0,8$ thường lấy $K_{max} = 0,5 \div 0,6$

- Phía khuất gió: $K_{min} = -0,75$ thường lấy $K_{min} = -0,3$

Hệ số K_{kd} không phụ thuộc vào tốc độ mà phụ thuộc vào góc thổi của gió so với nhà, hình dạng nhà và vị trí tương đối giữa các nhà với nhau.

Nhiệm vụ của bài toán tính thông gió là xác định lưu lượng thông gió của công trình dưới tác dụng của gió. Dưới đây là các trường hợp có thể xảy ra.

12.2.2.1. Trường hợp có hai cửa

Giả sử phân xưởng có 2 cửa chênh lệch độ cao giữa tâm cửa chúng là H. Coi khối lượng riêng không khí bên ngoài và bên trong không đổi (hình 12.7).

Chúng ta tính cho trường hợp bên trong phòng không có nhiệt thừa $Q_T = 0$, do đó $t_T = t_N$ và $\gamma_T = \gamma_N = \gamma$ (hay $\rho_N = \rho_T = \rho$).

Hệ số khí động ở cửa (1) là K_1 và ở cửa (2) là K_2 . Chọn mặt phẳng x-x qua tâm cửa (1) làm chuẩn, áp suất do gió tạo ra bên ngoài cửa (1) là:

$$p_1 = K_1 \cdot \frac{\rho \cdot \omega_g^2}{2} \quad (12-24)$$

Gọi p_x là áp suất bên trong nhà trên mặt phẳng x-x, như vậy hiệu áp suất ở cửa (1) là:

$$\Delta p_1 = p_1 - p_x \quad (12-25)$$

Áp suất bên trong và bên ngoài của cửa hai là:

$$P_{T(2)} = p_x - H \cdot \gamma \quad (12-26)$$

$$P_{N(2)} = p_2 - H \cdot \gamma \quad (12-27)$$

Áp suất do gió tạo ra bên ngoài cửa (2) được xác định như sau:

$$p_2 = K_2 \cdot \frac{\rho \cdot \omega_g^2}{2} \quad (12-28)$$

Hiệu áp suất bên trong và bên ngoài cửa (2):

$$\Delta p_2 = p_{T(2)} - p_{N(2)} = p_x - p_2 \quad (12-29)$$

- Phương trình cân bằng lưu lượng cho cửa (1) và cửa (2):

$$V = \mu_1 \cdot F_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_x)}{\rho}} = \mu_2 \cdot F_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_x - p_2)}{\rho}} \quad (12-30)$$

Từ đây rút ra:

$$p_x = \frac{\mu_1^2 \cdot F_1^2 \cdot p_1 + \mu_2^2 \cdot F_2^2 \cdot p_2}{\mu_1^2 \cdot F_1^2 + \mu_2^2 \cdot F_2^2} \quad (12-31)$$

$$V = \mu_1 \cdot \mu_2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{p_1 - p_2}{\mu_1^2 \cdot F_1^2 + \mu_2^2 \cdot F_2^2}} \quad (12-32)$$

Đặt $F_2/F_1 = \beta$, ta có:

$$p_x = \frac{\mu_1^2 \cdot p_1 + \mu_2^2 \cdot \beta^2 \cdot p_2}{\mu_1^2 + \mu_2^2 \cdot \beta^2} \quad (12-33)$$

$$V = \mu_1 \cdot \mu_2 \cdot F_2 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{p_1 - p_2}{\mu_1^2 + \mu_2^2 \cdot \beta^2}} \quad (12-34)$$

Nếu cửa gió vào và ra tương tự nhau tức $\mu_1 = \mu_2 = \mu$ thì:

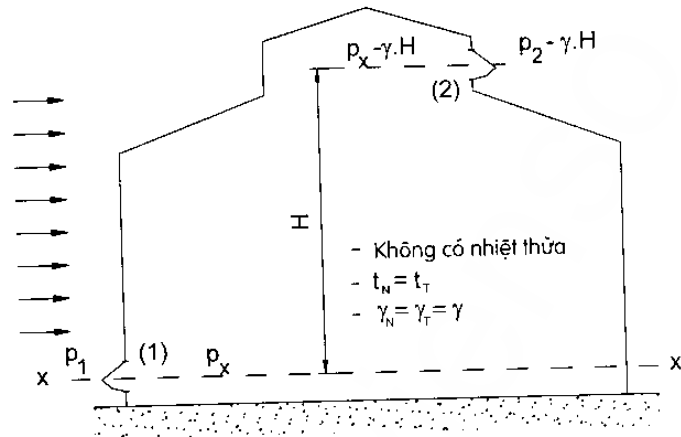
$$p_x = \frac{p_1 + p_2 \cdot \beta^2}{1 + \beta^2} \quad (12-35)$$

$$V = \mu \cdot F_2 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{p_1 - p_2}{1 + \beta^2}} \quad (12-36)$$

Từ công thức trên ta có thể suy ra như sau:

- Nếu cửa 1 đóng $F_1 = 0$: $p_x = p_2$
- Nếu cửa 2 đóng $F_2 = 0$: $p_x = p_1$
- Nếu $F_1 = F_2$ thì : $p_x = \frac{p_1 + p_2}{2}$

Như vậy, khi thay đổi diện tích các cửa thì áp suất bên trong phòng tại tiết diện x-x thay đổi trong khoảng từ p_1 đến p_2 .



Hình 12.7

12.2.2.2. Trường hợp có nhiều cửa

Xét trường hợp thường gặp khi phân xưởng có 4 cửa. Giả sử đã biết được tốc độ gió tại các cửa, hệ số khí động của chúng, ta sẽ xác định được áp suất dư do gió tạo ra ở các cửa là:

$$p_i = K_i \cdot \frac{\rho \cdot \omega_{gi}^2}{2}, \text{ N/m}^2 \quad (12-37)$$

Ta đang xét trường hợp không có nhiệt thừa nên có thể coi áp suất dư p_x trong phòng không đổi theo độ cao, tức là áp suất bên trong phòng tại các cửa đều bằng nhau.

Áp dụng định luật Bernoulli cho dòng qua các cửa ta có:

$$\Delta p = p_i - p_x = \rho \cdot \frac{v_i^2}{2}, \text{ N/m}^2 \quad (12-38)$$

trong đó v_i là tốc độ chuyển động của dòng không khí qua cửa i , m/s.

hay:

$$v_i = \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_i - p_x)}, \text{ m/s} \quad (12-39)$$

Ta có phương trình cân bằng lưu lượng cho phân xưởng:

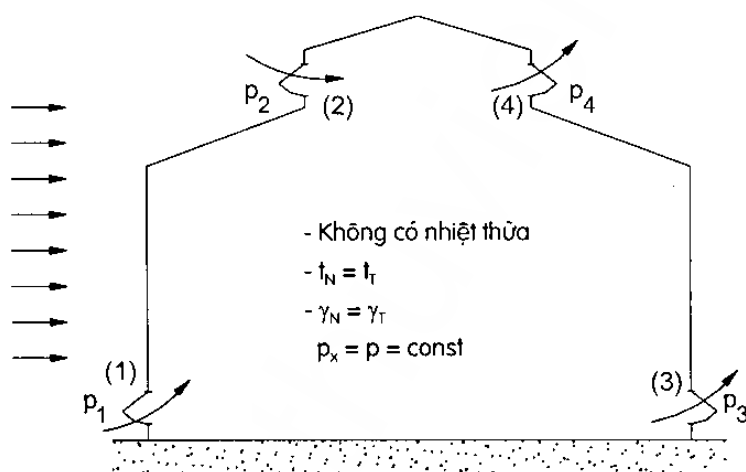
$$V_1 + V_2 = V_3 + V_4 \quad (12-40)$$

hay:

$$\mu_1 \cdot F_1 \cdot v_1 + \mu_2 \cdot F_2 \cdot v_2 = \mu_3 \cdot F_3 \cdot v_3 + \mu_4 \cdot F_4 \cdot v_4 \quad (12-41)$$

Thay giá trị tốc độ vào ta có:

$$\begin{aligned} \mu_1 \cdot F_1 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - p_x)} + \mu_2 \cdot F_2 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_2 - p_x)} = \\ = \mu_3 \cdot F_3 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_x - p_3)} + \mu_4 \cdot F_4 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_x - p_4)} \end{aligned} \quad (11-42)$$



Hình 12.8

Giả sử tất cả các cửa giống nhau về cấu trúc, tức các hệ số μ giống nhau, rút gọn phương trình ta có:

$$F_1 \cdot \sqrt{p_1 - p_x} + F_2 \cdot \sqrt{p_2 - p_x} = F_3 \cdot \sqrt{p_x - p_3} + F_4 \cdot \sqrt{p_x - p_4} \quad (12-43)$$

Giải phương trình (12-43) ta sẽ tìm được áp suất dư trong phòng p_x và thay vào (12-42) sẽ xác định được lưu lượng gió trao đổi trong trường hợp này.

12.2.3. 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 0,5 m.

Cột áp do kênh gió tạo nên là:

$$H = g.h. (\rho_N - \rho_T), \text{ N/m}^2$$

Cột áp do kênh 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 thấm 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 và tiết diện kênh gió, ta xác định được tốc độ gió:

$$\omega = V/F, \text{ m/s}$$

- 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:

$$H = g.h. (\rho_N - \rho_T) \geq \Sigma \Delta p_{cb} + \Sigma \Delta p_{ms}$$

12.3. THÔNG GIÓ CƯỜNG BỨC

So với thông gió tự nhiên, thông gió cưỡng bức có phạm vi hoạt động lớn hơn, hiệu quả cao hơn, có thể dễ dàng điều chỉnh và thay đổi lưu lượng thông gió cho phù hợp. Vì vậy thông gió cưỡng bức thường hay được sử dụng trong điều hoà không khí. Thông gió cưỡng bức được chia ra làm nhiều loại theo mục đích sử dụng.

Thông gió cưỡng bức có thể chia theo mục đích sử dụng như sau:

- Cấp khí tươi cho không gian điều hoà ;
- Hút thải các chất độc hại tại những khu vực đặc biệt;
- Thông gió sự cố.

Dưới đây là các trường hợp thường hay sử dụng nhất trong các hệ thống điều hoà không khí hiện nay.

12.3.1. Cấp khí tươi cho các hệ thống điều hoà không khí

Lượng không khí tươi cung cấp cho các hệ thống điều hoà không khí phải đảm bảo đầy đủ cho số người trong phòng sử dụng. Lượng khí tươi cung cấp cũng cần đảm bảo yêu cầu là không nhỏ hơn 10% tổng lưu lượng gió cung cấp cho phòng

Việc cấp khí tươi cho không gian điều hoà thường được thực hiện theo các biện pháp sau đây:

- Cấp khí tươi trực tiếp vào phòng;
- Cấp khí tươi thông qua hệ thống điều hoà.

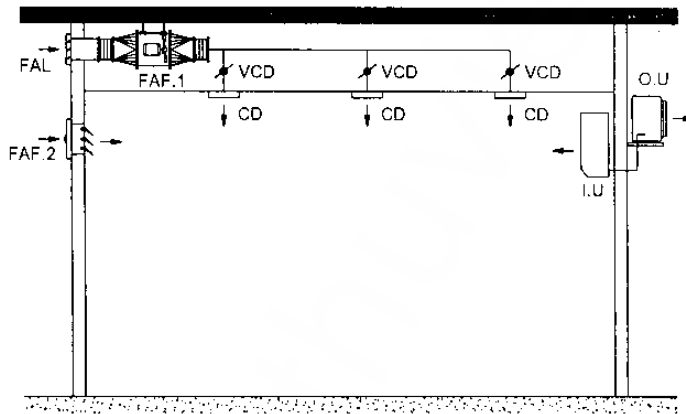
12.3.1.1. Cấp khí tươi trực tiếp vào phòng

Đây là phương pháp đơn giản và thường được sử dụng. Khí tươi được các quạt hút từ bên ngoài qua các bộ lọc và đưa vào phòng. Việc cấp gió có thể trực tiếp vào phòng từ các quạt gắn tường hoặc theo hệ thống kênh dẫn gió đối với quạt treo trần (hình 12.9 và 12.10).

Do không khí tươi đã được làm lạnh sơ bộ nên tránh được sự phân bố không đều nhiệt độ gió giữa các vùng.

Việc cấp khí tươi trực tiếp vào phòng có ưu điểm là có thể cấp vào những khu vực cần thiết theo chủ ý người thiết kế. Tuy nhiên do nhiệt độ không khí tươi khác nhiệt độ không khí trong phòng nên nếu bố trí không đều có thể làm cho trường nhiệt độ không khí trong phòng không đều. Để hạn chế điều đó, về mùa hè người ta làm lạnh sơ bộ không khí tươi trước khi thổi vào phòng, ngược lại mùa đông sẽ gia nhiệt sơ bộ. Biện pháp tốt nhất là thực hiện hồi nhiệt với khí thải ra ngoài. Nhưng để nâng cao hiệu quả có thể sử

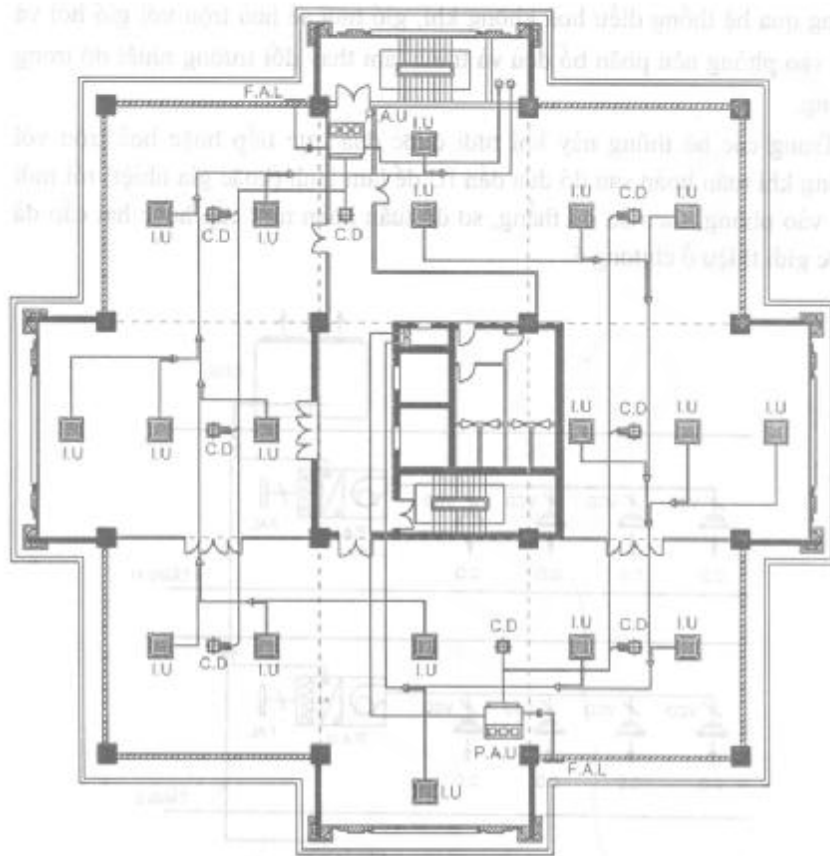
dụng các IU (indoor unit) để cấp khí tươi. Trên hình 12.10 là một ví dụ về việc sử dụng các dàn lạnh loại giấu trần máy điều hoà VRV để cấp khí tươi cho một tầng nhà. Đây là một trong những phương án được lựa chọn cho hệ thống điều hoà không khí khu thương xá Vĩnh Trung - Đà Nẵng. Khí tươi được lấy từ bên ngoài vào các dàn lạnh PAU qua bộ lọc không khí và lưới chắn côn trùng, được làm lạnh sơ bộ và được thổi theo các kênh gió đến các miệng thổi vào phòng.



*F.A.F (Fresh Air Fan) - Quạt cấp gió tươi; (I.U (Indoor Unit) - Dàn lạnh;
O.U (Outdoor Unit) - Dàn nóng; C.D (Ceiling Diffusser) - Miệng thổi gắn trần; FAL (Fresh Air Louvre) - Miệng hút gió tươi*

Hình 12.9. Sơ đồ cấp gió tươi trực tiếp từ quạt

Trên hình 12.10 chỉ là sơ đồ bố trí trên mặt bằng của một tầng (từ tầng 4-11 khu vực Văn phòng cho thuê Khu Thương xá Vĩnh Trung, Đà Nẵng), còn trên hình 12.11 là sơ đồ nguyên lý toàn bộ hệ thống cấp gió tươi từ tầng 4-11. Các dàn lạnh cấp gió tươi của một máy điều hoà VRV trong trường hợp này đóng vai trò như những quạt thông gió, đồng thời có thể làm lạnh hoặc gia nhiệt cho không khí. Với phương pháp cấp gió tươi như thế có thể tránh ảnh hưởng của sự sai lệch nhiệt độ giữa luồng không khí thổi vào và không khí trong phòng, không tốt cho sức khoẻ.



I.U (Indoor Unit) - Dàn lạnh; P.A.U (Primary Air Unit) - Dàn lạnh cấp gió tươi; C.D (Ceiling Diffusser) - Miệng thổi gắn trần; FAL (Fresh Air Louvre) - Miệng hút gió tươi

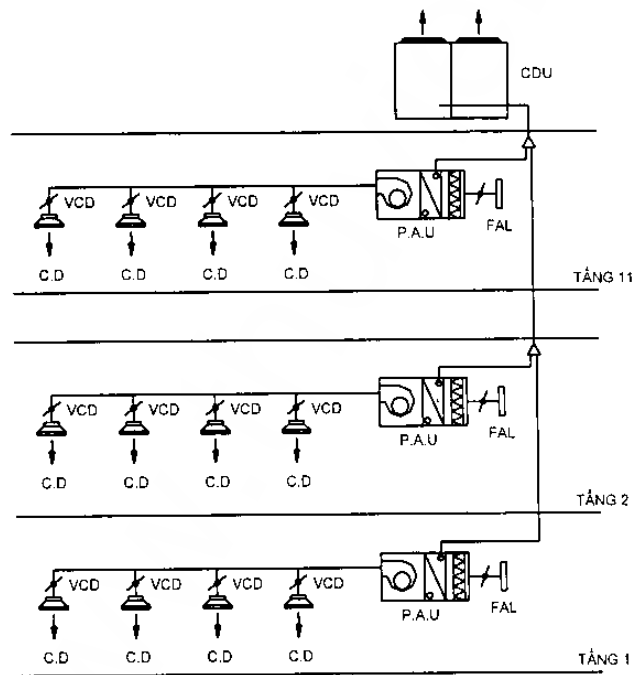
Hình 12.10. Sơ đồ cấp gió tươi trực tiếp từ quạt trong hệ thống VRV

12.3.1.2. Cấp gió tươi theo hệ thống điều hoà

Việc thông gió độc lập, trực tiếp vào phòng không thông qua hệ thống điều hoà không khí có nhược điểm là trường nhiệt độ không khí trong phòng và phân bố khí tươi không đều. Trong trường hợp cấp gió tươi thực hiện

thông qua hệ thống điều hoà không khí, gió tươi sẽ hoà trộn với gió hồi và cấp vào phòng nên phân bố đều và tránh làm thay đổi trường nhiệt độ trong phòng.

Trong các hệ thống này khí tươi được đưa trực tiếp hoặc hoà trộn với không khí tuần hoàn sau đó đưa đến IU để làm lạnh (hoặc gia nhiệt) rồi mới cấp vào phòng, theo sơ đồ thẳng, sơ đồ tuần hoàn một cấp hoặc hai cấp đã được giới thiệu ở chương 5.

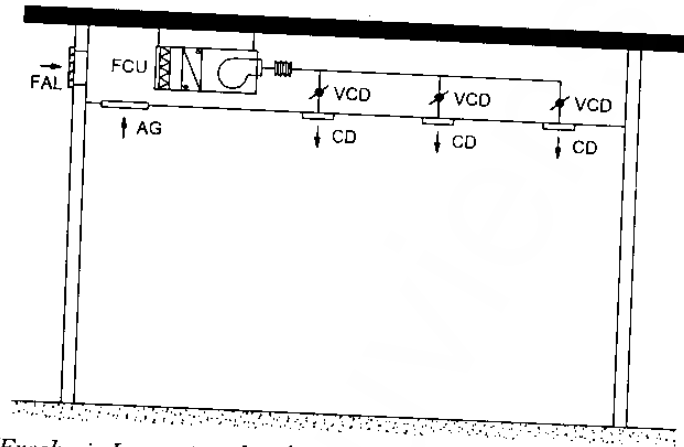


Hình 12.11. Sơ đồ nguyên lý cấp gió tươi dùng hệ thống V.R.V

Trường hợp thường gặp nhất là sơ đồ tuần hoàn một cấp, theo sơ đồ này người ta có nhiều cách thực hiện, đặc biệt là buồng hoà trộn không khí rất khác nhau, cụ thể:

- Lấy khoảng không gian phía trên laphông làm buồng hoà trộn (hình

12.12). Cách thiết kế này có ưu điểm là không cần hệ thống ống hồi gió. Gió hồi được lấy trực tiếp qua miệng hút gắn trên trần, đi lên phía trên trần và hoà trộn với gió tươi lấy qua các cửa lấy gió.



FAL (Fresh air Louvre)- Cửa lấy gió tươi; AG (Air Grill)- Miệng hút; CD (Ceiling Diffuser)- Miệng thổi; VCD (Volume Control Damper) - Van điều chỉnh; FCU - Dàn lạnh

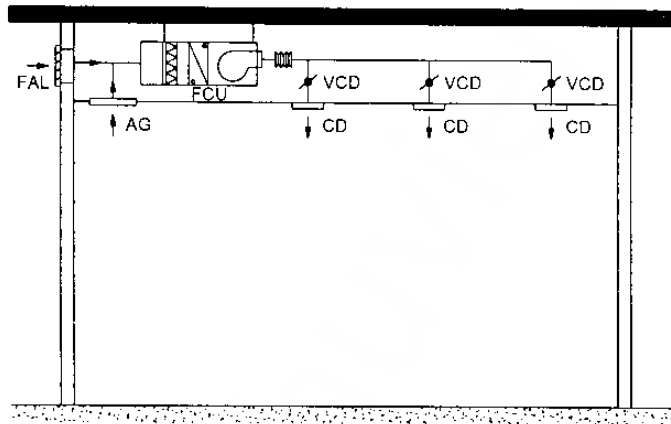
Hình 12.12. Sơ đồ cấp gió tươi từ cửa lấy gió, lấy trần làm khoang hút

Phương pháp này đơn giản, dễ thực hiện nhưng có nhược điểm là:

- + Khi hệ thống hoạt động, không khí nằm ở khoảng không gian trên trần cũng được làm lạnh (hoặc gia nhiệt) nên thể tích không gian làm lạnh tăng.
- + Dùng khoảng không gian trần để hoà trộn nên chất lượng gió nhiều lúc không đảm bảo, nhất là các công trình lớn có sự thông nhau giữa khoang trần của nhiều khu vực, ảnh hưởng của bụi, ẩm mốc đến chất lượng gió.
- + Điều chỉnh lưu lượng gió tươi rất khó khăn do các cửa lấy gió tươi lắp đặt phía trên laphông và xác định tỷ lệ hoà trộn gió thực tế khó chính xác, phụ thuộc rất nhiều yếu tố, nhất là vị trí miệng hút, miệng cấp gió tươi và đầu hút của dàn lạnh. Thường các cửa lấy gió tươi chỉ được điều chỉnh một lần, trong quá trình sử dụng hầu như không có điều chỉnh. Mặt khác để hút được gió tươi, khoang hút phải kín và đầu hút của các dàn lạnh phải bố trí gần các cửa lấy gió tươi.

- Sử dụng hộp hoà trộn và có hệ thống kênh hồi gió

Trên hình 12.13 là sơ đồ hệ thống điều hoà có cấp gió tươi lấy trực tiếp từ bên ngoài vào hộp hoà trộn. Đối với hệ thống này phần không gian trên laphông không được làm lạnh (hoặc gia nhiệt) do đó đảm bảo chất lượng gió và nâng cao hiệu quả hoạt động.



FAL (Fresh air Louvre)- Cửa lấy gió tươi; AG (Air Grill)- Miệng hút; CD (Ceiling Diffuser)- Miệng thổi; VCD (Volume Control Damper) - Van điều chỉnh; FCU - Dàn lạnh

Hình 12.13. Sơ đồ cấp gió tươi từ các cửa lấy gió và có hộp hút gió

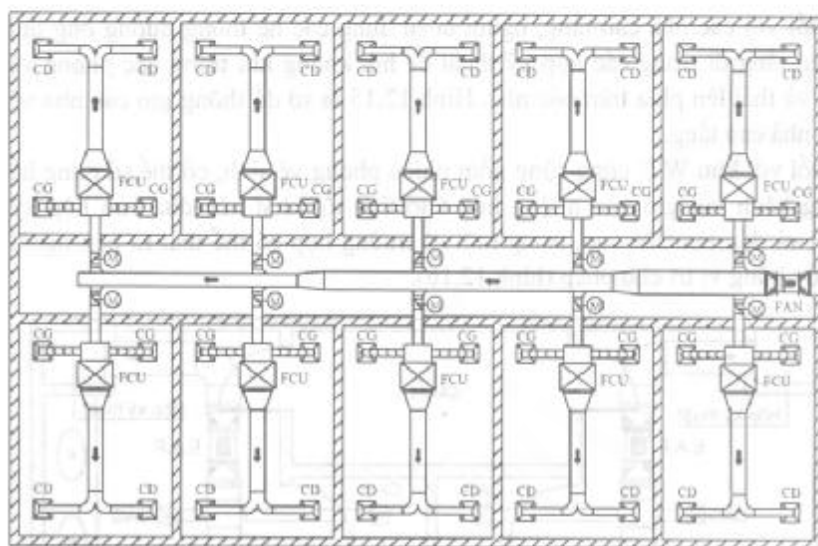
- Cấp gió tươi kiểu tập trung

Phương pháp cấp gió tươi kiểu tập trung thường sử dụng trong các hệ thống lớn. Trong hệ thống này, quạt cấp gió tươi đến các buồng hoà trộn của các dàn lạnh. Đây là phương pháp hiệu quả, đồng thời chủ động cấp gió một cách tích cực theo tỷ lệ thích hợp nhất cho từng khu vực và công trình, thông qua các van điều chỉnh lưu lượng gió điều khiển bằng động cơ.

12.3.2. Hút thông gió các khu vực phát sinh chất độc hại

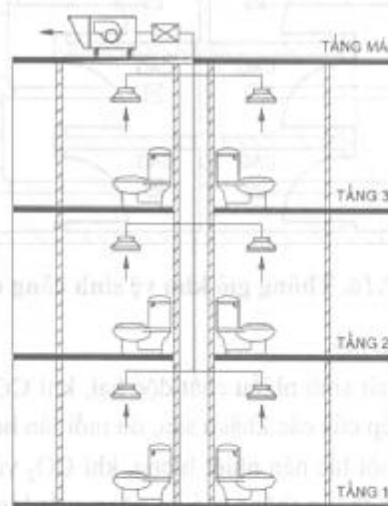
12.3.2.1. Hút thông gió khu vệ sinh

Trong các nhà cao tầng, công sở, cơ quan... khu vực W.C luôn luôn đòi hỏi phải thực hiện thường xuyên. Để thực hiện thông gió người ta sử dụng nhiều biện pháp khác nhau.



FCU- Dàn lạnh; M- Van điều chỉnh bằng động cơ; CD(Ceiling Diffuser)-
Miệng thổi; CG (Ceiling Grill) - Miệng hút

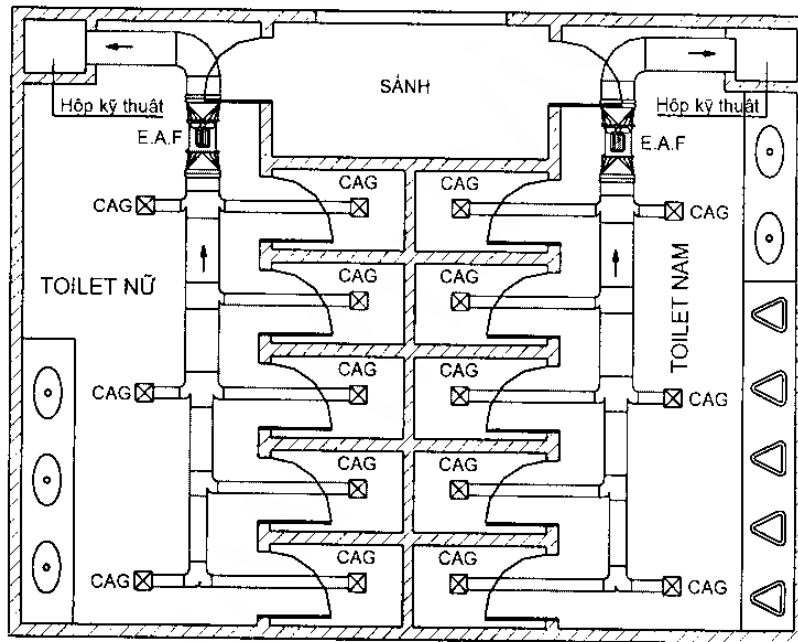
Hình 12.14. Sơ đồ cấp gió tươi nhờ quạt



Hình 12.15. Thông gió khu vệ sinh nhà cao tầng

Đối với các nhà cao tầng, người ta sử dụng các hệ thống đường ống hút xuyên tầng đi trong các hộp kỹ thuật để hút không khí trong các phòng vệ sinh và thải lên phía trên nóc nhà. Hình 12.15 là sơ đồ thông gió các nhà vệ sinh nhà cao tầng.

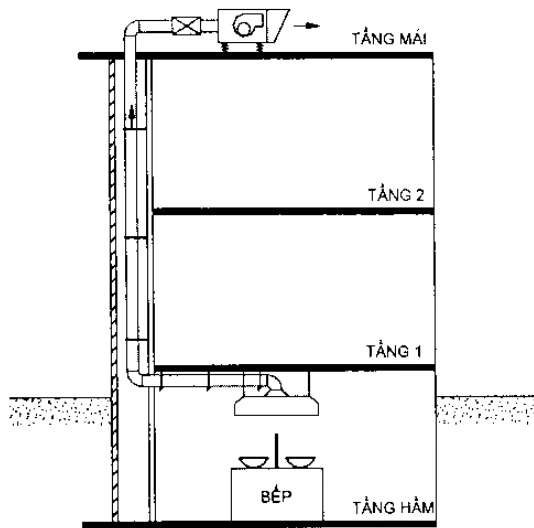
Đối với khu W.C công cộng gồm nhiều phòng vệ sinh, có thể sử dụng hệ thống kênh hút gió vào miệng hút. Gió thải tốt nhất nên đưa vào hộp kỹ thuật và dẫn lên trên cao, trong một số trường hợp có thể thải ra bên ngoài trời ở những vị trí cho phép (hình 12.16).



Hình 12.16. Thông gió khu vệ sinh công cộng

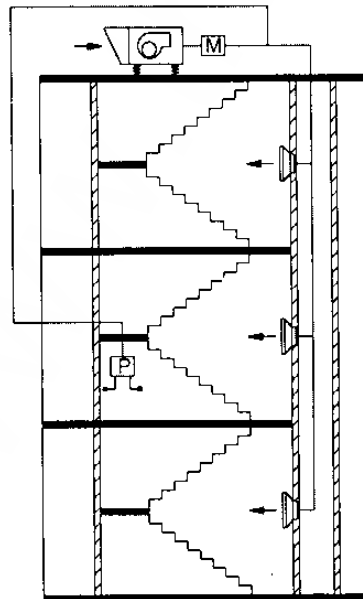
12.3.2.2. Thông gió nhà bếp

Khu nhà bếp nơi phát sinh nhiều chất độc hại, khí CO_2 và nhiệt thừa rất lớn. Đối với các nhà bếp của các khách sạn, do mỗi lần hoạt động thường có nhiều bếp hoạt động một lúc nên nhiệt lượng, khí CO_2 và các chất độc sinh ra rất nhiều, đòi hỏi hệ thống thông gió có năng suất lớn. Hình 12.17 là sơ đồ một hệ thống thông gió nhà bếp đặt ở tầng hầm của một khách sạn.



Hình 12.17. Thông gió nhà bếp

12.3.3. Thông gió sự cố cầu thang thoát hiểm



Hình 12.16. Thông gió thoát hiểm cầu thang

Khi xảy ra sự cố hoả hoạn hệ thống thông gió cầu thang sẽ hoạt động và duy trì áp suất ở cầu thang để cho lửa không lây lan sang khu vực cầu thang thoát hiểm, đồng thời hạ nhiệt khu vực này để mọi người có thể thoát theo đường cầu thang về phía dưới.

Hệ thống có trang bị van giảm áp vô cấp điều khiển bằng động cơ (M). Bộ cảm biến áp suất cầu thang (P) điều khiển sự đóng mở của van (M); khi áp suất cầu thang nhỏ thì van (M) mở rộng hơn và ngược lại.

Chương 13

LỌC BỤI VÀ TIÊU ÂM

13.1. LỌC BỤI

13.1.1. Khái niệm

Độ trong sạch của không khí là một trong những tiêu chuẩn quan trọng cần được khống chế trong các không gian điều hoà và thông gió. Tiêu chuẩn này càng quan trọng đối với các đối tượng như bệnh viện, phòng chế biến thực phẩm, các phân xưởng sản xuất đồ điện tử, thiết bị quang học...

Bụi là những phần tử vật chất có kích thước nhỏ bé khuếch tán trong môi trường không khí. Đó là một trong các chất độc hại và ảnh hưởng của nó phụ thuộc vào nhiều yếu tố: kích cỡ bụi, nồng độ bụi, nguồn gốc bụi...

- *Phân loại bụi*

- *Theo nguồn gốc của bụi người ta chia ra:*

- + Bụi hữu cơ: Do các sản phẩm nông nghiệp và thực phẩm như thuốc lá, bông vải, bụi gỗ, các sản phẩm nông sản, da, lông súc vật...

- + Bụi vô cơ: Có nguồn gốc từ kim loại, khoáng chất, đất, đá, xi măng, amiăng...

- *Theo kích cỡ hạt bụi:*

Bụi có kích cỡ càng bé tác hại càng lớn do khả năng xâm nhập sâu vào cơ thể, tồn tại trong không khí lâu và khó xử lý. Theo kích cỡ bụi được phân thành các dạng chủ yếu sau:

- + Bụi siêu mịn: Là những hạt bụi có kích thước nhỏ hơn $0,001 \mu\text{m}$. Loại bụi này là tác nhân gây mù trong các không gian thông gió và điều hoà không khí.

- + Bụi rất mịn : $0,1 \div 1 \mu\text{m}$

- + Bụi mịn : $1 \div 10 \mu\text{m}$

- + Bụi thô : $> 10 \mu\text{m}$.

- *Theo hình dáng hạt bụi*

Theo hình dạng có thể phân thành các dạng bụi sau:

+ Dạng mảnh (dạng tấm mỏng)

+ Dạng sợi

+ Dạng khối

- *Tác hại của bụi*

Bụi có nhiều tác hại đến sức khoẻ con người và chất lượng các sản phẩm

- Đối với sức khoẻ của con người bụi ảnh hưởng đến đường hô hấp, thị giác và ảnh hưởng đến cuộc sống sinh hoạt khác của con người. Đặc biệt đối với đường hô hấp, hạt bụi càng nhỏ ảnh hưởng của chúng càng lớn, với cỡ hạt 0,5 ÷ 10 µm chúng có thể thâm nhập sâu vào đường hô hấp nên còn gọi là bụi hô hấp. Mức độ ảnh hưởng của bụi phụ thuộc nhiều vào nồng độ bụi trong không khí (mg/m³). Nồng độ bụi cho phép trong không khí phụ thuộc vào bản chất của bụi và thường được đánh giá theo hàm lượng ôxít silic (SiO₂). Bụi cũng tạo ra cảm giác nóng nực, bấn thủ, những nơi có bụi nhiều người ta mất rất nhiều công để lau chùi, quét dọn thường xuyên.

- Nhiều sản phẩm đòi hỏi phải được sản xuất trong những môi trường hết sức trong sạch. Ví dụ như công nghiệp thực phẩm, công nghiệp chế tạo thiết bị quang học, điện tử...

- *Nồng độ:*

+ Nồng độ bụi cho phép trong không khí thường cho theo nồng độ ôxít silic có thể tham khảo bảng 2.4.

13.1.2. Thiết bị lọc bụi, phân loại và các thông số đặc trưng của nó

Trong kỹ thuật điều hoà không khí và thông gió thường người ta có trang bị đi kèm theo các hệ thống lọc bụi cho không khí. Có nhiều kiểu thiết bị lọc bụi hoạt động dựa trên nhiều nguyên lý rất khác nhau.

- *Phân loại*

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 các loại thiết bị lọc bụi như sau:

- Buồng lắng bụi dạng hộp.
- Thiết bị lọc bụi kiểu xi-clon.
- Thiết bị lọc bụi kiểu quán tính.
- Thiết bị lọc bụi kiểu túi vải.

- Thiết bị lọc bụi kiểu lưới lọc.
- Thiết bị lọc bụi kiểu thùng quay.
- Thiết bị lọc bụi kiểu sỏi bọt.
- Thiết bị lọc bụi bằng lớp vật liệu rỗng.
- Thiết bị lọc bụi kiểu tĩnh điện.

• *Các thông số đặc trưng của thiết bị lọc bụi*

Các thông số đặc trưng cho một thiết bị lọc bụi bao gồm: Hiệu quả lọc bụi, Phụ tải không khí và trở lực của thiết bị lọc bụi.

- *Hiệu quả lọc bụi* η_b là tỷ lệ phần trăm lượng bụi được xử lý so với lượng bụi có trong không khí ban đầu:

$$\eta_b = \frac{G'_b - G''_b}{G'_b} \cdot 100\% = \frac{z'_b - z''_b}{z'_b} \cdot 100\% \quad (13-1)$$

G'_b, G''_b - lượng bụi vào ra thiết bị trong một đơn vị thời gian, g/s;

z'_b, z''_b - nồng độ bụi vào ra thiết bị trong không khí đầu vào và đầu ra thiết bị, g/m³.

- *Phụ tải không khí*: Lưu lượng lưu thông không khí tính cho 1 m² diện tích bề mặt lọc:

$$V_f = \frac{V}{F}, \text{ m}^3/\text{h} \cdot \text{m}^2 \quad (13-2)$$

V - lưu lượng lưu thông không khí, m³/h;

F - diện tích bề mặt lọc bụi, m².

- *Trở lực thủy lực*: Một trong những chỉ tiêu quan trọng của thiết bị lọc bụi là trở lực cục bộ do bộ lọc gây ra đối với dòng không khí khi đi qua nó. Trở lực của bộ lọc được tính theo công thức:

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}, \text{ N/m}^2 \quad (13-3)$$

trong đó:

ξ - hệ số trở lực cục bộ của bộ lọc;

ρ - khối lượng riêng của không khí qua bộ lọc, kg/m³;

ω - tốc độ không khí qua bộ lọc, m/s.

Ngoài ra đối với các bộ lọc bụi còn có các chỉ tiêu đánh giá khác nữa như: Mức tiêu thụ điện năng, giá cả, mức độ gọn...

13.1.3. Một số thiết bị lọc bụi

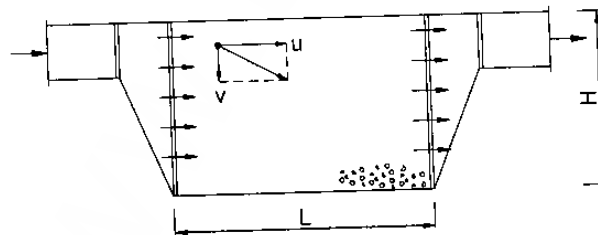
13.1.3.1. Buồng lắng bụi

Buồng lắng bụi có cấu tạo dạng hộp, không khí vào một đầu và ra đầu kia. Nguyên tắc tách bụi của buồng lắng bụi chủ yếu dựa trên:

- 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 hoặc vách ngăn đặt trên đường chuyển động của không khí, khi dòng không khí va đập vào các tấm chắn đó các hạt bụi bị mất động năng và rơi xuống đáy buồng.
- Ngoặt dòng khí chuyển động trong buồng.

Dưới đây trình bày cấu tạo một số kiểu buồng lắng bụi.

* *Buồng lắng bụi loại đơn giản*: Buồng đơn giản có cấu tạo hình hộp, rỗng bên trong, nguyên lý làm việc dựa trên giảm tốc độ đột ngột của dòng không khí khi đi vào buồng. Buồng có nhược điểm là hiệu quả lọc bụi không cao, chỉ đạt $50 \div 60\%$ và phụ tải không lớn do không thể chế tạo buồng có kích thước quá lớn, tốc độ vào ra buồng đòi hỏi không quá cao. Thực tế ít sử dụng buồng lọc kiểu này.



Hình 13.1. Buồng lắng bụi dạng hộp loại đơn giản

* *Buồng lắng bụi nhiều ngăn hoặc một ngăn có tấm chắn khắc phục được* nhược điểm của buồng lắng bụi loại đơn giản nên 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 các hạt bụi sẽ mất động năng và rơi xuống. Hiệu quả có thể đạt $85 \div 90\%$.

- *Tính toán buồng lắng bụi hình hộp đơn giản*
 - Chiều dài tối thiểu cần thiết của buồng lắng bụi để giữ lại hạt bụi có

đường kính d:

$$L_{\min} = \frac{18 \cdot \mu \cdot V}{\rho_m \cdot d^2 \cdot B}, \text{ m} \quad (13-4)$$

trong đó:

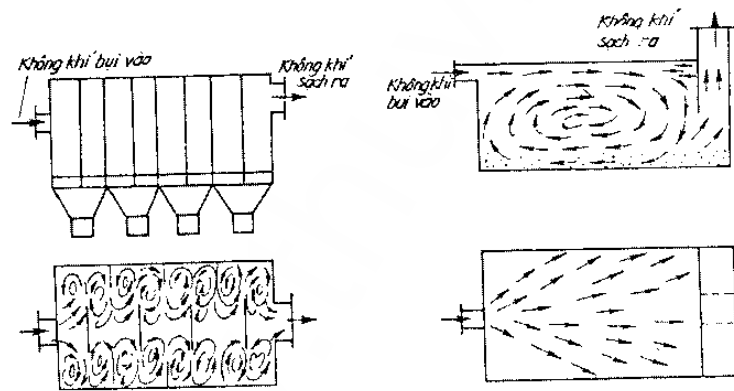
μ - độ nhớt động học của không khí, $\text{kg} \cdot \text{s} / \text{m}^2$;

V - lưu lượng không khí đi qua buồng lắng, m^3 / s ;

ρ_m - trọng lượng đơn vị của bụi, kg / m^3 ;

d - đường kính hạt bụi, m;

B - chiều rộng buồng lắng, m.



a) Buồng lắng bụi nhiều ngăn b) buồng lắng bụi có tấm chắn

Hình 13.2. Các loại buồng lắng bụi

- 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:

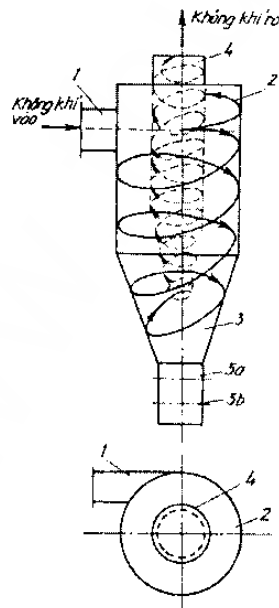
$$d_{\min} = \sqrt{\frac{18 \cdot \mu \cdot V}{\rho_m \cdot B \cdot l}}, \text{ m} \quad (13-5)$$

Các công thức trên đây chỉ tính trong trường hợp không khí chuyển động trong buồng là chảy tầng. Thực tế tốc độ không khí chuyển động trong buồng thường chọn là $0,6 \text{ m/s}$. Khi đó dòng không khí đang chảy tầng. Khi chuyển sang chế độ chảy rối công thức trên không còn đúng nữa.

13.1.3.2. 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

Nguyên lý làm việc của thiết bị lọc bụi xyclon như sau: Không khí có lẫn bụi 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 hai 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.



Hình 13.3. Cấu tạo lọc bụi kiểu xyclon

- **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 vào 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:

$$d = 3 \cdot \sqrt{\frac{v}{\pi \cdot n \cdot \Omega} \cdot \frac{\rho_k}{\rho_m} \cdot \ln \frac{R_2}{R_1}}, \text{ m} \quad (13-6)$$

$$\tau = \frac{18 \cdot v}{\Omega^2 \cdot d^2} \cdot \frac{\rho_k}{\rho_m} \cdot \ln \frac{R_2}{R_1}, \text{ s} \quad (13-7)$$

trong đó:

v - độ nhớt động học của không khí, m^2/s ;

ρ_k, ρ_m - khối lượng riêng của không khí và bụi, kg/m^3 ;

R_1 - bán kính của ống thoát khí, m;

R_2 - bán kính hình trụ của xyclon, m;

Ω - vận tốc trung bình của hạt bụi, s^{-1} ;

n - số vòng quay của hạt bụi dọc theo chiều cao xyclon.

Để nâng cao hiệu quả khử bụi của xyclon, người ta đưa ra các giải pháp sau:

- *Sử dụng xyclon có màng nước*: Phía trên thân hình trụ có lắp các mũi phun nước. Nước phun theo chiều thuận với chiều chuyển động của không khí trong xyclon và phải tạo ra màng nước mỏng chảy từ trên xuống và láng bề mặt trong của thiết bị. Ống thoát gió ra và ống gió vào đều được lắp theo phương tiếp tuyến ống trụ. Trong quá trình không khí có lẫn bụi chuyển động bên trong trụ, các hạt bụi văng lên bề mặt bên trong xyclon và lập tức bị nước cuốn trôi và theo nước ra ngoài. Khả năng hạt bụi bị bắn trở lại ít hơn rất nhiều so với xyclon kiểu khô.

- *Sử dụng xyclon tổ hợp*: Lực ly tâm tác động lên hạt bụi tỷ lệ nghịch với đường kính xyclon. Như vậy để tăng hiệu quả lọc bụi, tức tách được các hạt bụi nhỏ cần giảm đường kính xyclon. Tuy nhiên khi giảm đường kính xyclon thì lưu lượng giảm, không đáp ứng yêu cầu. Để giải quyết mâu thuẫn trên

người ta sử dụng xi-clon tổ hợp hay còn gọi là xi-clôn chùm. Trong xi-clôn này người ta ghép từ vài chục đến hàng trăm xi-clôn con.

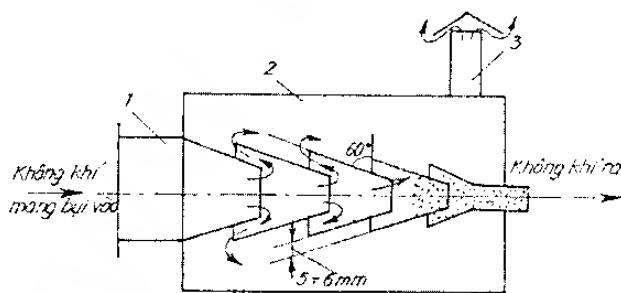
13.1.3.3. Bộ lọc bụi kiểu quán tính

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 13.4 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° và khoảng cách giữa các khoang ống khoảng từ 5 đến 6 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.

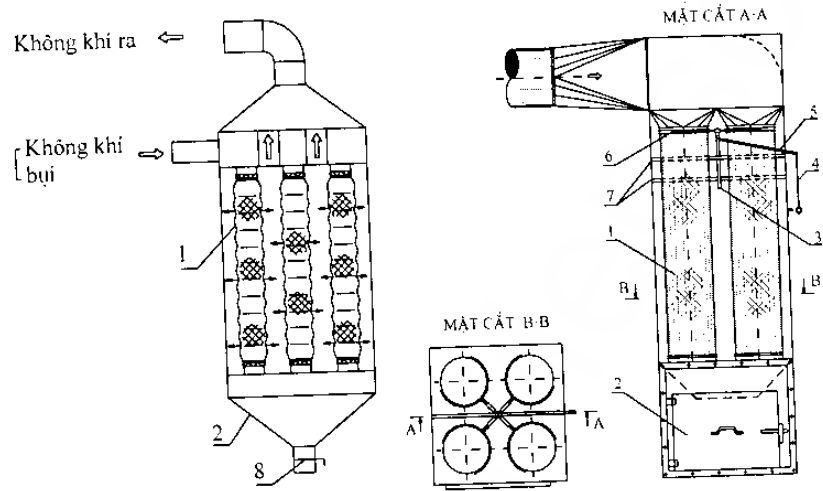
Thiết bị lọc bụi kiểu quán tính có cấu tạo và nguyên lý hoạt động tương đối đơn giản nhưng nhược điểm là hiệu quả lọc bụi thấp, để tăng hiệu quả lọc bụi người ta thường kết hợp các kiểu lọc bụi với nhau, đặc biệt với kiểu lọc kiểu xi-clôn, hiệu quả có thể đạt $80 \div 98\%$. Phần không khí có nhiều bụi ở cuối thiết bị được đưa vào xi-clôn để lọc tiếp.



Hình 13.4. Cấu tạo lọc bụi kiểu quán tính

13.1.3.4. Bộ lọc bụi kiểu túi vải

Thiết bị lọc bụi kiểu túi vải được sử dụng rất phổ biến cho các loại bụi mịn, khô, 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.



1- Túi vải; 2- Ngăn lắng và trữ bụi; 3- Thanh giữ bụi; 4- Dây giữ bụi; 5- Cần kéo; 6- Vành nối; 7- Thanh sắt đỡ; 8- Cửa thải bụi

Hình 13.5. Cấu tạo lọc bụi kiểu túi vải

Trên hình 13.5 trình bày hai kiểu lọc bụi kiểu túi vải có nguyên lý và cấu tạo tương tự nhau. Không khí có lẫn bụi bên ngoài đi vào bên trong túi vải, bụi được giữ lại bên trong túi và rơi xuống ngăn lắng và trữ bụi, không khí thoát ra bên ngoài túi vải và ra ống dẫn.

Để giữ bụi khỏi bề mặt bên trong túi vải thiết bị có bố trí hệ thống giữ bụi. Khi cần giữ bụi người ta tháo dây 4 ra khỏi móc, túi vải sẽ chùng xuống dưới tác dụng của trọng lực bản thân, khi kéo dây 4, thông qua cần 5 thanh 3 được đẩy lên và túi vải được kéo căng ra. Thanh 3 được luồn vào lỗ của thanh sắt góc 7 và luôn di chuyển thẳng đứng. Như vậy bằng cách kéo và thả liên tục dây 4 túi vải sẽ được kéo căng và thả chùng liên tục và nhờ vậy bụi được giữ khỏi bề mặt túi vải rơi xuống bên dưới.

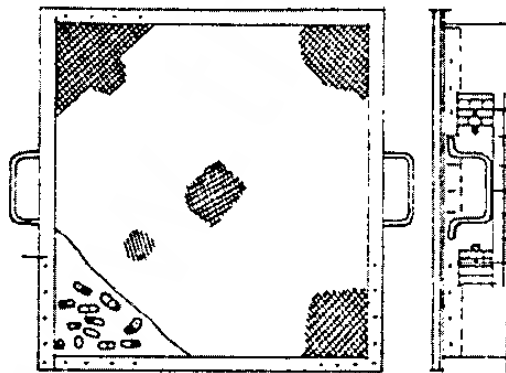
Qua một thời gian lọc, lượng bụi bám lại bên trong nhiều, khi đó hiệu quả lọc bụi cao, đạt 90 ÷ 95%, nhưng trở lực khi đó lớn, $\Delta p = 600 \div 800$ Pa, nên sau một thời gian làm việc phải định kỳ giữ bụi bằng tay hoặc khí nén để tránh nghẽn dòng gió đi qua thiết bị. Đối với dòng khí ẩm cần sấy khô trước

khi lọc bụi, tránh hiện tượng bột 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 m^2 diện tích bề mặt vải lọc. Khi nồng độ bụi khoảng $30 \div 80 \text{ mg}/\text{m}^3$ thì hiệu quả lọc bụi khá cao đạt từ $96 \div 99\%$. Nếu nồng độ bụi trong không khí cao trên $5000 \text{ mg}/\text{m}^3$ thì cần lọc sơ bộ bằng thiết bị lọc khác trước khi đưa sang bộ lọc túi vải.

13.1.3.5. 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 ziczac 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 nhỏ 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.



Hình 13.6. Cấu tạo lọc bụi kiểu lưới

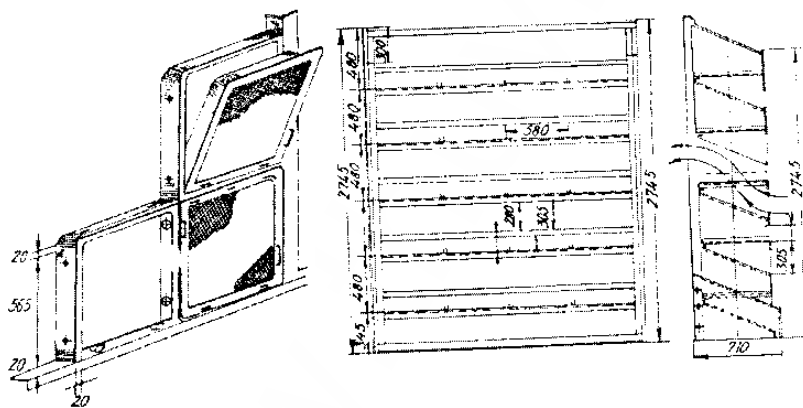
Trên hình 13.6 là tấm lưới lọc với vật liệu đệm là lõi kim loại hoặc sứ. Kích thước thông thường của tấm lọc là $500 \times 500 \times (75 \div 80) \text{ mm}$, khâu kim loại có kích thước $13 \times 13 \times 1 \text{ mm}$. Lưới lọc có trở lực khá bé $30 \div 40 \text{ Pa}$. Hiệu quả lọc bụi có thể đạt 99% , năng suất lọc đạt $4000 \div 5000 \text{ m}^3/\text{h}$

cho 1 m^2 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 $6 \div 20 \text{ mg/m}^3$.

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 (hình 13.7).

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.

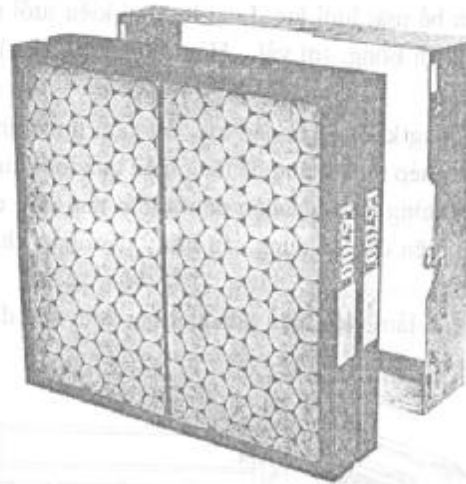
Sau một thời gian làm việc hiệu quả khử bụi kém nên định kỳ vệ sinh bộ lọc.



Hình 13.7. Lắp ghép bộ lọc bụi kiểu lưới

Bộ lọc kiểu đĩa: Bộ lọc không khí màng nhớt có một đĩa sợi thô được thấm ướt bằng dung dịch nhớt. Sợi bông thuỷ tinh và màn kim loại là hai loại vật liệu thường sử dụng làm đĩa lọc. Tốc độ không khí qua đĩa khoảng $1,5 \div 3,0 \text{ m/s}$. Tổn thất áp suất khi lọc nhỏ khoảng $0,1 \text{ w.g}$. Bộ lọc sẽ được bảo dưỡng khi trở lực tăng đến $0,5 \text{ w.g}$

Nhược điểm của các bộ lọc bình thường là sau một thời gian làm việc, trở lực tăng lên đáng kể do bụi bám trên bề mặt của bộ lọc. Do đó cần phải dừng để vệ sinh và bảo dưỡng, ảnh hưởng đến việc sử dụng hệ thống. Để khắc phục người ta sử dụng bộ lọc tự vệ sinh bề mặt.



Hình 13.8. Bộ lọc màng nhót

Cấu tạo bộ lọc bao gồm: màng lọc có thể quay trên các trục nhờ mô tơ. Khi tổn thất áp suất qua bộ lọc lớn, động cơ hoạt động quay tấm lọc và tiến hành vệ sinh bề mặt tấm lọc. Bộ lọc tự vệ sinh có nhược điểm là giá thành cao, nhưng chi phí bảo dưỡng giảm nhiều.

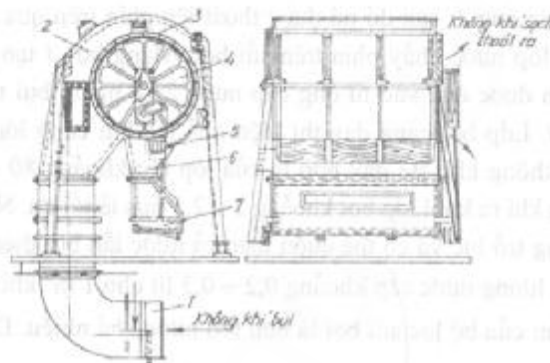


Hình 13.9. Bộ lọc tự vệ sinh

13.1.3.6. Bộ lọc bụi kiểu thùng quay

Bộ lọc bụi thùng quay thường được sử dụng trong các nhà máy dệt để lọc bụi bông trong không khí.

Trên hình 13.10 trình bày cấu tạo bộ lọc kiểu thùng quay. Cấu tạo gồm một khung hình trống có quần lưới thép quay quanh trục với tốc độ 1 ÷ 2 vòng/phút.



Hình 13.10. Lắp ghép bộ lọc bụi kiểu lưới

Tốc độ quay của bộ lọc khá thấp nhờ hộp giảm tốc và có thể điều chỉnh tùy thuộc vào lượng bụi thực tế. Khi quay càng chậm, lượng bụi bám trên bề mặt tang trống càng nhiều, hiệu quả lọc bụi cao nhưng trở lực của thiết bị lớn.

Nguyên lý làm việc của thiết bị như sau: Không khí được đưa vào từ phía dưới và xả lên bề mặt ngoài của trống. Không khí đi vào bên trong tang trống, bụi được giữ lại trên bề mặt trống và không khí sạch đi ra hai đầu theo các khe hở 4.

Để tách bụi trên bề mặt trống, người ta sử dụng cơ cấu tách bụi 5, cơ cấu có tác dụng bóc lớp bụi ra khỏi bề mặt và rơi xuống ống 6 về túi gom bụi 7. Ngoài ra người ta có thể sử dụng hệ thống ống hút bụi có miệng hút tỷ lên bề mặt tang trống và hút sạch bụi đưa ra ngoài.

Trong trường hợp trong không khí đầu ra còn lẫn nhiều bụi mịn thì có thể kết hợp với bộ lọc bụi kiểu túi vải đặt phía sau để lọc tinh. Không khí ra

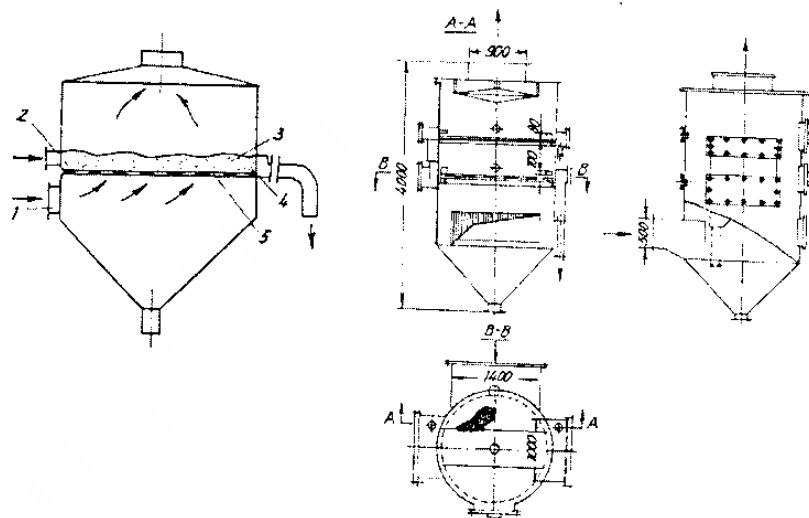
thiết bị có hàm lượng bụi thấp cỡ $0,5 \text{ mg/m}^3$, nhưng trở lực khá lớn, có thể lên đến 1000 Pa , phụ tải có thể tới $7000 \div 8000 \text{ m}^3/\text{h}$ cho mỗi bộ lọc.

13.1.3.7. Bộ lọc bụi kiểu sỏi bọt

Thiết bị lọc bụi kiểu sỏi bọt nhằm tạo màng nước, không khí có lẫn bụi đi qua, các hạt bụi bị ướt và được màng nước giữ lại và đưa ra ngoài.

Trên hình 13.11 là cấu tạo của bộ lọc kiểu sỏi bọt. Không khí được đưa vào thiết bị qua ống 1, sau đó nó được thoát lên phía trên qua tấm thép đục lỗ 5 làm cho lớp nước chảy phía trên sỏi bọt. Màng bọt 3 tạo ra sẽ giữ bụi lại. Nước sạch được đưa vào từ ống cấp nước 2 và mang bụi thoát ra ngoài theo ống xả 4. Lớp bọt càng dày thì hiệu quả lọc bụi càng lớn, nhưng tăng trở lực dòng không khí. Bề dày hợp lý của lớp bọt khoảng $80 \div 100 \text{ mm}$ và vận tốc không khí ra khỏi lớp bọt khoảng $2 \div 2,5 \text{ m/s}$ là tối ưu. Nếu tốc độ quá lớn sẽ làm tăng trở lực và có thể cuốn theo cả nước lẫn bụi theo dòng không khí đi ra. Lưu lượng nước cấp khoảng $0,2 \div 0,3 \text{ lít}$ cho 1 m^3 không khí.

Nhược điểm của bộ lọc sỏi bọt là tiêu tốn nước khá nhiều. Để khắc phục



a- Bộ lọc bụi sỏi bọt một tầng; b- Bộ lọc bụi nhiều tầng sỏi bọt

Hình 13.11. Bộ lọc bụi kiểu sỏi bọt

nhược điểm này người ta chế tạo thiết bị lọc nhiều tầng, nước tầng trên được đưa xuống tầng dưới. Trong thiết bị này tầng thứ nhất tấm thép được đục lỗ $d = 6 \text{ mm}$ và bước $s = 12 \text{ mm}$, tầng dưới đục lỗ $d = 8 \text{ mm}$, bước $s = 16 \text{ mm}$. Thiết bị lọc bụi nhiều tầng bọt như vậy hiệu quả lọc bụi khá cao, đạt 99,7%, nồng độ bụi trong không khí còn lại khá thấp, dưới 12 mg/m^3 .

13.1.3.8. Bộ lọc bụi làm bằng vật liệu rỗng

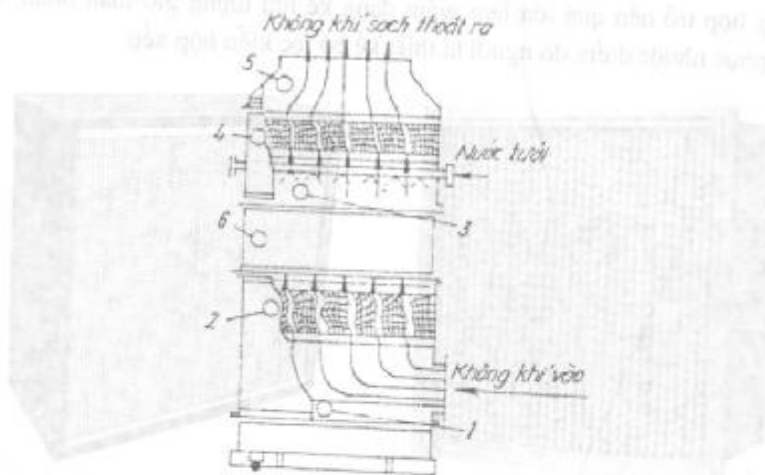
Có nhiều kiểu thiết bị lọc bụi làm bằng vật liệu rỗng, nhưng hiệu quả hơn hẳn là thiết bị kết hợp tưới nước.

Trên hình 13.12 là cấu tạo của thiết bị dạng này. Có hai lớp vật liệu rỗng bằng nhựa. Không khí đi từ dưới lên, nước được phun từ trên xuống. Các vòi phun nước đặt ngay phía bên dưới lớp vật liệu rỗng phía trên. Lớp vật liệu rỗng dưới có tác dụng lọc bụi, lớp trên ngoài tác dụng lọc bụi, còn có nhiệm vụ quan trọng là ngăn cản các giọt nước bị cuốn theo dòng không khí.

Thiết bị lọc bụi kiểu vật liệu rỗng có khả năng khử mùi rất tốt, đặc biệt khử các mùi và chất độc hại trong khí thải công nghiệp.

Các thông số kỹ thuật của bộ lọc bụi bằng vật liệu rỗng như sau:

- Vận tốc không khí qua tiết diện ngang thiết bị: $v = 1,8 \div 2,0 \text{ m/s}$;
- Kích thước hạt bụi có thể lọc $\geq 25 \mu\text{m}$.



Hình 13.12. Bộ lọc bụi bằng vật liệu rỗng

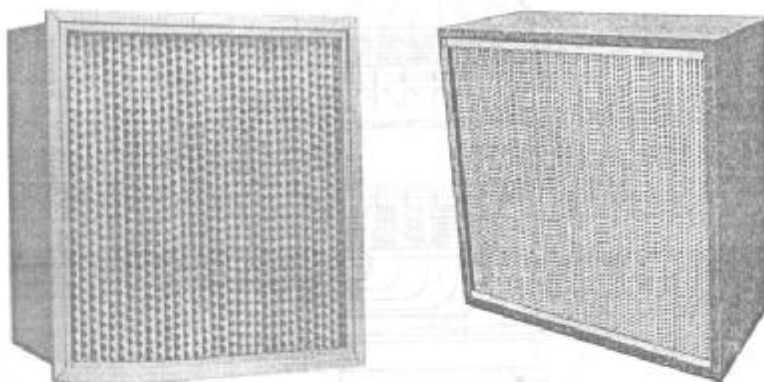
Dưới đây là hiệu quả khử chất độc hại của thiết bị lọc (hãng Scrubber United Specialists, Inc (Mỹ)):

Bảng 13.1. Hiệu quả khử khí độc của thiết bị lọc của hãng Scrubber United Specialists, Inc (Mỹ)

TT	Chất khí	Hiệu quả	Chất lỏng tưới
1	Axit cromic	98 ÷ 99%	Nước
2	Axit axêtic	80 ÷ 90%	"
3	Alkalin	85 ÷ 90%	"
4	Xyanic	80 ÷ 85%	"
5	HCl	75 ÷ 85%	Dung dịch kiềm
6	H ₂ SO ₄ , SO ₃ , SO ₂	95 ÷ 98%	"
7	NO, NO ₂	65 ÷ 85%	"
8	HNO ₃	80 ÷ 90%	"

13.1.3.9. Bộ lọc bụi kiểu hộp xếp hoặc kiểu túi

Nhược điểm của một số loại thiết bị lọc là khi bụi bám trên bề mặt tuy hiệu quả khử bụi được nâng cao nhưng trở lực tăng lên đáng kể, trong nhiều trường hợp trở nên quá lớn làm giảm đáng kể lưu lượng gió tuần hoàn. Để khắc phục nhược điểm đó người ta thiết kế bộ lọc kiểu hộp xếp.



Hình 13.13. Bộ lọc bụi kiểu hộp xếp

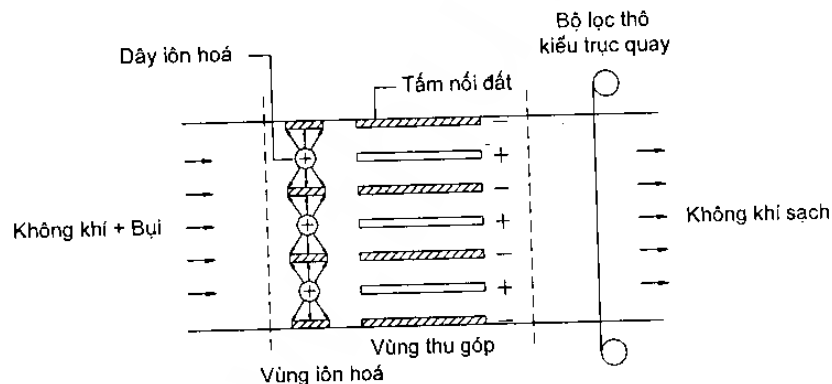
Bộ phận chính của bộ lọc bụi là một tấm lọc bằng vải, giấy lọc hoặc sợi tổng hợp được xếp dích dắc nhờ vậy tăng diện tích thoát gió, đồng thời bụi được ngăn lại trên bề mặt của tấm lọc được dồn về các góc ở cuối túi, trả lại bề mặt cho gió thoát

Để nâng cao hiệu quả khử bụi người ta ghép nhiều lớp vải lọc có độ mịn khác nhau, càng về phía cuối càng mịn.

Bộ lọc kiểu hộp xếp có hiệu suất khử bụi khá cao. Bộ lọc có khả năng khử các vi khuẩn có kích thước 0,05 Å. Tốc độ chuyển động qua bề mặt thấp, khoảng 0,25 m/s, trở lực khoảng 2 w.g

13.1.3.10. Bộ lọc bụi kiểu tĩnh điện

Bộ lọc tĩnh điện 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.



Hình 13.14. Bộ lọc bụi kiểu tĩnh điện

Thiết bị lọc bụi kiểu điển hình trình bày trên hình 13.14 Thiết bị được chia thành hai vùng: Vùng ion hoá và vùng thu góp. Vùng ion hoá có căng các sợi dây mang điện tích dương với điện thế 1200 V. Các hạt bụi trong không khí khi đi qua vùng ion hoá sẽ mang điện tích dương. Sau vùng ion hoá là vùng thu góp, gồm các bản cực tích điện dương và âm xen kẽ nhau nối với nguồn điện 6000 V. Các bản tích điện âm nối đất. Các hạt bụi tích

diện dương khi đi qua vùng thu góp 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 góp sẽ được thu gom nhờ bộ lọc bụi thô kiểu trục quay đặt ở cuối gom lại.

Thiết bị lọc bụi kiểu tĩnh điện rất hiệu quả đối với các loại bụi kích cỡ từ 0,5 đến 8 μm . Khi các hạt bụi có kích cỡ khoảng 10 μm và lớn hơn thì hiệu quả giảm. Tổn thất áp suất khi đi qua vùng ion hoá và vùng thu góp thấp và nằm trong khoảng từ 0,15 đến 0,25 in. WG (từ 37 đến 62 Pa) và tốc độ không khí từ 300 đến 500 fpm (1,5 đến 2,5 m/s).

Cần lưu ý vấn đề an toàn vì điện thế sử dụng rất cao và nguy hiểm đến tính mạng con người.

13.2 TIÊU ÂM

13.2.1. *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.

13.2.1.1. *Các đặc trưng cơ bản của âm thanh*

Đặc trưng của nguồn âm bao gồm các đại lượng sau: Công suất âm thanh, áp suất âm, cường độ, độ vang vọng, tần số, tốc độ và hướng.

a) *Năng lượng âm thanh, cường độ âm thanh, ngưỡng nghe và ngưỡng chói tai*

Nguồn âm thanh phát ra năng lượng dưới dạng âm thanh. Năng lượng âm thanh được đo bằng oát. Mức năng lượng âm thanh 10^{-12} W được coi như ngưỡng nghe thấy của tai một người trẻ bình thường có thể cảm nhận được. Độ ồn của nó được coi có giá trị là 0 dB (deciben). Giá trị độ ồn tương ứng với năng lượng âm thanh và năng lượng âm thanh của các nguồn âm cho ở bảng 13.2 dưới đây.

Bảng 13.2. Tiêu chuẩn độ ồn

STT	Nguồn gây ồn	Công suất, W	Độ ồn, dB
1	Tiếng nổ của tên lửa	10^8	200
2	Động cơ phản lực (phía sau động cơ)	10^5	170
3	Máy bay phản lực khi cất cánh	10^4	160
4	Động cơ tuabin khi khởi động	10^3	150
5	Máy bay cánh quạt khi khởi động	10^2	140
6	Âm thanh của đàn organ ống lớn	10^1	130
7	Động cơ máy bay loại nhỏ	10^0	120
8	Tiếng loa radio	10^{-1}	110
9	Ô tô trên đường cao tốc	10^{-2}	100
10	Tiếng hét, tiếng còi	10^{-3}	90
11	Tiếng ồn khi sắp xếp đồ thừa	10^{-4}	80
12	Nói chuyện, trò chuyện	10^{-5}	70
13	Thiết bị điện, quạt thông gió	10^{-6}	60
14	Không khí ra miệng thổi gió trong văn phòng	10^{-7}	50
15	Đồng hồ điện cỡ nhỏ	10^{-8}	40
16	Nói nhỏ, nói thầm, xì xào	10^{-9}	30
17	Tiếng ào ào	10^{-10}	20
18	Hơi thở của con người	10^{-11}	10
19	Ngưỡng nghe thấy	10^{-12}	0

Công suất nguồn âm không thể đo trực tiếp mà được tính toán từ kết quả đo áp suất. Ta hãy hình dung một mặt cầu bao quanh một nguồn gây ồn (nguồn này đặt ở tâm mặt cầu), tất cả năng lượng phát ra từ nguồn ồn đi xuyên qua bề mặt cầu. Công suất nguồn âm qua một đơn vị diện tích bề mặt cầu gọi là cường độ âm thanh, biểu diễn bằng W/m^2 . Cường độ âm thanh tỷ lệ nghịch với khoảng cách từ bề mặt đến tâm nguồn âm.

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*.

Như vậy ngưỡng nghe là giới hạn dưới và ngưỡng chói tai là giới hạn trên của cường độ âm thanh ứng với một tần số nào đó mà tai người có thể cảm nhận hoặc chịu đựng được.

b) Tần số và độ vang dội (loudness) của âm thanh

Âm thanh lan truyền trong môi trường dưới dạng sóng. Chênh lệch giữa vị trí phía trên và dưới gọi là biên độ và được coi là độ vang của nguồn âm.

Mỗi âm thanh được đặc trưng bởi một tần số dao động của sóng âm. Tần số là số lần dao động trong một giây và được đo bằng Hz. Bình thường tai người cảm thụ được các âm thanh có tần số từ 20÷20.000 Hz.

c) Mức cường độ âm L (dB)

Mức cường độ âm thanh được xác định theo công thức:

$$L = 10 \cdot \lg \frac{I}{I_0}, \text{ dB} \quad (13-8)$$

I - cường độ âm thanh đang xét, W/m²;

I₀ - cường độ âm thanh ở ngưỡng nghe: I₀ = 10⁻¹² W/m².

d) Mức áp suất âm (dB)

Mức áp suất âm thanh được xác định theo công thức:

$$L_p = 10 \cdot \lg \frac{p}{p_0}, \text{ dB} \quad (13-9)$$

p - áp suất âm thanh, Pa;

p₀ - áp suất âm thanh ở ngưỡng nghe: p₀ = 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 âm thanh lớn gấp đôi giới hạn dưới. Toàn bộ dải tần số âm thanh mà tai người nghe được chia ra các *octa* tần số và có giá trị trung bình là 31,5; 63; 125; 250; 500; 1000; 2000; 4000; 8000; 16.000

Các dải *octa* tần số cụ thể như sau:

Bảng 13.3. Các dải *octa*

STT	Dải <i>octa</i> , Hz	Tần số trung bình, Hz
1	45 ÷ 90	63
2	90 ÷ 180	125
3	180 ÷ 355	250
4	355 ÷ 710	500
5	710 ÷ 1400	1000
6	1400 ÷ 2800	2000
7	2800 ÷ 5600	4000
8	5600 ÷ 11.200	8000
9	11.200 ÷ 22.400	16000

Tiêu chuẩn vệ sinh và mức cho phép của tiếng ồn được quy định ở 8 *octa*: 63; 125; 250; 500; 100; 200; 400; 800.

Bảng 13.4

Tần số (Hz)	Số thực tự <i>octa</i>							
	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 dềxibenA (dBA) là mức cường độ âm chung của tất cả các dải ốcta tần số đã quy 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.

13.2.1.2. Ảnh hưởng của độ ồn

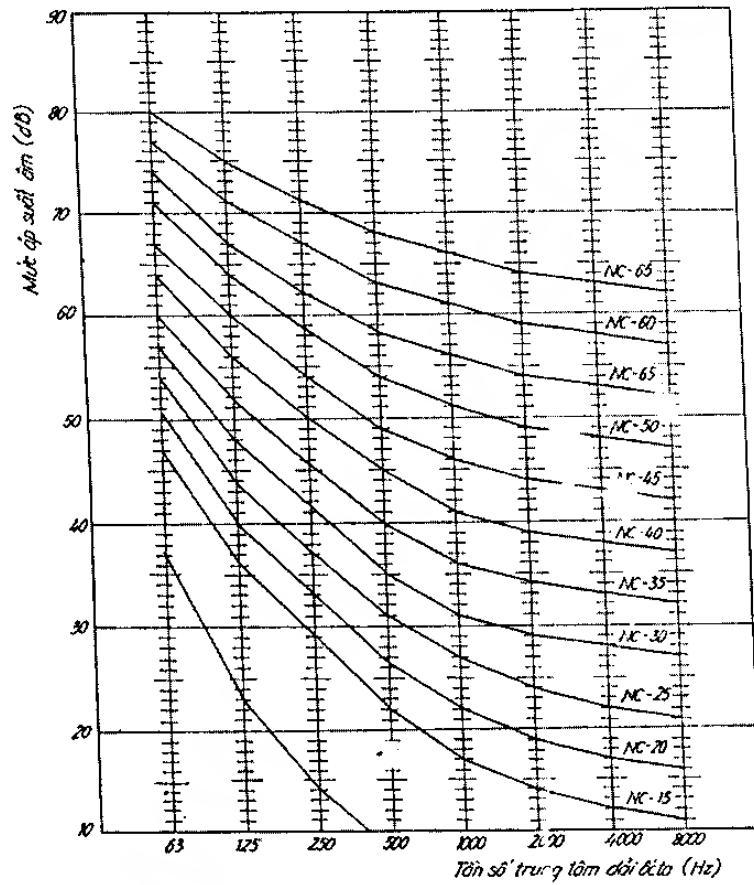
Tiếng ồn có ảnh hưởng nhiều đến sức khoẻ con người. Mức độ ảnh hưởng tùy thuộc vào giá trị của độ ồn. Bảng 13.5 dưới đây đưa ra các số liệu về mức độ ảnh hưởng của độ ồn tới sức khoẻ của con người.

Bảng 13.5

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 mắt 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

13.2.1.3. 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 ốcta 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 ốcta tần số.



Hình 13.15. Mức ồn cho phép của tiếng ồn dải rộng ở các octa tần số

Trên bảng 13.6 dưới đây trình bày các tiêu chuẩn NC của các công trình.

Bảng 13.6. Tiêu chuẩn độ ồn

Khu vực	Tiêu chuẩn NC
1. Tư dinh	25 ÷ 30
2. Nhà cho thuê, chung cư	25 ÷ 30
3. Khách sạn, nhà nghỉ	
a. Phòng riêng, phòng ngủ	30 ÷ 35
b. Phòng Hội họp, phòng tiệc	25 ÷ 30
c. Phòng khánh tiết, hành lang, sảnh	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	25 ÷ 30
6. Nhà thờ	25 ÷ 30
7. Trường học	
a. Phòng giảng, lớp học	25 ÷ 30
b. Phòng học mặt bằng mở	30 ÷ 35
8. Phòng thí nghiệm	35 ÷ 40
9. Phòng hoà nhạc	25 ÷ 30
10. Nhà hát	25 ÷ 30
11. Phòng thu âm	20 ÷ 25
12. Rạp chiếu bóng	30 ÷ 35
13. Phòng thí nghiệm	30 ÷ 35

13.2.2. Tính toán độ ồn

13.2.2.1. Nguồn gây ồn và các biện pháp tiêu âm chống ồn

1. Các nguồn gây ồn

Nguồn ồn gây ra cho không gian điều hòa có các nguồn gốc sau:

a. Nguồn ồn do các động cơ quạt, động cơ, máy lạnh đặt trong phòng gây ra.

b. Nguồn ồn do khí động của dòng không khí.

c. 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.

d. Nguồn ồn do không khí ra miệng thổi.

2. Các biện pháp tiêu âm chống ồn

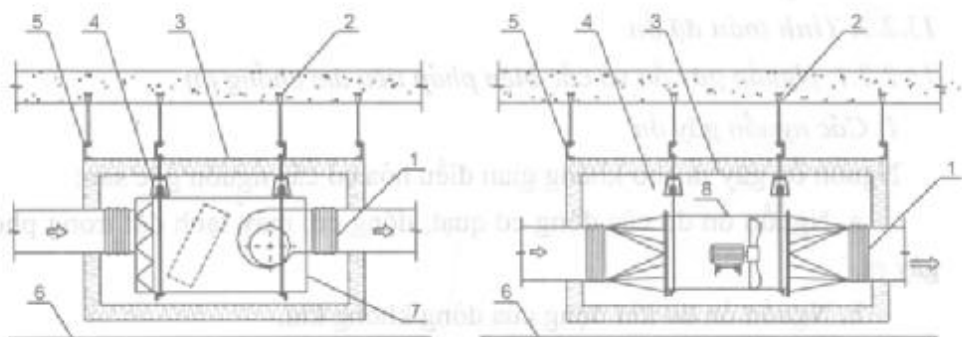
a. Nguồn ồn do các động cơ, thiết bị gây ra

- Chọn thiết bị (dàn lạnh, FCU, AHU, máy nén... có độ ồn nhỏ để lắp đặt trong phòng. Đây là công việc đầu tiên mà các nhà thiết kế cần lưu ý. Độ ồn của hầu hết các thiết bị đã được các nhà sản xuất cho sẵn trong các catalogue và tài liệu kỹ thuật. Tuy nhiên trước khi lắp đặt cần cân chỉnh và kiểm tra lại.

- Lắp đặt các cụm máy và thiết bị ở phòng riêng biệt cách ly khỏi khu vực làm việc. Giải pháp này thường được áp dụng cho các cụm máy lớn, chẳng hạn các AHU, cụm máy chiller công suất lớn. Các phòng máy có thể bọc cách âm hoặc không tùy thuộc vào từng trường hợp cụ thể.

- Thường xuyên bảo dưỡng định kỳ các thiết bị, bôi trơn các cơ cấu chuyển động để giảm ma sát giảm độ ồn, cân chỉnh và thay thế các dây đai. Đối với các thiết bị bị hao mòn quá nhiều cần thay thế hoặc sửa chữa.

- Bọc cách âm cụm máy và thiết bị: Trong trường hợp bất khả kháng, khi phải bố trí cụm máy công suất lớn trong phòng hoặc trên các trần giả thì có thể bọc cách âm cục bộ các thiết bị đó (hình 13.16).



1- Ống nối mềm; 2- Vít nở; 3- Hộp cách âm; 4- Bộ đệm lò xo giảm chấn;
5- Khung treo; 6- Trần giả; 7- AHU (FCU); 8- Quạt dạng ống

Hình 13.16. Bọc cách âm các thiết bị lắp đặt trong phòng

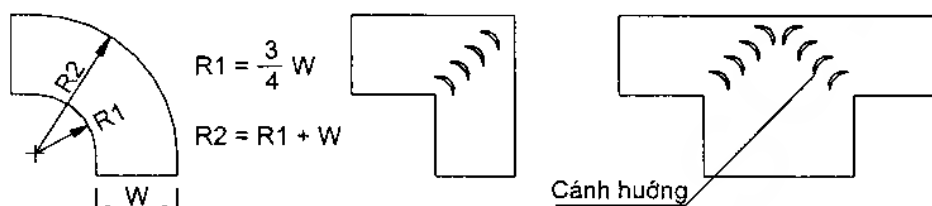
b. Nguồn ồn do khí động của dòng không khí

Dòng không khí chuyển động với tốc độ cao trên đường ống, đặc biệt qua các chi tiết đặc biệt như các van điều chỉnh, đoạn rẽ nhánh, ngoặt dòng, đoạn mở rộng, thu hẹp dòng... thường tạo ra tiếng ồn đáng kể.

Để khắc giảm độ ồn do dòng không khí chuyển động gây ra cần phải:

- *Chọn tốc độ chuyển động hợp lý.* Về mặt logic mà nói để giảm độ ồn cần giảm tốc độ càng thấp càng tốt. Tuy nhiên khi tốc độ quá thấp, đường ống gió sẽ có kích thước lớn, tăng chi phí đầu tư, tổn thất nhiệt tăng và rất khó lắp đặt. Vì vậy cần chọn tốc độ hợp lý. Tốc độ đó đã được giới thiệu ở chương 9, là kết quả tính toán kinh tế kỹ thuật và có liên quan đến yếu tố gây ồn của dòng không khí. Vì vậy tốc độ hợp lý được chọn theo tính năng của phòng, các phòng đòi hỏi tốc độ thấp là các phòng thu âm, thu lời, phòng phát thanh viên, phòng phim trường, phòng ngủ, thư viện... Ngược lại trong các phân xưởng, xí nghiệp, nhà hàng, siêu thị có thể chọn tốc độ cao hơn.

- *Thiết kế và lắp đặt các thiết bị đường ống cần tuân thủ các tiêu chuẩn nghiêm ngặt.* Các tiêu chuẩn đó đã được quy định khá chi tiết trong các tài liệu về thiết kế đường ống gió như DW/142 và SMACNA. Đối với các chi tiết đặc biệt cần phải thiết kế theo đúng các tiêu chuẩn kỹ thuật. Ví dụ đối với các cút 90°, bán kính cong ngoài và trong phải đúng theo quy định như trên hình 13.17, trường hợp không uốn cong thì phải có các cánh hướng dòng.



Hình 13.17. Một số chi tiết đường ống

c. Nguồn ồn truyền qua kết cấu xây dựng

- Đối với nguồn gây ồn truyền xuyên qua tường vào phòng. Hầu hết các phòng đều đáp ứng yêu cầu trong điều kiện bình thường. Trong trường hợp yêu cầu độ ồn của phòng nhỏ, có thể tiến hành bọc cách âm bên trong phòng. Chẳng hạn đối với các phòng thu âm, thu lời, phòng phát thanh và phòng phim trường ở các đài phát thanh và truyền hình, người ta đều bọc cách âm bên trong.

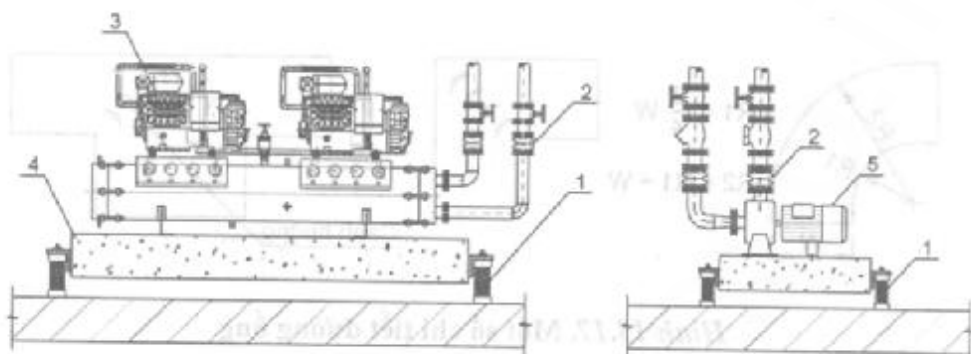
- Đối với các phòng đặc biệt, người thiết kế xây dựng phải tính toán về cấu trúc sao cho các nguồn ồn không được truyền theo kết cấu xây dựng vào phòng, bằng cách tạo ra các khe lún, không xây liền dầm, liền trực với các phòng có thể tạo ra chấn động, tức là tách biệt hẳn về mặt kết cấu so với phòng làm việc.

- 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 cùn thiết bị đó lên các bộ 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. Vì vậy khối lượng và độ căng lò xo cần chọn phù hợp với chấn động mà máy và thiết bị có thể tạo ra.

- Đối với các FCU, AHU và quạt dạng treo, thường người ta treo trên các giá có đệm cao su hoặc lò xo (hình 13.18).

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 và luôn luôn tạo ra các chấn động gây ồn. Các chấn động này

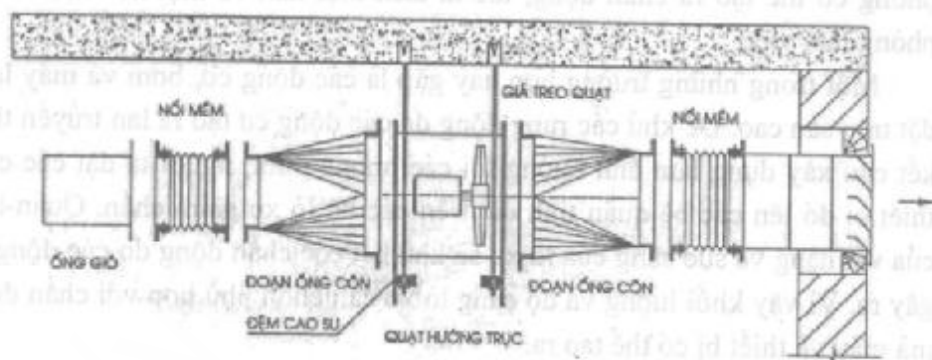


1- Bộ lò xo giảm chấn; 2- Ống nối mềm đường nước;

3- Cụm máy nén; 4- Bộ quán tính

Hình 13.18. Giảm chấn cho cụm máy và bơm đặt trên sàn cao

có thể lan truyền theo vật liệu đường ống đi vào phòng cũng có thể tạo nên những âm thanh thứ cấp khác khi lan truyền. Mặt khác các chấn động này cũng có thể gây ra đứt, vỡ đường ống. Để khử các chấn động truyền từ các bơm, quạt, máy nén theo đường ống người ta thường sử dụng các đoạn ống nối mềm bằng cao su, vải bạt nối trên đầu ra của các thiết bị này trước khi nối vào mạng đường ống (hình 13.16 và 13.18).



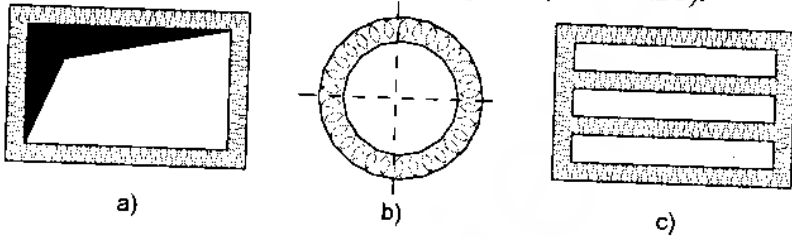
Hình 13.19. Lắp các ống nối mềm đầu giữa các thiết bị và đường ống

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 theo dòng không khí. Để khử truyền âm theo cong đường này người ta sử dụng các biện pháp:

- Lắp đặt các hộp tiêu âm trên các đường ống nối vào phòng bao gồm cả đường cấp lẫn đường hồi gió. Có nhiều kiểu hộp tiêu âm, nhưng phổ biến nhất là loại hộp chữ nhật, trụ tròn hoặc dạng tám (hình 13.20).



a) Hộp tiêu âm chữ nhật; b) Hộp tiêu âm hình tròn;
c) Hộp tiêu âm dạng tám

Hình 13.20. Các dạng hộp tiêu âm

- Bọc cách nhiệt bên trong các đường ống. 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.

- Tăng độ dài đường ống bằng cách đặt xa hẳn công trình. Nếu đặt các cụm máy ngay cạnh các phòng với đường ống rất ngắn rất khó tiêu âm trên đường ống, trong nhiều trường hợp bắt buộc phải đặt xa công trình.

f. Nguồn ồn bên ngoài truyền theo khe hở vào phòng

Nguồn gây ồn truyền theo các khe hở vào phòng là nguồn gây ồn khó xác định, khó xử lý và mang tính ngẫu nhiên. Đối với các phòng bình thường, nguồn gây ồn bên ngoài có thể bỏ qua, chỉ có các phòng đặc biệt người ta sử dụng các biện pháp sau:

- Đối với các phòng bình thường, nếu các nguồn gây ồn bên ngoài không thường xuyên và liên tục thì không cần phải có biện pháp đặc biệt vì các phòng điều hoà thường có độ kín tối thiểu có thể khắc phục được.

- Đối với các phòng đặc biệt đòi hỏi độ ồn nhỏ hoặc trường hợp gần nguồn gây ồn thường xuyên, liên tục và có cường độ lớn thì cần phải bọc cách âm bên trong phòng, đồng thời các cửa ra vào, cửa sổ phải được làm kín bằng các đệm cao su, nút.

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. Để giảm độ ồn cần phải:

- Chọn loại miệng hút, miệng thổi gió có độ ồn nhỏ. Các miệng gió kiểu khuếch tán thường có độ ồn khá nhỏ.

- Giảm tốc độ gió vào ra miệng thổi hoặc tăng kích thước của chúng.

13.2.2.2. 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:

$$L = 10 \cdot \lg \Sigma 10^{0,1L_i} \quad (13-10)$$

- Nếu các nguồn ồn có mức âm giống nhau thì:

$$L = L_1 + 10 \lg n \quad (13-11)$$

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...

Độ ồn do quạt gây ra được xác định theo công thức:

$$L = K_w + 10 \cdot \lg V + 20 \cdot \lg H + C, \text{ dB} \quad (13-12)$$

K_w - mức cường độ âm riêng (dB) phụ thuộc loại quạt và xác định theo bảng 13.4 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 13.9 dưới đây.

Bảng 13.7. 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 13.8. Trị số K_w của các loại quạt

Loại quạt	Tần số trung tâm, Hz								
	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K	BF1
a. Quạt ly tâm: AF, BC và BI									
- Đường kính guồng cánh D trên 900 mm	40	40	39	34	30	23	19	17	3
- Đường kính guồng cánh dưới 900 mm	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. Quạt dọc trục									
- Loại có cánh hướng									
+ Tỷ số r_n từ 0,3 ÷ 0,4	49	43	53	48	47	45	38	34	6
+ Tỷ số r_n từ 0,4 ÷ 0,6	49	43	46	43	41	36	30	28	6
+ Tỷ số r_n từ 0,6 ÷ 0,8	53	52	51	51	49	47	43	40	6
- Loại dạng ống									
+ Đường kính guồng cánh trên 1000 mm	51	46	47	49	47	46	39	37	7
+ Đường kính guồng cánh dưới 1000 mm	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 ($f_c =$ số cánh \times 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:

$$L_{pA} = 60 + 11.\lg(\text{USTR}), \text{ dBA} \quad (13-13)$$

trong đó:

USTR - Tôn lạnh Mỹ: 1 USTR = 3024 kcal/h

- Đối với máy nén pittông:

$$L_{PA} = 71 + 9.lg(USTR), \text{ dBA} \quad (13-14)$$

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} (13-14) các giá trị ở bảng dưới đây:

Bảng 13.9.

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:

$$L_{PA} = 77 + 10.lgHP, \text{ dBA} \quad (13-15)$$

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:

$$L_{af} = K_s + 50.lgV_{con} + 10.lgS + 10.lgD + 10.lgf + K, \text{ dB} \quad (13-16)$$

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 : $K_s = -107 + 10 \cdot \lg n$ với n là số cánh hướng dòng.

- Chỗ ống chia nhánh: $K_s = -107 + \Delta L_1 + \Delta L_2$

+ ΔL_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 $\Delta L_1 = 0$

+ ΔL_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;

$$V_{con} = \frac{V}{S \cdot F_{TL}} \quad (13-17)$$

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:

$$C_{pre} = \frac{15,9 \cdot 10^6 \cdot \Delta P_1}{\left(\frac{V}{S}\right)^2} \quad (13-18)$$

trong đó: C_{pre} - hệ số tổn hao áp suất, là đại lượng không thứ nguyên và được tính theo công thức:

• Đối với van điều chỉnh chỉ có một 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, ft²

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 13.18).

Trị số đặc tính K của kết cấu được xác định dựa vào chuẩn số Strouhal:

$$St = 60.D.\omega_{con} = 60. \frac{D.f}{V_{br}} \quad (13-19)$$

V_{br} - tốc độ không khí trong nhánh, fpm.

- Đối với van điều chỉnh:

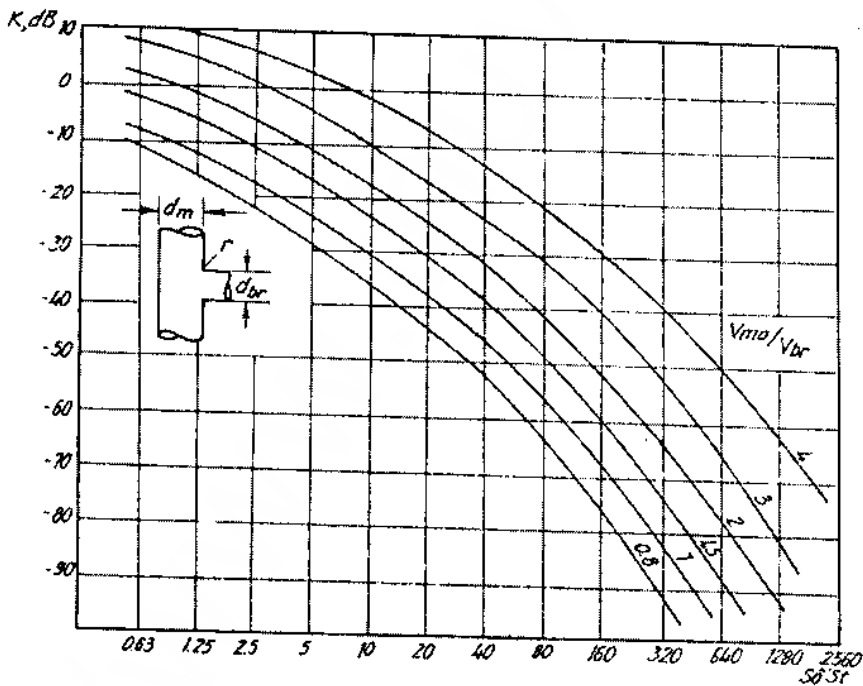
$$K = -36,3 \div 10,7 \lg.St \quad \text{nếu } St < 25$$

$$K = -1,1 \div 35,9 \lg.St \quad \text{nếu } St > 25$$

- Đối với cút cong có cánh hướng dòng:

$$K = -47,5 \div 7,69 (\lg.St)^{2,5}$$

- Đối với chỗ chia nhánh giá trị K được xác định theo đồ thị ở hình 13.21 với V_{max} là tốc độ dòng khí tại đường ống chính (fpm).



Hình 13.21. Quan hệ giữa hệ số K với số St và tỷ số V_{max}/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.

Bảng 13.10. Tốc độ đầu ra miệng thổi

<i>Không gian điều hoà</i>	<i>Vận tốc</i>	
	FPM	m/s
1. Phòng studio	300 ÷ 500	1,5 ÷ 2,5
2. Nhà ở, dinh thự	500 ÷ 750	2,5 ÷ 3,8
3. Nhà cho thuê	500 ÷ 750	2,5 ÷ 3,8
4. Nhà thờ	500 ÷ 750	2,5 ÷ 3,8
5. Phòng khách sạn	500 ÷ 750	2,5 ÷ 3,8
6. Nhà hát truyền thống	500 ÷ 750	2,5 ÷ 3,8
7. Văn phòng riêng có khử âm	500 ÷ 750	2,5 ÷ 3,8
8. Văn phòng riêng không khử âm	500 ÷ 800	2,5 ÷ 4,0
9. Nhà hát rối	1000	5,0
10. Văn phòng chung	1000 ÷ 1250	6,35
11. Kho tầng ngầm, lầu trên	1500	7,5
12. Kho tầng ngầm, tầng chính	2000	10

13.2.2.3. Tổn thất âm trên đường truyền dọc trong lòng ống dẫn

1. Tổn thất trong ống dẫn

Sự giảm âm là sự giảm cường độ âm tính bằng oát (W) 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 tắt dần 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 tối 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 1000 Hz.

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 13.11 dưới đây.

Bảng 13.11. Độ giảm âm thanh dB/ft

Tỷ số P/A (in/in ²)	Tần số trung bình dải octa (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, in².

c. Ống chữ nhật không có lớp lót hút âm, nhưng có bọc cách nhiệt bên ngoài

Đối với loại đường ống này, mức giảm âm lấy gấp đôi số liệu nêu trong bảng 13.11.

d. Ống tròn có lớp lót 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 13.12.

Bảng 13.12. Độ giảm âm thanh dB/ft

Đường kính ống, in	Tần số trung tâm dải octa, 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 lớp lót hút âm

-- Đối với tần số dải âm dưới 800 Hz, độ giảm âm được tính như sau:

$$IL = \frac{t^{1,08} \cdot h^{0,357} \cdot (P/A) \cdot L \cdot f^{(1,17+0,19d)}}{1190 \cdot d^{2,3}}, \text{ dB}; \quad (13-20)$$

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, in²;

L - chiều dài đoạn ống, ft;

f - tần số âm thanh, Hz;

d - khối lượng riêng vật hút âm, lb/ft³.

- Đối với tần số trên 800 Hz:

$$IL = \frac{K.(P/A).L_{rec}.f^{(1,51-1,61\log(P/A))}}{W^{2,5}.h^{2,7}} \quad (13-21)$$

trong đó:

K = 2,11.10⁹;

W - cạnh dài của lòng ống, in;

L_{rec} - chiều dài đoạn đang xét, ft.

Công thức (13-21) tính khi L < 10 ft. Khi L > 10 ft thì lấy L = 10 ft

Bảng 13.13. Độ giảm âm trên đoạn ống hình chữ nhật có lót lớp hút âm dày 1 in, dB/ft

Kích thước lòng ống, in	Tỷ số P/A (in/in ²)	Tần số trung tâm dải ôcta, Hz						
		63	125	250	500	1000	2000	4000
8 × 8	0,5	0,10	0,28	0,77	2,12	5,82	6,08	2,95
8 × 16	0,375	0,08	0,22	0,58	1,59	4,37	3,89	2,17
12 × 12	0,33	0,08	0,22	0,60	1,64	4,48	4,48	2,67
12 × 24	0,25	0,06	0,16	0,45	1,23	3,36	2,89	1,97
18 × 18	0,22	0,06	0,17	0,46	1,26	3,45	3,37	2,42
18 × 36	0,17	0,05	0,13	0,34	0,94	2,59	2,15	1,78
24 × 24	0,165	0,05	0,14	0,38	1,05	2,87	2,73	2,26
24 × 48	0,125	0,04	0,10	0,29	0,78	1,90	1,75	1,66
36 × 36	0,111	0,04	0,11	0,29	0,81	2,01	2,03	2,04
36 × 72	0,083	0,03	0,08	0,22	0,60	1,02	1,30	1,50
48 × 48	0,08	0,03	0,09	0,24	0,67	1,30	1,65	1,90
48 × 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 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 2 in thì hiệu quả giảm âm tăng 2 lần so với lớp dày 1 in. Vì vậy cần lót lớp hút âm dày từ 2 in đến 3 in để nâng cao hiệu quả hút âm.

2. Tổn thất tại nút cong và chỗ chia nhánh

a. Độ giảm âm tại nút cong tròn

Tại vị trí nút cong âm thanh bị phản hồi ngược lại một phần, vì thế các nút cong có hay không có lớp hút âm thì đều có tác dụng giảm ồn nhất định.

Tổn thất tại nút cong phụ thuộc vào kích thước của nó và tần số âm và cho ở bảng 13.14 dưới đây.

Bảng 13.14. Độ giảm âm qua nút 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 nút cong chữ nhật

Nút chữ nhật làm giảm tối đa những âm thanh trong dải octa mà tần số trung tâm gần bằng hoặc lớn hơn 125 Hz.

Bảng 13.15 đưa ra các kết quả giảm âm khi dòng không khí đi qua nút chữ nhật có và không có lớp hút âm.

13.15. Độ giảm âm qua cút chữ nhật, dB

Trường hợp	Không có lớp hút âm	Có lớp hút âm
<i>Cút chữ nhật không có cánh hướng dòng</i>		
$f.W < 1,9$	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
<i>Cút chữ nhật có cánh hướng dòng</i>		
$f.W < 1,9$	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:

$$\Delta L_{WB} = -10 \cdot \lg \frac{A_{br}}{\sum A_{br}}, \text{ dB} \quad (13-22)$$

ΔL_{WB} - độ giảm năng lượng âm do chia nhánh, dB;

A_{br} - diện tích nhánh rẽ đang xét, ft²;

$\sum A_{br}$ - tổng diện tích các nhánh rẽ, ft².

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 khuếch tán gắn trực tiếp lên trần;

- Miệng thổi khuếch tán nối với đoạn đường ống thẳng dài hơn 3 lần đường kính ống;

- Miệng thổi khuếch tán nối với ống nối mềm.

Tổn thất âm do phản hồi cuối đường ống được tính theo bảng 13.16 dưới đây.

Bảng 13.16. Tổn thất do âm phản hồi cuối đường ống, dB

Chiều rộng ống chính, in	Tần số trung bình của dải octa, 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 13.16 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 khuếch tán thì phải trừ đi ít nhất 6 dB.

13.2.2.4. 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:

$$TL = 10 \cdot \lg(W_{vao}/W_{CL}), \text{ dB} \quad (13-23)$$

TL - tổn thất âm trên đường truyền, dB;

W_{vao} - năng lượng sóng âm tới, W;

W_{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...

- *Tổn thất âm do phát xạ từ trong ống ra trong trường hợp tổng quát:*

$$TL_R = L_V - L_R + 10 \cdot \lg \frac{A_N}{A_T} \quad (13-24)$$

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, in^2 .

- *Tổn thất phát xạ âm vào đường ống trong trường hợp tổng quát:*

$$TL_V = 10 \cdot \lg(W_V/2 \cdot W_R), \text{ dB} \quad (13-25)$$

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:

$$f_L = \frac{24,134}{(a.b)^{0,5}} \quad (13-26)$$

trong đó:

f_L - tần số âm mốc;

a, b - 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:

$$TL_R = 10.lg\{fm^2/(a + b) + 17\}, \text{ dB} \quad (13-27)$$

- Khi $f > f_L$ thì sóng âm là kiểu hỗn hợp được tính theo công thức:

$$TL_R = 20.lg(mf) - 31, \text{ dB} \quad (13-28)$$

trong đó:

m - khối lượng trên 1 đơn vị diện tích thành ống, lb/ft².

Theo công thức ở trên, tổn thất âm do truyền qua ống chữ nhật không phụ thuộc chiều dài ống mà phụ thuộc vào khối lượng trên 1 đơn vị diện tích thành ống, m.

Các bảng 13.17, 13.18 cho tổn thất âm khi truyền qua đường ống ở các dải tần số khác nhau.

Bảng 13.17. Tổn thất âm khi truyền từ ống ra ngoài TL_{ω} , dB

Kích thước lòng ống, in	Tần số trung tâm dải ôcta, Hz							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
12 × 12	21	21	27	30	33	36	41	45
12 × 24	19	22	25	28	31	35	41	45
12 × 48	19	22	25	28	31	37	43	45
24 × 24	20	23	26	29	32	37	43	45
24 × 48	20	23	26	29	31	39	45	45
48 × 48	21	24	27	30	35	41	45	45
48 × 96	19	22	25	29	35	41	45	45

Bảng 13.18. Tổn thất âm khi truyền vào đường ống TL_V, dB

Kích thước ống, in	Tần số trung tâm dải ồcta, Hz							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
12 × 12	16	16	16	25	30	33	38	42
12 × 24	15	15	17	25	28	32	38	42
12 × 48	14	14	22	25	28	34	40	42
24 × 24	13	13	21	26	29	34	40	42
24 × 48	12	15	23	26	28	36	42	42
48 × 48	10	19	24	27	32	38	42	42
48 × 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 13.19 dưới đây trình bày các tổn thất do truyền âm từ ống dẫn ra ngoài.

Bảng 13.19. Tổn thất truyền âm từ ống tròn ra ngoài TL_R, dB

Kích thước và kiểu ống, in	Tần số trung tâm dải ồcta, Hz							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1. Ống ghép dọc	-	-	-	-	-	-	-	-
+ D = 8in, δ = 0,022in, L = 15ft	>45	(53)	55	52	44	35	34	26
+ D = 14in, δ = 0,028in, L = 15ft	>50	60	54	36	34	31	25	38
+ D = 22in, δ = 0,034in, L = 15ft	47	53	37	33	33	27	25	43
+ D = 32in, δ = 0,034in, L = 15ft	(51)	46	26	26	24	22	38	43
2. Ống ghép xoắn	-	-	-	-	-	-	-	-
+ D = 8in, δ = 0,022in, L = 10ft	>48	>64	>75	>72	56	56	46	29
+ D = 14in, δ = 0,022in, L = 10ft	>43	>53	55	33	34	35	25	40
+ D = 26in, δ = 0,028in, L = 10ft	>45	50	26	26	25	22	36	43
+ D = 26in, δ = 0,028in, L = 10ft	>48	>53	36	32	32	28	41	36
+ D = 32in, δ = 0,034in, L = 10ft	>43	42	28	25	26	24	40	45

D - đường kính ống, in; δ - chiều dày của ống, in; L - chiều dài ống, ft.

Trong trường hợp tập âm nén 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 nền 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 13.20.

Bảng 13.20. Tổn thất truyền âm từ ống ôvan ra ngoài TL_R , dB

Kích thước trục a × b, in	Tần số trung tâm dải ôcta, Hz							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
12 × 6	31	34	37	40	43	-	-	-
24 × 6	24	27	30	33	36	-	-	-
24 × 12	28	31	34	37	-	-	-	-
48 × 12	23	26	29	32	-	-	-	-
48 × 24	27	30	33	-	-	-	-	-
96 × 24	22	25	28	-	-	-	-	-
96 × 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 13.21 dưới đây.

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/ft³ thì mức độ giảm âm theo các dải tần cho ở bảng 13.22.

Bảng 13.21. Tổn thất âm khi đi qua kết cấu xây dựng, dB

Kích thước trục a × b, in	Tần số trung tâm dải octa, Hz						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
- Bê tông đặc, dày 4 in, 48 lb/ft ²	32	34	35	37	42	49	55
- Bê tông đặc kết hợp bê tông bọt dày 4 in, 28 lb/ft ²	29	32	33	34	37	42	49
- Bê tông đặc kết hợp bê tông bọt dày 8 in, 28 lb/ft ²	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 /2 in, 6 lb/ft ²	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 ²	1	5	5	10	12	14	15
- Cửa gỗ thường xuyên đóng		23	23	29	27	26	29

Bảng 13.22. 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

13.2.2.5. 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} :

$$L_{pr} = L_{wr} - 5.lgV - 3.lgf - 10.lgr + 25 \quad (13-29)$$

trong đó:

L_{wr} - mức cường độ âm trong phòng, dB;

V - thể tích của phòng, ft^3 ;

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 khuếch 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 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:

$$L_{ps} = L_{ws} - 5.lgX - 28.lgh + 1,3.lgN - 3.lgf + 31 \quad (13-30)$$

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 $L_p - L_w$.

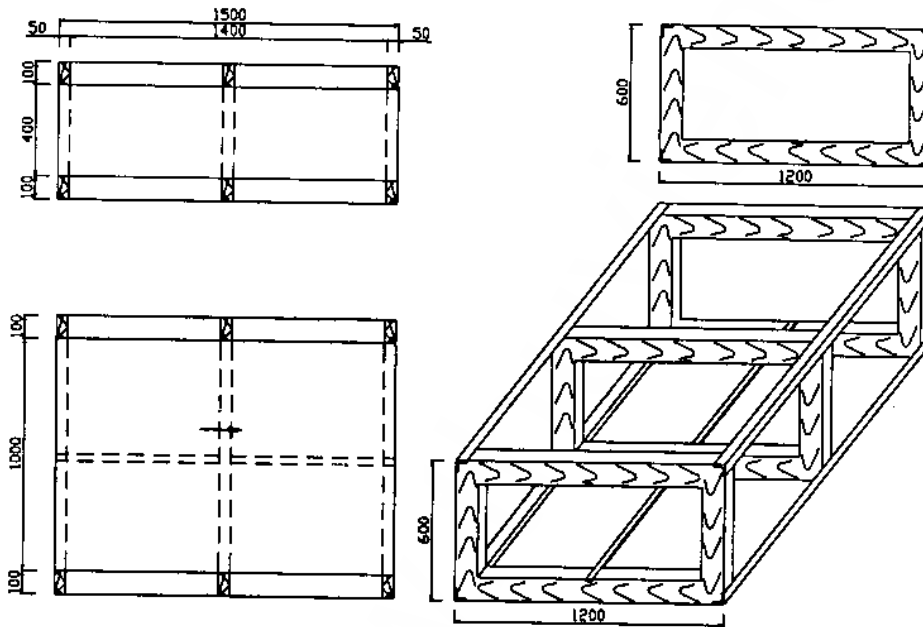
13.2.3. Thiết bị tiêu âm

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 xung 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. Hình 13.22 trình bày cấu tạo của hộp tiêu âm đặt trên đường ống.



Hình 13.22. Cấu tạo hộp tiêu âm

Trên hình 13.22 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 $\Phi 6$, $a = 20$ mm
- 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 thuỷ tinh nằm trong khoảng $100 + 300$ mm. 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.

PHẦN PHỤ LỤC

Phụ lục PL-1

Nhiệt độ lớn nhất t_{max} và nhiệt độ bé nhất t_{min} tuyệt đối trong năm

TT	Trạm	t_{max} , °C	t_{min} , °C	TT	Trạm	t_{max} , °C	t_{min} , °C
1	Lai Châu	42,5	4,9	33	Yên Định	41,1	3,9
2	Điện Biên	41,5	0,8	34	Hồi Xuân	43,3	3,1
3	Lào Cai	42,8	2,2	35	Vinh	42,1	4,0
4	Sa Pa	33,0	2,0	36	Tương Dương	44,6	3,1
5	Sơn La	40,1	1,1	37	Hà Tĩnh	41,1	7,0
6	Mộc Châu	35,8	1,1	38	Đồng Hới	42,8	7,7
7	Sông Mã	43,6	0,5	39	Quảng Trị	40,4	9,3
8	Hà Giang	42,6	1,6	40	Huế	40,0	8,8
9	Tuyên Quang	41,4	0,4	41	Đà Nẵng	40,5	11,9
10	Cao Bằng	42,4	1,8	42	Quảng Ngãi	41,1	12,8
11	Lạng Sơn	39,8	2,1	43	Quy Nhơn	42,1	15,0
12	Thái Nguyên	41,5	3,0	44	PlâyCu	34,8	5,6
13	Bắc Cạn	41,9	0,9	45	Buôn Mê Thuột	39,4	7,4
14	Bắc Giang	42,5	3,3	46	Tuy Hoà	39,7	15,5
15	Hòn Gai	40,7	5,0	47	Nha Trang	39,5	14,6
16	Móng Cái	39,1	1,1	48	Liên Khương	34,2	6,4
17	Vinh Yên	41,8	2,2	49	Bảo Lộc	33,5	4,5
18	Yên Bái	41,9	1,7	50	Phan Thiết	37,6	12,4
19	Việt Trì	42,3	3,1	51	Phước Long	38,3	12,4
20	Tam Đảo	35,3	0,7	52	Lộc Ninh	37,9	10,7
21	Hà Nội	41,6	3,1	53	Vũng Tàu	38,4	15,0
22	Hải Dương	40,4	3,1	54	Hiệp Hoà	39,0	12,5
23	Hưng Yên	42,3	3,6	55	Mỹ Tho	38,9	14,9
24	Phủ Liễn	41,5	4,5	56	Vĩnh Long	36,4	16,4
25	Hải Phòng	41,8	5,2	57	Sóc Trăng	37,8	16,2
26	Thái Bình	42,3	5,3	58	Cần Thơ	40,0	13,8
27	Sơn Tây	42,5	3,5	59	Côn Sơn	31,5	18,4
28	Hoà Bình	43,6	1,2	60	Rạch Giá	37,2	14,8
29	Nam Định	42,2	3,8	61	Phú Quốc	38,1	16,0
30	Ninh Bình	41,5	5,5	62	Cà Mau	38,3	15,3
31	Nho Quan	43,2	1,8	63	Hoàng Sa	35,9	14,9
32	Thanh Hóa	42,0	5,4	64	TP.Hồ Chí Minh	40,0	13,8

Phục lục PL-2

Nhiệt độ trung bình lớn nhất các ngày trong tháng t_{max}^{th}

TT	Trạm	Tháng												Năm
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
1	Lai Châu	24,5	26,3	29,9	32,3	33,3	31,6	32,0	32,2	32,2	30,5	27,3	24,5	29,7
2	Điện Biên	24,7	26,6	29,8	31,3	32,2	30,9	30,6	30,5	30,6	29,4	27,0	24,4	29,0
3	Lào Cai	20,7	21,6	25,5	29,0	32,1	32,7	32,7	32,6	31,5	28,8	25,4	22,1	27,9
4	Sa Pa	13,0	13,8	16,3	21,3	22,6	23,0	23,1	23,2	21,8	19,1	16,2	13,7	19,1
5	Sơn La	21,6	23,4	27,3	29,3	30,8	29,9	29,5	29,4	29,2	27,6	24,7	21,8	27,0
6	Mộc Châu	18,0	19,2	23,0	25,6	27,8	27,6	27,5	27,0	25,8	24,1	21,3	18,7	23,8
7	Sông Mã	24,6	26,4	30,3	32,6	34,4	32,3	32,2	32,0	31,9	30,5	27,6	24,9	29,9
8	Hà Giang	20,0	20,7	24,5	28,0	32,3	32,1	32,2	32,5	31,9	23,8	25,2	24,1	27,4
9	Tuyên Quang	20,4	20,6	28,8	27,9	32,0	32,8	32,5	32,3	31,6	29,0	25,5	22,0	27,5
10	Cao Bằng	18,9	19,7	23,2	27,3	31,1	31,7	32,0	31,9	31,3	28,4	24,6	20,1	26,7
11	Lạng Sơn	18,2	18,5	21,7	26,2	30,2	31,2	31,5	31,1	30,1	27,4	23,8	20,0	25,8
12	Thái Nguyên	20,6	20,5	23,2	27,1	31,7	32,8	32,5	32,3	31,6	29,4	25,9	22,2	27,5
13	Bắc Cạn	20,0	20,2	23,3	27,2	31,4	32,4	32,2	32,2	31,6	28,9	25,1	21,6	27,2
14	Bắc Giang	20,5	20,4	23,0	26,9	31,4	32,6	32,3	31,9	31,1	29,0	25,8	22,2	27,3
15	Hòn Gai	20,0	19,6	21,7	25,7	30,0	31,2	31,6	31,1	30,8	29,1	25,9	22,2	26,6
16	Móng Cái	18,9	18,7	21,4	25,3	29,5	30,7	31,2	31,2	31,0	28,5	25,0	21,0	26,0
17	Vinh Yên	20,6	20,8	23,6	27,6	32,0	32,9	32,7	32,1	32,2	29,1	25,9	22,2	27,6
18	Yên Bái	19,8	20,0	23,1	27,0	31,4	32,5	32,1	32,4	31,5	29,0	25,4	21,6	27,2
19	Việt Trì	20,3	20,5	23,4	27,5	31,9	32,6	32,4	31,8	31,1	28,8	25,6	22,1	27,3
20	Tam Đảo	14,2	14,9	17,9	21,4	21,8	26,0	25,9	25,6	24,7	22,3	19,0	15,9	21,0
21	Hà Nội	20,4	20,4	23,1	27,3	31,7	32,8	32,2	32,0	30,9	28,8	25,6	22,0	27,3
22	Hải Dương	20,3	20,0	22,5	26,5	30,8	32,2	32,3	31,6	30,0	28,6	25,8	22,1	26,9
23	Hưng Yên	20,3	20,1	22,6	26,8	31,1	32,4	32,3	31,5	30,2	28,4	25,5	21,9	26,9
24	Phủ Liễn	20,4	20,0	22,0	26,0	30,4	31,6	31,8	30,3	30,6	28,8	25,8	22,2	26,7
25	Hải Phòng	20,1	20,2	22,4	26,2	30,2	31,7	32,1	31,5	30,9	28,9	25,8	22,2	26,9
26	Thái Bình	20,2	19,8	22,1	26,2	30,6	32,0	32,0	31,6	30,2	28,2	25,4	21,8	26,7
27	Sơn Tây	20,4	20,6	23,5	27,7	31,9	32,7	32,6	31,9	31,0	28,8	25,6	22,0	27,4
28	Hoà Bình	21,3	21,7	25,1	29,5	33,0	33,5	33,5	32,8	31,3	29,2	26,0	22,8	28,3
29	Nam Định	20,3	20,0	22,5	26,6	31,0	32,5	32,5	31,7	20,3	28,3	25,3	21,9	26,9
30	Ninh Bình	20,1	20,1	22,5	26,5	30,8	32,4	32,4	31,6	30,0	28,2	25,1	21,6	25,8
31	Nho Quan	20,9	20,9	23,4	27,7	32,2	33,0	33,0	32,2	30,6	25,6	25,6	22,4	27,5
32	Thanh Hóa	20,8	20,6	23,0	27,0	31,2	32,8	32,9	32,0	30,5	28,5	25,6	22,4	27,3
33	Yên Định	21,2	21,1	23,6	27,5	31,7	32,8	33,1	32,1	30,4	28,7	25,8	22,7	27,6

Phục lục PL-2 (tiếp theo)

Nhiệt độ trung bình lớn nhất các ngày trong tháng t_{max}^{th}

TT	Trạm	Tháng												Năm
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
34	Hồi Xuân	22,2	22,5	25,8	29,9	33,4	33,4	33,4	32,8	31,2	29,3	26,2	23,5	28,6
35	Vinh	21,0	20,8	23,5	27,8	31,9	33,6	33,9	32,8	30,3	27,8	25,0	22,0	27,5
36	Tương Dương	23,6	24,3	27,6	31,0	34,7	34,1	34,0	33,6	31,4	29,5	26,3	24,0	29,6
37	Hà Tĩnh	21,0	21,0	23,7	28,0	31,9	33,6	33,0	33,0	30,3	27,5	24,8	21,9	27,6
38	Đông Hải	22,0	22,1	24,6	28,2	31,8	33,5	33,4	32,8	30,5	28,0	25,4	22,6	27,9
39	Quảng Trị	22,9	23,9	26,3	30,3	33,3	34,0	33,6	32,6	30,6	28,3	25,8	23,4	28,7
40	Huế	23,4	24,6	27,0	30,5	33,2	31,3	34,5	31,3	31,4	28,5	26,2	23,8	29,3
41	Đà Nẵng	24,7	26,1	28,1	30,8	33,1	34,5	34,2	33,9	31,6	28,8	27,1	25,1	29,8
42	Quảng Ngãi	25,3	26,7	28,8	31,6	33,7	34,5	34,4	34,4	31,9	29,1	27,2	25,5	30,3
43	Quy Nhơn	25,8	26,7	28,3	30,2	32,2	33,7	33,6	34,2	32,0	29,2	27,6	25,9	30,0
44	Phước Cù	26,1	28,3	30,5	31,0	29,6	27,2	26,3	26,3	26,6	26,8	26,4	25,9	27,6
45	Buôn Mê Thuột	26,2	29,0	31,5	32,5	31,3	29,5	28,7	28,8	28,3	27,8	26,7	25,8	28,8
46	Tuy Hoà	26,0	21,1	29,1	31,1	33,0	34,3	33,7	33,6	32,2	29,2	27,6	26,4	30,3
47	Như Trang	27,8	28,7	30,0	31,1	34,7	33,0	32,7	32,5	31,9	30,1	28,9	27,4	30,7
48	Liên Khương	24,1	27,5	29,1	31,0	26,6	27,5	26,8	26,7	26,7	26,5	26,8	25,9	27,3
49	Bảo Lộc	26,8	28,5	29,5	29,1	28,7	26,9	26,2	26,2	26,4	27,3	26,9	26,8	27,5
50	Phan Thiết	28,1	29,2	30,1	31,1	31,9	32,2	31,2	31,5	31,1	30,5	30,3	20,8	30,7
51	Phước Long	31,2	33,6	31,9	31,3	32,8	31,8	30,8	30,6	30,6	32,5	32,2	31,6	32,2
52	Lộc Ninh	31,1	32,9	31,3	34,4	32,8	31,3	30,7	30,6	30,4	30,9	30,4	30,6	31,7
53	Vũng Tàu	27,6	28,0	29,1	31,5	31,8	30,4	29,5	29,5	29,3	28,3	28,8	27,8	29,3
54	Hiệp Hoà	31,4	32,8	33,6	33,9	31,1	33,3	31,9	32,0	32,0	31,7	31,6	31,5	32,5
55	Mỹ Tho	31,1	32,1	33,3	34,7	31,2	33,4	33,0	32,3	32,1	32,5	32,0	31,4	32,7
56	Vĩnh Long	29,4	30,8	31,8	32,0	32,7	32,0	31,1	30,9	31,0	31,8	30,6	29,8	31,2
57	Sóc Trăng	30,0	31,1	32,7	33,9	32,9	32,5	30,8	30,5	30,4	30,1	20,8	29,7	31,1
58	Cần Thơ	30,0	31,1	32,7	34,5	32,4	32,1	31,1	31,0	30,8	30,5	30,1	29,7	31,5
59	Côn Sơn	27,7	28,1	29,7	31,1	31,3	30,6	30,1	30,0	29,8	29,5	28,9	27,9	29,6
60	Rạch Giá	30,6	32,0	32,9	33,5	32,2	30,4	29,8	29,5	39,6	30,3	30,3	30,2	30,9
61	Phước Quốc	29,9	30,1	31,1	31,8	30,9	29,6	29,0	28,6	28,6	29,4	30,0	29,9	30,0
62	Cà Mau	29,9	30,9	32,5	33,1	32,6	31,0	30,1	30,3	30,4	30,2	30,0	29,8	30,9
63	Hoàng Sa	25,7	26,5	28,5	30,0	31,3	31,2	30,9	30,8	30,3	29,0	27,6	26,3	29,0
64	TP.HCM	31,6	32,9	34,0	34,6	33,4	32,2	31,1	31,5	31,2	31,0	39,9	30,7	32,1

Phụ lục PL-3

Nhiệt độ nhỏ nhất trung bình các ngày trong tháng, tth_{min}

TT	Trạm	Tháng												Năm
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
1	Lai Châu	13,2	14,2	16,4	19,7	22,2	23,5	23,6	23,3	22,3	19,9	17,1	14,0	19,1
2	Điện Biên	11,0	12,5	11,6	18,6	21,3	22,7	22,9	22,6	21,2	18,4	15,3	12,0	17,8
3	Lào Cai	13,2	14,5	17,4	20,5	23,0	24,1	24,6	24,2	23,1	20,7	17,5	14,2	19,8
4	Sa Pa	6,2	7,4	10,2	13,3	16,1	17,3	17,6	17,2	15,8	13,1	10,6	7,2	12,6
5	Sơn La	9,9	11,7	14,9	17,7	20,3	21,6	21,8	21,6	19,6	17,0	13,7	10,6	16,7
6	Mộc Châu	8,7	9,8	13,1	16,1	18,7	20,0	19,9	19,6	18,1	15,5	12,8	9,5	15,1
7	Sông Mã	11,3	13,1	15,2	18,1	21,2	23,0	23,0	23,0	21,3	18,8	15,7	12,2	18,0
8	Hà Giang	12,9	14,3	17,2	20,1	22,8	24,1	24,3	24,1	22,5	20,2	17,0	13,8	19,5
9	Tuyên Quang	13,0	11,5	17,8	20,5	23,2	24,5	24,7	24,2	23,2	20,3	17,0	13,9	19,7
10	Cao Bằng	10,5	12,0	15,4	19,1	22,3	23,3	23,6	23,2	21,7	18,5	14,8	11,8	18,0
11	Lạng Sơn	10,1	11,5	15,0	18,8	22,3	23,6	23,8	23,5	21,9	18,4	14,5	11,0	17,9
12	Thái Nguyên	12,9	14,1	17,2	20,4	23,5	24,8	21,9	24,6	23,1	20,5	17,1	11,0	19,8
13	Bắc Cạn	11,6	13,2	16,5	19,5	22,4	23,7	21,0	23,6	22,2	19,2	15,7	12,6	18,7
14	Bắc Giang	13,3	14,5	17,5	20,9	24,1	25,6	25,8	25,1	24,2	20,9	17,3	14,1	20,3
15	Hòn Gai	13,5	11,2	17,0	20,4	23,9	25,3	25,6	24,9	23,7	21,3	18,1	14,7	20,0
16	Móng Cái	12,5	13,2	16,3	20,0	23,5	25,1	25,1	21,8	23,9	20,7	17,0	13,4	19,6
17	Vinh Yên	13,9	11,9	17,8	20,9	21,0	25,4	25,6	25,2	24,1	21,4	18,2	15,0	21,5
18	Yên Bái	13,2	11,2	17,2	20,3	23,2	24,4	21,5	24,1	23,0	20,6	17,4	11,2	19,7
19	Việt Trì	13,8	11,6	17,5	20,7	23,6	25,1	25,1	21,8	23,9	21,1	18,0	14,9	20,3
20	Tam Đảo	9,3	10,3	13,1	16,4	19,2	20,6	20,8	20,5	19,4	16,8	13,4	10,6	15,9
21	Hà Nội	13,8	11,7	17,5	20,8	23,9	25,5	25,7	25,4	24,3	21,6	18,2	15,0	20,5
22	Hải Dương	13,8	11,8	17,6	20,9	24,2	25,7	26,2	25,7	24,7	21,1	17,8	14,7	20,6
23	Hưng Yên	13,8	14,7	17,1	20,7	23,9	25,1	25,8	25,5	21,1	21,5	18,1	15,0	20,5
24	Phủ Liễn	11,2	11,7	17,2	20,5	23,8	25,3	25,5	25,0	24,0	21,6	18,5	15,4	20,5
25	Hải Phòng	14,1	15,0	17,6	21,1	21,5	20,0	26,1	25,5	24,1	21,8	18,7	15,4	20,8
26	Thái Bình	14,0	15,0	17,5	20,8	21,1	25,8	26,2	25,7	21,5	21,6	18,2	15,0	20,7
27	Sơn Tây	13,5	11,6	17,4	20,5	23,5	25,1	25,2	24,9	24,1	21,2	17,8	14,6	20,2
28	Hoà Bình	13,3	11,6	17,7	20,8	23,0	21,7	21,7	24,6	23,1	20,4	17,3	14,2	19,9
29	Nam Định	14,3	11,9	17,6	20,9	24,2	25,9	26,2	26,0	24,0	22,2	18,8	15,6	21,0
30	Ninh Bình	14,3	15,0	17,5	20,8	21,1	25,8	26,0	25,6	21,6	22,0	19,0	15,6	20,9
31	Nho Quan	13,6	11,8	17,5	20,7	23,6	25,2	25,2	24,8	23,6	20,8	17,8	14,6	20,2
32	Thanh Hóa	11,8	15,5	17,8	21,0	24,2	25,7	25,7	25,2	21,0	21,5	18,7	15,6	20,8
33	Yên Định	14,4	15,4	17,8	20,8	23,8	25,3	25,3	21,9	23,8	21,2	18,3	15,2	20,5

Phụ lục PL-3 (tiếp theo)

Nhiệt độ nhỏ nhất trung bình các ngày trong tháng, t_{\min}^{th}

TT	Trạm	Tháng												Năm
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
34	Hội Xuân	14,0	15,3	18,0	20,8	22,9	21,2	21,0	23,9	23,0	20,5	17,8	11,8	19,9
35	Vinh	15,5	16,2	18,2	21,3	24,1	25,8	25,9	25,1	24,1	21,9	19,1	16,5	21,2
36	Tương Dương	14,5	16,0	18,1	20,6	22,8	23,9	23,7	23,6	22,8	20,9	18,5	15,2	20,0
37	Hà Tĩnh	15,7	16,3	18,1	21,4	24,3	25,6	25,6	25,1	23,9	21,7	19,3	16,4	21,1
38	Đồng Hới	16,5	17,3	18,9	21,6	21,1	26,0	25,8	25,4	23,7	21,9	19,8	17,1	21,5
39	Quảng Trị	17,3	18,1	19,7	22,2	21,1	25,4	25,6	25,3	23,8	22,2	20,4	18,4	21,9
40	Huế	17,1	18,0	19,9	22,2	21,1	25,0	25,1	24,7	23,8	22,2	20,5	18,3	21,8
41	Đà Nẵng	18,8	19,7	21,3	23,1	24,6	25,3	25,2	24,9	24,0	22,9	21,6	19,7	22,6
42	Quảng Ngãi	19,2	19,7	21,0	22,7	24,3	24,8	25,0	24,7	23,9	22,8	21,7	20,1	22,5
43	Quy Nhơn	20,7	21,1	22,1	25,0	25,6	26,3	26,3	26,4	25,2	24,0	23,0	21,5	24,0
44	PlâyCủ	13,3	11,3	16,8	18,6	20,0	20,2	19,7	19,6	19,1	18,0	16,5	14,1	17,6
45	Buôn Mê Thuột	17,2	17,9	19,1	20,9	21,6	21,2	20,9	20,9	20,8	20,1	19,2	18,0	19,8
46	Tuy Hoà	20,6	21,1	22,3	23,6	21,9	25,9	25,6	25,5	21,5	23,7	23,2	21,9	23,6
47	Nha Trang	20,7	20,9	23,0	23,5	21,1	24,6	21,5	21,5	23,9	23,3	22,5	21,6	23,0
48	Liên Khương	13,5	11,1	15,2	17,0	18,3	18,5	18,3	18,3	18,1	17,0	15,6	14,4	16,5
49	Bảo Lộc	13,1	13,6	15,5	17,5	19,1	19,3	19,2	19,0	19,0	17,8	16,0	14,5	17,0
50	Phan Thiết	20,0	20,8	22,6	24,3	25,1	24,7	24,2	24,2	24,1	23,6	22,5	21,0	23,1
51	Phước Long	18,7	19,6	21,5	22,7	23,6	23,3	22,9	23,5	23,2	23,2	22,0	20,0	22,0
52	Lộc Ninh	18,2	19,1	21,0	22,8	23,5	23,0	22,9	22,8	22,7	22,2	20,6	19,0	21,5
53	Vũng Tàu	21,7	22,4	23,7	21,9	21,6	23,9	23,5	23,5	23,5	23,2	22,8	22,0	23,3
54	Hiệp Hoà	19,2	19,8	21,8	22,3	21,1	23,8	23,8	23,7	23,9	23,6	22,6	21,6	22,5
55	Mỹ Tho	20,8	21,3	22,7	21,2	21,3	21,1	23,8	23,8	23,8	23,7	23,2	21,4	23,1
56	Vinh Long	21,1	22,0	22,9	21,0	21,3	23,5	23,5	23,8	21,1	21,1	21,0	22,4	23,3
57	Sóc Trăng	21,7	22,0	23,2	21,3	21,8	21,7	21,7	21,6	21,7	21,6	21,0	22,6	23,8
58	Cần Thơ	21,0	21,9	22,8	21,0	23,7	23,5	23,5	23,6	23,8	21,0	23,8	22,4	23,2
59	Côn Sơn	23,9	21,0	21,6	25,3	25,1	25,3	25,1	25,1	21,9	21,7	24,7	21,3	24,8
60	Rạch Giá	21,1	21,8	23,3	21,8	25,5	25,8	25,4	25,3	25,4	25,0	24,2	22,8	24,2
61	Phủ Quốc	21,8	22,7	23,9	21,6	25,0	25,1	24,7	24,7	24,7	24,1	23,4	22,6	23,9
62	Cà Mau	21,2	24,4	21,5	23,3	24,4	21,6	21,5	21,1	24,5	24,4	23,9	22,6	23,4
63	Hoàng Sa	21,5	22,5	21,3	23,0	27,2	27,6	27,1	26,9	26,2	25,4	24,3	22,8	25,2
64	TP. Hồ Chí Minh	21,0	21,9	23,5	21,9	24,7	21,1	23,9	21,0	23,8	23,6	22,8	21,6	23,8

Phụ lục PL-4
Độ ẩm tương đối trung bình trong tháng, φ^b

TT	Trạm	Tháng												Năm
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
1	Lai Châu	80	77	75	76	80	87	89	83	85	84	84	84	82
2	Điện Biên	82	81	78	81	82	86	88	83	86	85	85	86	84
3	Lào Cai	85	85	83	83	81	85	86	86	86	86	86	86	85
4	Sa Pa	86	86	82	82	83	88	88	89	88	91	90	87	87
5	Sơn La	78	77	74	74	76	86	86	87	85	84	83	82	81
6	Mộc Châu	85	87	85	83	81	86	86	88	87	87	87	87	86
7	Sông Mã	80	78	74	75	78	87	87	88	86	84	81	83	82
8	Hà Giang	86	86	84	83	81	85	87	87	85	85	85	86	85
9	Tuyên Quang	83	84	85	84	81	81	85	86	87	81	85	84	84
10	Cao Bằng	78	79	81	80	79	83	85	86	83	81	82	80	81
11	Lạng Sơn	76	81	84	82	80	83	84	84	83	79	79	78	81
12	Thái Nguyên	78	81	85	86	81	82	84	85	81	81	80	80	82
13	Bắc Cạn	82	82	84	85	82	84	86	86	85	83	84	83	84
14	Bắc Giang	77	82	84	85	82	83	83	85	82	80	78	78	82
15	Hòn Gai	77	81	82	86	82	84	82	85	82	78	77	77	82
16	Móng Cái	79	83	87	87	85	86	86	86	81	78	78	76	83
17	Vinh Yên	78	82	81	84	79	81	81	83	82	80	80	79	80
18	Yên Bái	88	89	91	90	85	87	87	87	86	86	86	87	87
19	Việt Trì	82	85	87	87	82	83	83	85	84	83	82	82	84
20	Tam Đảo	86	93	92	92	87	89	89	88	85	81	84	87	88
21	Hà Nội	80	84	88	87	83	83	83	85	85	81	81	81	83
22	Hải Dương	80	84	89	88	84	83	82	85	85	83	81	80	84
23	Hưng Yên	83	87	90	89	85	85	84	86	86	85	83	83	86
24	Phủ Liễn	83	88	91	90	87	86	86	88	85	80	79	81	85
25	Hải Phòng	76	82	87	86	83	83	83	84	82	79	78	78	82
26	Thái Bình	84	88	91	90	85	84	82	86	87	85	84	85	86
27	Sơn Tây	82	84	87	87	83	84	81	86	85	84	83	83	84
28	Hồ Bình	83	84	85	83	82	84	83	85	86	84	84	84	84
29	Nam Định	84	87	91	89	84	81	82	84	85	82	83	84	85
30	Ninh Bình	83	88	91	89	84	83	81	85	85	84	83	84	85
31	Nhe Quan	82	85	89	87	82	84	81	85	85	84	82	83	84
32	Thanh Hóa	84	88	90	88	85	82	82	85	86	84	83	83	85
33	Yên Định	83	85	89	89	84	85	83	86	88	85	83	83	85

Phụ lục PL-4 (tiếp theo)
Độ ẩm tương đối trung bình trong tháng, %^b

TT	Trạm	Tháng												Năm
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
34	Hải Xuân	85	85	83	85	83	86	86	87	88	88	88	87	86
35	Vinh	89	91	91	88	82	76	74	80	87	86	88	88	85
36	Tương Dương	82	82	81	80	78	82	81	84	87	86	87	84	83
37	Hà Tĩnh	90	92	92	88	82	78	75	79	87	89	89	89	86
38	Đồng Hới	88	90	90	87	81	73	72	76	85	86	87	87	84
39	Quảng Trị	90,3	90,8	89,9	86,3	81,7	76,3	73,6	75,5	85,7	88,6	89,5	89,8	81,8
40	Huế	90,5	90,3	88,6	84,5	80,1	76,4	73,6	77,0	84,9	88,2	88,9	90,3	81,5
41	Đà Nẵng	85,6	85,0	84,6	83,1	80,2	76,5	75,2	77,5	83,0	85,4	85,5	85,8	82,3
42	Quảng Ngãi	89,4	88,3	87,8	84,5	82,7	80,5	79,6	81,4	86,4	89,0	89,6	89,1	85,6
43	Quy Nhơn	82,4	82,4	83,0	83,0	84,2	74,2	70,9	72,1	78,6	83,7	81,4	83,3	79,9
44	PlâyCu	76,3	73,6	72,3	75,8	83,5	90,6	92,1	92,6	91,4	86,8	82,7	79,3	83,1
45	Buôn Mê Thuột	79,8	75,1	72,8	73,7	81,8	85,4	87,1	87,8	88,7	87,3	85,5	83,3	82,4
46	Tuy Hoà	84,4	84,0	83,5	82,1	79,4	73,4	73,4	71,3	81,2	86,0	86,6	85,3	81,1
47	Nha Trang	78,6	78,9	80,6	81,2	80,8	79,3	78,8	79,3	82,3	83,9	83,2	79,5	80,5
48	Liên Khương	74,4	71,3	71,4	76,3	83,2	85,2	86,1	86,7	88,0	85,7	80,7	77,2	80,5
49	Bảo Lộc	81,3	77,2	79,0	83,3	87,9	89,5	90,8	91,3	90,8	89,5	86,7	83,8	85,9
50	Phan Thiết	75,7	75,6	76,9	78,5	81,5	82,1	84,4	84,1	85,2	81,5	81,1	78,4	80,7
51	Phước Long	69,1	63,6	68,9	69,3	80,7	82,6	86,1	87,4	88,2	85,1	80,2	75,5	77,9
52	Lộc Ninh	72,2	71,0	72,2	75,9	84,0	86,2	86,6	87,8	88,2	86,0	81,8	77,7	80,8
53	Vũng Tàu	81,6	81,7	82,0	81,1	84,5	87,5	88,7	89,1	89,7	88,3	85,2	83,1	85,2
54	Hiệp Hoà	76,1	76,3	73,3	77,3	80,9	81,9	85,3	86,7	81,0	81,4	81,2	75,1	80,5
55	Mỹ Tho	78,4	77,5	76,1	74,1	76,7	79,4	80,9	82,5	82,3	82,0	80,2	80,0	79,2
56	Vinh Long	78,2	75,1	75,3	76,0	82,2	79,8	81,1	83,6	83,1	82,7	81,0	78,9	79,8
57	Sóc Trăng	79,8	77,5	77,3	77,4	83,9	86,0	86,5	86,9	87,9	88,1	86,3	83,2	83,4
58	Cần Thơ	81,7	78,3	77,1	77,7	82,4	85,0	81,1	85,0	85,8	81,9	81,0	82,2	82,4
59	Cần Sơn	78,1	79,1	80,0	79,6	81,0	80,4	90,1	80,8	81,5	83,3	81,9	79,1	80,5
60	Rạch Giá	77,9	75,7	77,2	78,0	81,0	85,4	86,0	86,0	85,6	85,5	82,8	81,1	82,2
61	Phủ Quốc	77,4	78,4	79,2	81,1	85,4	86,0	87,1	88,6	88,4	85,9	82,1	77,9	83,3
62	Cà Mau	82,8	80,9	80,4	80,8	87,0	88,4	88,1	88,0	88,7	80,4	87,2	85,0	85,6
63	Hoàng Sa	81,5	83,0	83,3	83,1	83,4	81,7	81,4	81,3	84,4	84,0	82,6	81,6	83,4
64	TP. HCM	73,8	71,1	71,0	73,7	80,7	83,7	84,2	84,5	86,0	85,2	81,7	77,8	79,5

Phụ lục PL-5
Thông số vật lý của không khí khô

t °C	ρ kg/cm ³	C_p kcal/kgK	λ kcal/mh.K	$\alpha \cdot 10^2$ m ² /h	$\mu \cdot 10^6$ kG.S/m ²	$\nu \cdot 10^6$ m ² /S	Pr
-50	1,584	0,242	1,75	4,57	1,49	9,23	0,728
-40	1,515	0,242	1,82	4,96	1,55	10,04	0,728
-30	1,453	0,242	1,89	5,37	1,60	10,80	0,723
-20	1,395	0,241	1,96	5,83	1,65	12,79	0,716
-10	1,342	0,241	2,03	6,28	1,70	12,43	0,712
0	1,293	0,240	2,10	6,77	1,75	13,28	0,707
10	1,247	0,240	2,16	7,22	1,80	14,16	0,705
20	1,205	0,240	2,23	7,71	1,85	15,06	0,703
30	1,165	0,240	2,30	8,23	1,90	16,00	0,701
40	1,128	0,240	2,37	8,75	1,95	16,96	0,699
50	1,093	0,240	2,43	9,26	2,00	17,95	0,698
60	1,060	0,240	2,49	9,79	2,05	18,97	0,696
70	1,029	0,241	2,55	10,28	2,10	20,02	0,694
80	1,000	0,241	2,62	10,87	2,15	21,09	0,692
90	0,972	0,241	2,69	11,48	2,19	22,10	0,690
100	0,946	0,241	2,76	12,11	2,23	23,13	0,688
120	0,898	0,241	2,87	13,26	2,33	25,45	0,686
140	0,854	0,242	3,00	14,52	2,42	27,80	0,684
160	0,815	0,243	3,13	15,80	2,50	30,09	0,682
180	0,779	0,244	3,25	17,10	2,58	32,49	0,681
200	0,746	0,245	3,38	18,49	2,65	31,85	0,680
250	0,674	0,248	3,67	21,96	2,79	40,61	0,677
300	0,615	0,250	3,96	25,76	3,03	48,33	0,674
350	0,566	0,253	4,22	29,47	3,20	55,46	0,676
400	0,524	0,255	4,48	33,52	3,37	63,09	0,678
500	0,456	0,261	4,94	41,51	3,69	79,38	0,687
600	0,404	0,266	5,35	49,78	3,99	96,89	0,699
700	0,362	0,271	5,77	58,82	4,26	115,40	0,706
800	0,329	0,276	6,17	67,95	4,52	134,80	0,713
900	0,301	0,280	6,56	77,84	4,76	155,10	0,717
1000	0,277	0,283	6,94	88,53	5,00	177,10	0,719
1100	0,257	0,286	7,31	99,45	5,22	199,30	0,722
1200	0,239	0,289	7,87	113,94	5,45	223,70	0,724

Phụ lục PL-6
Thông số vật lý của nước

t °C	ρ kg/m ³	C _p kcal/kg.K	$\lambda \cdot 10^2$ kcal/m.h.K	$\alpha \cdot 10^4$ m ² /h	$\mu \cdot 10^6$ kG.S/m ²	$\nu \cdot 10^6$ m ² /S	$\sigma \cdot 10^4$ kG/m	$\beta \cdot 10^4$ 1/°C	Pr
0	999,9	1,006	47,74	4,71	182,3	1,789	77,1	0,63	13,67
10	999,7	1,001	49,4	4,94	133,1	1,306	75,6	0,70	9,52
20	998,2	0,999	51,5	5,16	102,4	1,006	74,1	1,82	7,02
30	995,7	0,997	53,1	5,35	81,7	0,805	72,6	3,21	5,42
40	992,2	0,997	54,5	5,51	66,6	0,659	71,0	3,87	4,31
50	988,1	0,997	55,7	5,65	56,0	0,556	69,0	4,49	3,54
60	983,2	0,998	56,7	5,78	47,9	0,478	67,5	5,11	2,98
70	977,8	1,000	57,4	5,87	41,4	0,415	65,6	5,70	2,55
80	971,8	1,002	58,0	5,96	36,2	0,365	63,8	6,32	2,21
90	965,3	1,005	58,5	6,03	32,1	0,326	61,9	6,95	1,95
100	958,4	1,008	58,7	6,08	28,8	0,295	60,0	7,52	1,75
110	951,0	1,011	58,9	6,13	26,4	0,272	58,0	8,08	1,60
120	943,1	1,015	59,0	6,16	24,2	0,252	55,9	8,64	1,47
130	934,8	1,019	59,0	6,19	22,2	0,233	53,9	9,19	1,36
140	926,1	1,024	58,9	6,21	20,5	0,217	51,7	9,72	1,26
150	917,0	1,030	58,8	6,22	19,0	0,203	49,6	10,3	1,17
160	907,4	1,038	58,7	6,23	17,7	0,191	47,5	10,7	1,10
170	897,3	1,046	58,4	6,22	16,6	0,181	45,2	11,3	1,05
180	886,9	1,055	58,0	6,20	15,6	0,173	43,1	11,9	1,00
190	876,0	1,065	57,6	6,17	14,7	0,165	40,8	12,6	0,96
200	863,0	1,076	57,0	6,14	13,9	0,158	38,4	13,3	0,93
210	852,8	1,088	56,3	6,07	13,3	0,153	36,1	14,1	0,91
220	840,3	1,102	55,5	5,99	12,7	0,148	33,8	14,8	0,89
230	827,3	1,118	54,8	5,92	12,2	0,145	31,6	15,9	0,88
240	813,6	1,136	54,0	5,84	11,7	0,141	29,1	16,8	0,87

Phụ lục PL-6 (tiếp theo)
Thông số vật lý của nước

t °C	ρ kg/m ³	C _p kcal/kg.K	$\lambda \cdot 10^2$ kcal/m.h.K	$\alpha \cdot 10^4$ m ² /h	$\mu \cdot 10^6$ kg.S/m ²	$\nu \cdot 10^6$ m ² /S	$\sigma \cdot 10^4$ kg/m	$\beta \cdot 10^4$ 1/°C	Pr
250	799,0	1,157	53,1	5,74	11,2	0,137	26,7	18,1	0,86
260	784,0	1,182	52,0	5,61	10,8	0,135	24,2	19,7	0,87
270	767,9	1,211	50,7	5,45	10,4	0,133	21,9	21,6	0,88
280	750,7	1,249	49,4	5,27	10,0	0,131	19,5	23,7	0,90
290	732,3	1,310	48,0	5,00	9,6	0,129	17,2	26,2	0,93
300	712,5	1,370	46,4	4,75	9,3	0,128	14,7	29,2	0,97
310	691,1	1,450	45,0	4,49	9,0	0,128	12,3	32,9	1,03
320	667,1	1,570	43,5	4,15	8,7	0,128	10,0	38,2	1,11
330	640,2	1,730	41,6	3,76	8,3	0,127	7,82	43,3	1,22
340	610,1	1,950	39,3	3,30	7,9	0,127	5,78	53,4	1,39
350	574,4	2,270	37,0	2,84	7,4	0,126	3,89	66,8	1,60
360	528,0	3,340	34,0	1,93	6,8	0,126	2,06	109,0	2,35
370	450,5	9,630	29,0	0,67	5,8	0,126	0,48	264,0	6,79

Phụ lục PL-7
Các tính chất vật lý của các chất

Vật liệu	t, °C	ρ kg/m ³	λ kcal/m.h.K	C_p kcal/kg.K	$\alpha.10^3$ m ² /h	Độ ẩm %
VẬT LIỆU XÂY DỰNG VÀ CÁCH NHIỆT						
- Nhôm lá	50	20	0,04	-	-	-
- Nhôm lá có dạng hạt	20	160	0,25	0,20	18,5	-
- Amiăng	-	-	-	-	-	-
+ loại tấm	30	770	0,10	0,195	0,712	-
+ loại sợi	50	470	0,095	0,195	1,04	-
- Bakelit amiăng	20	156	0,061	0,280	13,96	-
	20	210	0,074	0,280	12,47	-
	20	293	0,093	0,280	11,32	-
	20	363	0,106	0,280	10,12	-
- Tấm lợp xi măng amian	-	1800	0,30	-	-	-
- Nhựa đường	20	2110	0,60	0,50	0,57	-
- Keo	-196	90	0,0108	0,126	8,52	-
	-80	90	0,016	0,18	10,2	-
	-30	90	0,018	0,20	10,0	-
	0	90	0,020	0,218	10,2	-
	20	90	0,023	0,231	11,0	-
	50	90	0,025	0,246	11,2	-
- Sơn bakelit	20	1400	0,25	-	-	-
- Bê tông	20	2300	1,10	0,27	1,77	-
- Bê tông khí	-	600	0,10	-	-	-
- Bê tông thạch cao bằng	-	-	-	-	-	-
+ xỉ lò luyện kim	-	1000	0,32	0,19	16,8	-
+ xỉ than	-	1300	0,48	0,19	19,4	-
- Bê tông xốp	90	400	0,108	0,20	13,8	1,5
	25	360	0,082	0,19	12,2	1,5
	-14	520	0,22	0,33	12,9	77,5

Phụ lục PL-7 (tiếp theo)

Vật liệu	t, °C	ρ kg/m ³	λ kcal/m.h.K	C_p kcal/kg.K	$\alpha.10^3$ m ² /h	Độ ẩm %
- Bông	50	50	0,055	0,437	25,4	-
	9	50	0,046	0,401	23,0	-
	-78	50	0,037	0,331	22,7	-
	-196	50	0,023	0,211	21,9	-
- Phốt	-	-	-	-	-	-
+ loại giấy	-	300	0,050	-	-	-
+ Loại vải	30	330	0,045	-	-	-
- Cao su tấm lưu hoá	50	400	0,078	-	-	-
- Thạch cao	-	-	-	-	-	-
+ Thạch cao có độ bền chất hữu cơ	-	700	0,20	0,25	11,4	-
- Đất sét chịu lửa	450	1845	0,89	0,26	1,855	-
- Sỏi	20	1840	0,31	-	-	-
- Đất	-	-	-	-	-	-
+ Đất sét	18	2160	1,19	0,31	17,70	17,5
	18	1500	0,16	0,17	6,4	0,0
	-25	2160	1,84	0,22	33,6	17,5
+ Đất sét Cambri	18	1280	0,26	0,23	8,74	0,0
	10	2000	1,15	0,33	17,4	12,8
	-14	2000	0,95	0,27	17,5	12,8
+ Đất cát mịn	16	2000	1,93	0,37	26,2	25,0
	0	1430	0,16	0,16	7,1	0,24
	-25	2000	2,50	0,24	54,1	25,0
+ Đất cát chảy	17	1500	0,19	0,19	6,8	0,0
	18	2200	1,29	0,40	14,7	35,0
	-16	2200	2,30	0,27	39,0	35,0
+ Đất đá sét băng tích	17	1270	0,13	0,16	6,3	0,0
	18	2020	1,17	0,46	12,6	35,0
	-20	2020	1,45	0,28	25,8	35,0
+ Đất pha cát	24	1900	0,68	0,15	24,0	0,0
	-10	2060	1,13	0,21	26,1	7,4
	-14	2060	0,96	0,08	26,0	7,4

Phụ lục PL-7 (tiếp theo)

Vật liệu	t °C	ρ kg/m ³	λ kcal/m.h.K	C _p kcal/kg.K	α.10 ³ m ² /h	Độ ẩm %
- Gỗ						
+ hổ tạp	30	128	0,045	-	-	-
+ gỗ sồi thớ ngang	20	800	0,178	0,42	0,53	-
+ gỗ sồi thớ dọc	20	800	0,312	-	-	-
+ gỗ thông thớ ngang	20	448	0,092	-	-	-
+ gỗ thông thớ dọc	20	448	0,220	-	-	-
+ mùn cưa	20	200	0,600	-	-	-
+ dăm bào	25	150	0,007	0,66	7,46	11,4
+ Tấm làm từ dăm bào	-	150	0,050	0,60	5,60	-
	-	250	0,065	0,60	4,3	-
	-	600	0,140	0,60	3,	-
- Đất	-	-	-	-	-	-
+ Đất ẩm	-	1700	0,565	0,48	0,693	-
+ Đất khô	-	1500	0,119	-	-	-
- Than đá	20	1400	0,16	0,312	0,37	-
- Tấm côi	-	400	0,12	0,35	8,6	-
- Các tông	-	-	-	-	-	-
+ loại ẩm	-	150	0,055	0,35	10,5	-
+ gọn sóng	-	-	0,055	-	-	-
+ loại thường	-	700	0,150	0,35	6,1	-
+ loại ép chặt	-	1000	0,200	0,35	5,7	-
+ cao su tổng hợp	-	1600	0,184	0,373	3,1	-
- Thạch anh tinh th	-	-	-	-	-	-
+ Loại trực ngang	0	2500÷280	6,2	0,2	12,0	-
+ Loại trực dọc	0	0	11,7	-	-	-
- Keramzit đổ thành đồng	-	1400	0,45	0,20	26,1	-
- Gạch	-	-	-	-	-	-
+ gạch cách nhiệt	100	550	0,12	-	-	-
+ gạch cacborundum	-	1000	0,97	0,162	0,60	-
+ gạch xây dựng	20	800÷1500	0,2÷0,25	-	-	-

Phụ lục PL-7 (tiếp theo)

Vật liệu	t, °C	ρ kg/m ³	λ kcal/m.h.K	C_p kcal/kg.K	$\alpha \cdot 10^3$ m ² /h	Độ ẩm %
- Clinker	30	1400	0,14	0,34	0,41	-
- Đá	30	1000	0,137	-	-	-
- Than cốc loại bột	100	449	0,164	0,29	0,125	-
- Mỏ hóng	40	190	0,027	-	-	-
- Nước đá	0	920	1,935	0,54	3,89	-
- Vôi dầu	20	1180	0,16	-	-	-
- Mạ nhê 85% (bột)	100	216	0,058	-	-	-
- Phấn	50	2000	0,80	0,21	1,91	-
- Bông khoáng	100	100	0,045	0,200	22,1	-
	50	100	0,042	0,192	22,0	-
	0	100	0,038	0,174	21,8	-
	-30	100	0,034	0,162	20,9	-
	-80	100	0,028	0,142	19,7	-
	-196	100	0,014	0,082	17,1	-
- Bông khoáng tẩm bitum	25	390	0,060	0,250	5,8	-
- Tấm bông khoáng nén chặt	-	400	0,100	0,180	12,9	-
- Vải khoáng	-50	200	0,04	0,220	0,91	-
- Mút xốp	20	20	0,035	0,338	51,2	-
	0	20	0,033	0,322	51,0	-
	-30	20	0,030	0,302	50,0	-
	-80	20	0,025	0,260	48,0	-
	-196	20	0,012	0,138	42,8	-
- Cẩm thạch	90	2700	1,12	0,10	4,15	-
- Lớp cặn lò hơi	65	-	1,13÷2,7	-	-	-
- Parafin	20	920	0,23	-	-	-
- Giấy nhựa chống thấm	-	600	0,15	0,35	7,1	-
- Cát	-	-	-	-	-	-
+ cát khô	20	1500	0,28	0,19	9,85	-
+ cát ẩm	20	1650	0,97	0,50	1,77	-

Phụ lục PL-7 (tiếp theo)

Vật liệu	t, °C	ρ kg/m ³	λ kcal/m.h.K	C_p kcal/kg.K	$\alpha.10^3$ m ² /h	Độ ẩm %
- Nhựa	-	-	-	-	-	-
+ Polystyrol	20	33	0,035	0,28	34,4	-
+ Polyclovinyl	20	50	0,037	0,28	26,7	-
- Xi măng pooclan	30	1900	0,26	0,27	0,506	-
- Li-e (bần, diên)	-	-	-	-	-	-
+ loại hạt	20	45	0,033	-	-	-
+ loại tấm	30	190	0,036	0,45	0,42	-
- Cao su	0	1200	0,14	0,33	0,353	-
- Giấy dầu	-	600	0,15	0,35	0,71	-
- Đá phiến	100	2800	1,28	-	-	-
- Mica	-	290	0,5	0,21	8,2	-
- Tuyết	-	290	0,5	0,21	8,20	-
		560	0,4	0,50	1,43	-
- Thủy tinh	20	2500	0,64	0,16	1,6	-
- Bông thủy tinh	0	200	0,032	0,16	1,0	-
- Sợi thủy tinh	50	50	0,041	0,222	36,9	-
	0	50	0,035	0,205	34,0	-
	-30	50	0,032	0,192	33,1	-
	-80	50	0,026	0,170	30,4	-
	-196	50	0,013	0,104	25,1	-
- Tấm than bùn	50	220	0,055	-	-	-
- Gỗ dán	0	600	0,13	0,6	3,61	-
- Đồ sứ	95	2400	0,89	0,26	1,43	-
	1055	2400	1,69	-	-	-
- Tấm cách điện sợi phíp	20	240	0,042	-	-	-
- Xenlulô	30	1400	0,18	-	-	-
- Selôtec	20	215	0,04	-	-	-
- Sevêlin	14	260	0,047	0,40	-	-
- Vải bố xây dựng	-	150	0,05	0,45	7,4	-

Phụ lục PL-7 (tiếp theo)

Vật liệu	t, °C	ρ kg/m ³	λ kcal/m.h.K	C_p kcal/kg.K	$\alpha \cdot 10^3$ m ² /h	Độ ẩm %
- Xi hạt	-	574	0,114	0,205	9,7	-
- Bông xỉ	20	100	0,04	0,177	22,4	-
	40	200	0,055	0,200	5,8	-
	100	250	0,06	-	-	-
	170	300	0,071	0,20	11,4	-
	320	300	0,081	0,20	13,5	-
	490	300	0,092	0,22	14,0	-
- Vữa	20	1680	0,67	-	-	-
- Êbônít	20	1200	0,14	0,34	3,43	-
Kim loại						
- Nhôm	0	2670	175	0,22	328	-
- Đồng thanh	20	8000	55	0,091	75	-
- Đồng thau	0	8600	73,5	0,090	95	-
- Đồng	0	8800	330	0,091	412	-
- Niken	20	900	50	0,11	50,5	-
- Thiếc	0	7230	55	0,054	141	-
- Thủy ngân	0	13600	6,8	0,033	15,3	-
- Chi	0	11400	30	0,031	85	-
- Bạc	0	10500	394	0,056	670	-
- Thép	20	7900	39	0,011	45	-
- Kẽm	20	7000	100	0,094	152	-
- Gang	20	7220	54	0,120	62,5	-

Phụ lục PL-8

Các tính chất vật lý của không khí khô ở áp suất 760 mmHg

t °C	ρ kg/m ³	C_p kJ/kg.K	$\lambda \cdot 10^2$ W/m.K	$\alpha \cdot 10^8$ m ² /s	$\mu \cdot 10^6$ kgS/m ²	$\nu \cdot 10^6$ m ² /s	Pr
-50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	11,79	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	1,90	27,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	41,8	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	188,8	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	53,5	233,7	0,724

BẢNG CHUYỂN ĐỔI ĐƠN VỊ

1. Áp suất

$$1 \text{ psi} = 6,89476 \text{ kPa} = 6894,76 \text{ N/m}^2$$

$$1 \text{ in Hg} = 3,38639 \text{ kPa}$$

$$1 \text{ in H}_2\text{O} = 0,24908 \text{ kPa}$$

$$1 \text{ ft H}_2\text{O} = 2,98896 \text{ kPa}$$

$$1 \text{ tonf/in}^2 = 15,4443 \text{ MPa}$$

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ N/m}^2 = 10^5 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ at} = 0,9807 \text{ bar} = 735,5 \text{ mmHg} = 10 \text{ mH}_2\text{O}$$

$$1 \text{ kgf/cm}^2 = 1 \text{ at} = 98,0665 \text{ kPa} = 10^4 \text{ mmAq} = 10 \text{ mH}_2\text{O}$$

$$1 \text{ mm Hg} = 1 \text{ torr} = 133,322 \text{ Pa} = 0,1934 \text{ psi}$$

$$1 \text{ mmH}_2\text{O} = 9,80665 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ mmAq} = 1 \text{ kgf/m}^2 = 9,807 \text{ N/m}^2$$

2. Nhiệt độ

$$t\text{ }^\circ\text{C} = T\text{ }^\circ\text{K} - 273,15 = \frac{5}{9} \cdot [t\text{ }^\circ\text{F} - 32] = \frac{5}{9} \cdot T\text{ }^\circ\text{R} - 273,15$$

3. Khối lượng riêng

$$1 \text{ lb/in}^3 = 27,68 \text{ g/cm}^3$$

$$1 \text{ lb/ft}^3 = 16,019 \text{ kg/m}^3$$

$$1 \text{ kg/m}^3 = 0,06243 \text{ lb/ft}^3$$

4. Gia tốc

$$1 \text{ ft/s}^2 = 0,3048 \text{ m/s}^2$$

$$1 \text{ m/s}^2 = 3,2835 \text{ ft/s}^2$$

5. Lưu lượng thể tích

$$1 \text{ cfm} = 4,71947 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} = 1,699 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$1 \text{ m}^3/\text{h} = 0,588578 \text{ cfm}$$

6. Chiều dài

$$1 \text{ in} = 25,4 \text{ mm}$$

$$1 \text{ ft} = 12 \text{ in} = 304,8 \text{ mm} = 0,333 \text{ yard}$$

$$1 \text{ yard} = 0,9144 \text{ m}$$

$$1 \text{ mile} = 1,609344 \text{ km} = 5280 \text{ ft}$$

$$1 \text{ m} = 3,2808 \text{ ft}$$

7. Diện tích

$$1 \text{ m}^2 = 10,7639 \text{ ft}^2 = 1550 \text{ in}^2$$

$$1 \text{ are} = 100 \text{ m}^2$$

$$1 \text{ hectare} = 10^4 \text{ m}^2$$

$$1 \text{ ft}^2 = 144 \text{ in}^2 = 929 \text{ cm}^2$$

$$1 \text{ in}^2 = 645,16 \text{ mm}^2$$

8. Thể tích

$$1 \text{ Gal (US)} = 3,7854 \text{ lít} = 0,13368 \text{ ft}^3$$

$$1 \text{ in}^3 = 16,387 \text{ cm}^3$$

$$1 \text{ ft}^3 = 0,0283168 \text{ m}^3$$

$$1 \text{ m}^3 = 35,3147 \text{ ft}^3$$

$$1 \text{ cm}^3 = 0,061024 \text{ in}^3$$

9. Khối lượng

$$1 \text{ oz} = 28,3495 \text{ g}$$

$$1 \text{ lb} = 0,45359237 \text{ kg} = 16 \text{ oz}$$

$$1 \text{ quintal} = 100 \text{ kg}$$

$$1 \text{ Ton} = 1016,05 \text{ kg}$$

$$1 \text{ kg} = 2,2046 \text{ lb}$$

$$1 \text{ g} = 15,432 \text{ grains}$$

10. Công suất

$$1 \text{ HP} = 0,7457 \text{ kW}$$

$$1 \text{ W} = 1 \text{ J/s} = 3,412 \text{ Btu/h}$$

$$1 \text{ Tờn lạnh (USRT)} = 12.000 \text{ Btu/h} = 3,5169 \text{ kW}$$

$$1 \text{ Tờn lạnh (JRT)} = 13.175 \text{ Btu/h} = 3,86 \text{ kW}$$

11. Năng lượng

$$1 \text{ kWh} = 3600 \text{ kJ} = 3412 \text{ Btu}$$

$$1 \text{ kcal} = 4,187 \text{ kJ}$$

$$1 \text{ Btu} = 1,05506 \text{ kJ} = 0,25198 \text{ kcal}$$

$$1 \text{ cal} = 3,968 \text{ Btu}$$

$$1 \text{ ft.lbf} = 1,35582 \text{ J}$$

$$1 \text{ Therm} = 105,506 \text{ MJ}$$

$$1 \text{ kJ} = 1 \text{ kW.s}$$

12. Tốc độ

$$1 \text{ fpm} = 0,00508 \text{ m/s}$$

$$1 \text{ fps} = 0,3048 \text{ m/s}$$

$$1 \text{ m/s} = 196,85 \text{ fpm}$$

13. Lực

$$1 \text{ lbf} = 4,44822 \text{ N}$$

$$1 \text{ tonf} = 9,964 \text{ kN}$$

$$1 \text{ kip} = 4,44822 \text{ kN}$$

$$1 \text{ kgf} = 1 \text{ kp} = 9,80665 \text{ N}$$

14. Lưu lượng

$$1 \text{ m}^3/\text{s} = 2119 \text{ cfm} = 1,585 \cdot 10^4 \text{ gpm}$$

$$1 \text{ cfm} = 0,4719 \text{ l/s}$$

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Hà Đăng Trung, Nguyễn Quân. Giáo trình thông gió và điều tiết không khí. Trường Đại học Bách khoa, Hà Nội, 1993.
2. Hà Đăng Trung, Nguyễn Quân. Cơ sở kỹ thuật điều hoà không khí. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội, năm 1997.
3. Bùi Hải, Hà Mạnh Thut, Vũ Xuân Hùng. Hệ thống điều hoà không khí và thông gió. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội, năm 2001.
4. Đinh Văn Thuận, Võ Chí Chính. Tính toán thiết kế hệ thống điều hoà không khí hiện đại. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, năm 2003.
5. Nguyễn Đức Lợi. Hướng dẫn thiết kế hệ thống điều hoà không khí. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội, năm 2003.
6. Lê Chí Hiệp . Kỹ thuật điều hoà không khí. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội, năm 1998.
7. Trần Ngọc Chấn . Kỹ thuật thông gió. Nhà xuất bản Xây dựng, Hà Nội, năm 1998.
8. Trần Ngọc Chấn. Điều hoà không khí. Nhà xuất bản Xây dựng, Hà Nội, năm 2002.
9. Tiêu chuẩn Việt Nam TCVN 5687-1992: Thông gió, điều tiết không khí - sưởi ấm, tiêu chuẩn thiết kế.
10. Tiêu chuẩn Việt Nam TCVN 4088-1985: Số liệu khí hậu dùng trong thiết kế xây dựng.
11. Catalogue các máy điều hoà của hãng Carrier.
12. Catalogue các máy điều hoà của hãng Trane.
13. Catalogue các máy điều hoà của hãng Toshiba.
14. Catalogue các máy điều hoà của hãng Mitsubishi.
15. Catalogue các máy điều hoà của hãng Daikin.

16. Catalogue các máy điều hoà của hãng National.
17. Catalogue các máy điều hoà của hãng Hitachi.
18. Catalogue các máy điều hoà của hãng York.
19. Catalogue các máy điều hoà của hãng LG.
20. *ASHRAE 1985 Fundamentals Handbook* (SI) - Atlanta, GA, 1985.
21. *ASHRAE 1989 Fundamentals Handbook* (SI) - Atlanta, GA, 1989.
22. *ASHRAE 1993 Fundamentals Handbook* (SI) - Atlanta, GA, 1993.
23. *ASHREA 1993 Air conditioning system design manual*.
24. *A. D. Althouse / C.H.Turnquist / A.F Bracciano. Modern Refrigeration and Air Conditioning . The goodheart Willcox Company, inc. 1988.*
25. *Billy C Langley, Refrigeration and Air Conditioning, Reston Publishing Company 1978.*
26. *Carrier, Air handling unit.*
27. *Carrier, Chilled water fan coil unit.*
28. *Carrier, Direct expansion fan coil unit.*
29. *Carrier, Handbook of air conditioning system design.*
30. *Carrier, Owner's Manual.*
31. *Carrier, Packaged Hermetic Reciprocating Chillers.*
32. *Carrier, Reciprocating liquid Chiller.*
33. *Carrier, System design manual.*
34. *Carrier, Technical Development Program.*
35. *Carrier, Water cooled packaged units.*
36. *Daikin industries, LTD. Engineering Data (VRV System). 1991.*
37. *Daikin industries, LTD. Engineering Data (VRV System). 1992.*
38. *Dreck J, Croome Brian M Roberts. Air conditioning and Venlation of Buildings. Pergamon press - New York, 1980.*
39. *Edward G. Pita. Air Conditioning Principles and Systems. John Wiley & Sons. New York.*

40. *Jan F. Kreider/Ari Rabl*. Heating and Cooling of Building. McGraw Hill - Book Company.
41. *Roger W Haines/C. Lewis Wilson*. HVAC Systems Design Handbook. McGraw Hill - Book Company.
42. *R. P. Parlour*. Air Conditioning. Integral Publishing. Sedney.
43. *Shan K. Wang*. Handbook of air Conditioning and Refrigeration. McGraw Hill.
44. *Sinko*, Modular Air Handling Unit.
45. *Sinko*, Fan coi unit.
46. *SMACNA* - HVAC System Duct Design - Sheet Metal and Air Conditioning Contractor National Association Inc., USA, July 1991.
47. *Trane Company*. Reciprocating Refrigeration.
48. *Wilbert F. Stoecker/Jerold W. Jones*. Refrigeration and Air Conditioning. McGraw Hill - Book Company. Singapore.

MỤC LỤC

Lời nói đầu.....	3
------------------	---

Chương 1

NHỮNG KIẾN THỨC CƠ BẢN VỀ KHÔNG KHÍ ẤM 5

1.1. KHÔNG KHÍ ẤM.....	5
1.1.1. Khái niệm về không khí ẩm.....	5
1.1.2. Các thông số vật lý của không khí ẩm.....	7
1.1.2.1. Áp suất không khí.....	7
1.1.2.2. Nhiệt độ.....	7
1.1.2.3. Độ ẩm.....	9
1.1.2.4. Khối lượng riêng và thể tích riêng.....	11
1.1.2.5. Dung ẩm (độ chứa hơi).....	12
1.1.2.6. Entanpi.....	12
1.2. CÁC ĐỒ THỊ TRẠNG THÁI CỦA KHÔNG KHÍ ẤM.....	13
1.2.1. Đồ thị I-d.....	13
1.2.3. Đồ thị d-t.....	14
1.3. MỘT SỐ QUÁ TRÌNH CƠ BẢN TRÊN ĐỒ THỊ I-d.....	17
1.3.1. Quá trình thay đổi trạng thái của không khí.....	17
1.3.2. Quá trình hòa trộn hai dòng không khí.....	18

Chương 2

ẢNH HƯỞNG CỦA MÔI TRƯỜNG KHÔNG KHÍ VÀ CHỌN THÔNG SỐ TÍNH TOÁN CÁC HỆ THỐNG ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ 20

2.1. ẢNH HƯỞNG CỦA MÔI TRƯỜNG KHÔNG KHÍ ĐẾN CON NGƯỜI.....	20
2.1.1. Ảnh hưởng của nhiệt độ.....	20

2.1.2. Ảnh hưởng của độ ẩm tương đối.....	25
2.1.3. Ảnh hưởng của tốc độ không khí.....	27
2.1.4. Ảnh hưởng của bụi.....	29
2.1.5. Ảnh hưởng của các chất độc hại	33
2.1.6. Ảnh hưởng của khí CO ₂ và tính toán lượng gió tươi cung cấp ...	36
2.1.7. Ảnh hưởng của độ ồn.....	38
2.2. ẢNH HƯỞNG CỦA MÔI TRƯỜNG ĐẾN SẢN XUẤT.....	39
2.2.1. Ảnh hưởng của nhiệt độ.....	39
2.2.2. Ảnh hưởng của độ ẩm tương đối.....	41
2.2.3. Ảnh hưởng của vận tốc không khí	41
2.2.4. Ảnh hưởng của độ trong sạch của không khí.....	42
2.3. KHÁI NIỆM VÀ PHÂN LOẠI ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ	42
2.3.1. Khái niệm về điều hoà không khí.....	42
2.3.2. Phân loại các hệ thống điều hoà không khí	42
2.3.3. Chọn thông số tính toán bên ngoài trời.....	45

Chương 3

TÍNH CÂN BẰNG NHIỆT VÀ CÂN BẰNG ẨM

3.1. PHƯƠNG TRÌNH CÂN BẰNG NHIỆT ẨM.....	47
3.1.1. Phương trình cân bằng nhiệt	47
3.1.2. Phương trình cân bằng ẩm	48
3.1.3. Phương trình cân bằng nồng độ chất độc hại (nếu có).....	48
3.2. XÁC ĐỊNH LƯỢNG NHIỆT THỪA Q _T	49
3.2.1. Nhiệt do máy móc thiết bị điện tỏa ra Q ₁	49
3.2.1.1. Nhiệt toả ra từ thiết bị dẫn động bằng động cơ điện Q ₁₁	49
3.2.1.2. Nhiệt toả ra từ thiết bị điện Q ₁₂	52
3.2.2. Nhiệt tỏa ra từ các nguồn sáng nhân tạo Q ₂	53
3.2.3. Nhiệt do người tỏa ra Q ₃	55
3.2.4. Nhiệt do sản phẩm mang vào Q ₄	58

3.2.5. Nhiệt tỏa ra từ bề mặt thiết bị nhiệt Q_5	58
3.2.6. Nhiệt do bức xạ mặt trời vào phòng Q_6	59
3.2.6.1. Nhiệt bức xạ mặt trời	59
3.2.6.2. Xác định nhiệt bức xạ mặt trời	59
3.2.7. Nhiệt do lọt không khí vào phòng Q_7	75
3.2.8. Nhiệt truyền qua kết cấu bao che Q_8	77
3.2.8.1. Nhiệt truyền qua tường, trần và sàn tầng trên Q_{81}	77
3.2.8.2. Nhiệt truyền qua nền đất Q_{82}	82
3.2.9. Tổng lượng nhiệt thừa Q_T	82
3.3. XÁC ĐỊNH LƯỢNG ẤM THỪA W_T	84
3.3.1. Lượng ẩm do người tỏa ra W_1	84
3.3.2. Lượng ẩm bay hơi từ các sản phẩm W_2	84
3.3.3. Lượng ẩm do bay hơi đoạn nhiệt từ sàn ẩm W_3	85
3.3.4. Lượng ẩm do hơi nước nóng mang vào W_4	85
3.3.5. Lượng ẩm thừa	85
3.4. KIỂM TRA ĐONG SƯƠNG TRÊN VÁCH	86

Chương 4

XỬ LÝ NHIỆT ẤM KHÔNG KHÍ 88

4.1. CÁC QUÁ TRÌNH XỬ LÝ NHIỆT ẤM KHÔNG KHÍ	88
4.1.1. Khái niệm về xử lý nhiệt ẩm không khí	88
4.1.2. Các quá trình xử lý nhiệt ẩm trên đồ thị I-d	88
4.2. CÁC PHƯƠNG PHÁP VÀ THIẾT BỊ XỬ LÝ KHÔNG KHÍ	91
4.2.1. Làm lạnh không khí	91
4.2.1.1. Làm lạnh bằng dàn ống có cánh	91
4.2.1.2. Làm lạnh bằng nước phun đã xử lý	92
4.2.1.3. Làm lạnh bằng nước tự nhiên	93
4.2.1.4. Làm lạnh bằng máy nén - giãn khí	94
4.2.2. Gia nhiệt không khí	95

4.2.2.1. Gia nhiệt bằng dàn ống có cánh sử dụng nước nóng	95
4.2.2.2. Gia nhiệt bằng dàn ống có cánh sử dụng gas nóng.....	96
4.2.2.3. Gia nhiệt bằng thanh điện trở.....	97
4.2.3. Tăng ẩm cho không khí	99
4.2.3.1. Tăng ẩm bằng thiết bị buồng phun	99
4.2.3.2. Tăng ẩm bằng thiết bị phun ẩm bổ sung.....	99
4.2.4. Làm khô (giảm ẩm) cho không khí.....	105
4.2.4.1. Làm khô bằng dàn lạnh.....	105
4.2.4.2. Làm khô bằng thiết bị buồng phun	105
4.2.4.3. Làm khô bằng máy hút ẩm.....	105
4.2.4.4. Làm khô bằng hóa chất.....	107

Chương 5

THIẾT LẬP VÀ TÍNH TOÁN CÁC SƠ ĐỒ ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ 108

5.1. CÁC CƠ SỞ THIẾT LẬP SƠ ĐỒ ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ	108
5.2. TÍNH TOÁN CÁC SƠ ĐỒ ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ THEO ĐỒ THỊ I-d.....	109
5.2.1. Phương trình tính năng suất gió.....	109
5.2.2. Các sơ đồ điều hoà không khí mùa hè	110
5.2.2.1. Sơ đồ thẳng	110
5.2.2.2. Sơ đồ tuần hoàn không khí một cấp.....	113
5.2.2.3. Sơ đồ tuần hoàn không khí hai cấp.....	117
5.2.2.4. Sơ đồ có phun ẩm bổ sung.....	122
5.2.3. Các sơ đồ điều hoà không khí mùa đông.....	124
5.2.3.1. Sơ đồ thẳng mùa đông	125
5.2.3.2. Sơ đồ tuần hoàn một cấp mùa đông.....	128
5.2.3.3. Sơ đồ tuần hoàn hai cấp mùa đông	131
5.3. TÍNH TOÁN CÁC SƠ ĐỒ ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ THEO ĐỒ THỊ d-t.....	132

5.3.1. Các sơ đồ điều hoà trên đồ thị d-t.....	133
5.3.1.1. Sơ đồ thẳng	133
5.3.1.2. Sơ đồ tuần hoàn một cấp.....	134
5.3.2. Các đặc trưng của sơ đồ điều hoà	135
5.3.2.1. Hệ số nhiệt hiện SHF	135
5.3.2.2. Hệ số nhiệt hiện của phòng.....	135
5.3.2.3. Hệ số nhiệt hiện tổng GSHF (Grand Sensible Heat Factor).....	137
5.3.2.4. Hệ số đi vòng BF	137
5.3.2.5. Hệ số nhiệt hiện hiệu dụng ESHF	140
5.3.3. Xác định năng suất lạnh, lưu lượng không khí của dàn lạnh	144
5.3.4. Tính toán sơ đồ tuần hoàn hai cấp	146
5.3.4.1. Sơ đồ điều chỉnh nhiệt độ	146
5.3.4.2. Sơ đồ điều chỉnh độ ẩm.....	147

Chương 6

HỆ THỐNG ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ KIỂU KHÔ 149

6.1. KHÁI NIỆM VÀ PHÂN LOẠI.....	149
6.1.1. Khái niệm	149
6.1.2. Phân loại các hệ thống điều hoà kiểu khô	150
6.2. HỆ THỐNG KIỂU CỤC BỘ	150
6.2.1. Máy điều hoà không khí dạng cửa sổ	151
6.2.2. Máy điều hoà không khí kiểu rời (hai mảnh)	155
6.2.3. Máy điều hoà kiểu ghép (Multi - Split).....	169
6.2.4. Máy điều hoà kiểu rời dạng tủ	171
6.3. HỆ THỐNG KIỂU PHÂN TÁN	174
6.3.1. Máy điều hoà không khí VRV.....	174
6.3.2. Máy điều hoà không khí làm lạnh bằng nước (Water Chiller) ...	181
6.4. HỆ THỐNG KIỂU TRUNG TÂM	194

Chương 7
HỆ THỐNG ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ KIỂU ƯỚT 199

7.1. CÁC QUÁ TRÌNH XỬ LÝ NHIỆT ẨM KHÔNG KHÍ.....	199
7.1.1. Một số giả thiết khi nghiên cứu quá trình trao đổi nhiệt ẩm của không khí	199
7.1.2. Trường hợp nước và không khí chuyển động cùng chiều.....	200
7.1.3. Trường hợp nước và không khí chuyển động ngược chiều.....	202
7.1.4. Giới hạn của quá trình xử lý không khí bằng nước phun.....	204
7.2. THIẾT BỊ ĐIỀU HOÀ KIỂU ƯỚT	205
7.2.1. Thiết bị buồng phun kiểu nằm ngang	205
7.2.2. Buồng tưới	211
7.3 NHỮNG NHÂN TỐ ẢNH HƯỞNG ĐẾN HIỆU QUẢ TRAO ĐỔI NHIỆT ẨM.....	214
7.3.1. Hệ số hiệu quả trao đổi nhiệt ẩm	214
7.3.2. Những nhân tố ảnh hưởng đến hiệu quả trao đổi nhiệt ẩm	215
7.3.2.1. Ảnh hưởng của hệ số phun.....	215
7.3.2.2. Ảnh hưởng của kết cấu buồng phun.....	215
7.3.2.3. Ảnh hưởng của chế độ phun nước.....	216
7.3.2.4. Ảnh hưởng của tốc độ dòng khí	216
7.3.2.5. Ảnh hưởng của chiều dài quãng đường dòng khí.....	217
7.4. TÍNH TOÁN BUỒNG PHUN	217
7.4.1. Tính thiết kế.....	217
7.4.2. Tính kiểm tra	222

Chương 8
TUẦN HOÀN KHÔNG KHÍ TRONG PHÒNG 225

8.1. TÌNH HÌNH LUÂN CHUYỂN KHÔNG KHÍ TRONG NHÀ.....	225
8.2. LUỒNG KHÔNG KHÍ	227
8.2.1. Cấu trúc của luồng không khí từ miệng thổi	227
8.2.1.1. Luồng không khí từ một miệng thổi tròn.....	227

8.2.1.2. Luồng không khí từ một miệng thổi dẹt	229
8.2.2. Tính toán các thông số luồng từ miệng thổi tròn và dẹt	230
8.2.3. Cấu trúc của dòng không khí gần miệng hút	232
8.2.4. Luồng không khí đối lưu tự nhiên	235
8.3. ẢNH HƯỞNG CỦA CÁC NHÂN TỐ ĐẾN KẾT CẤU LUỒNG	
KHÔNG KHÍ	236
8.3.1. Luồng không khí không đẳng nhiệt	236
8.3.2. Ảnh hưởng của trần và vách	237
8.3.3. Ảnh hưởng qua lại giữa hai luồng thổi ngược chiều nhau	239
8.3.4. Ảnh hưởng qua lại giữa hai luồng đặt cạnh nhau	239
8.4. MIỆNG THỔI VÀ MIỆNG HÚT KHÔNG KHÍ	240
8.4.1. Khái niệm và phân loại	240
8.4.2. Yêu cầu của miệng thổi và miệng hút	241
8.4.3. Các loại miệng thổi thông dụng	241
8.4.3.1. Miệng thổi kiểu khuếch tán gắn trần (ceiling diffuser)	241
8.4.3.2. Miệng thổi có cánh chỉnh đơn và đôi (Single and double Deflection Register)	243
8.4.3.3. Miệng thổi dài khuếch tán	244
8.4.3.4. Miệng gió dài kiểu lá sách (Linear Bar Grille)	245
8.4.3.5. Miệng gió kiểu lá sách cánh cố định (Fixed louvre Grille) - AFL	246
8.4.3.6. Miệng gió lá sách kiểu chắn mưa cánh đơn	246
8.4.3.7. Miệng gió lá sách cánh đôi	247
8.4.4. Tính chọn miệng thổi	248
8.4.4.1. Chọn loại miệng thổi	248
8.4.4.2. Tính chọn miệng thổi	248

Chương 9

HỆ THỐNG VẬN CHUYỂN KHÔNG KHÍ 256

9.1. HỆ THỐNG ĐƯỜNG ỐNG GIÓ	256
9.1.1. Phân loại và đặc điểm hệ thống đường ống gió	256

9.1.1.1. Phân loại	256
9.1.1.2. Hệ thống đường ống gió ngầm.....	257
9.1.1.3. Hệ thống ống kiểu treo.....	258
9.1.2. Các cơ sở lý thuyết tính toán thiết kế hệ thống đường ống gió...	263
9.1.2.1. Quan hệ giữa lưu lượng gió các miệng thổi và cột áp tĩnh trong đường ống gió	264
9.1.2.2. Sự phân bố cột áp tĩnh dọc đường ống dẫn gió.....	265
9.1.2.3. Sự phân bố cột áp tĩnh trên đường ống hút	268
9.1.3. Tính toán tổn thất áp lực trên hệ thống đường ống gió.....	269
9.1.3.1. Lựa chọn tốc độ không khí trên đường ống	269
9.1.3.2. Xác định đường kính tương đương của đường ống	270
9.1.3.3. Xác định tổn thất áp suất trên đường ống gió	275
9.1.3.4. Xác định hệ số tổn thất cục bộ ξ	278
9.1.3.5. Xác định hệ tổn thất cục bộ theo chiều dài tương đương....	303
9.1.4. Tính toán thiết kế đường ống gió	305
9.1.4.1. Các phương pháp thiết kế đường ống gió	305
9.1.4.2. Phương pháp thiết kế lý thuyết	306
9.1.4.3. Phương pháp giảm dần tốc độ.....	307
9.1.4.4. Phương pháp ma sát đồng đều	308
9.1.4.5. Phương pháp phục hồi áp suất tĩnh	313
9.2. CÁC THIẾT BỊ PHỤ ĐƯỜNG ỐNG GIÓ	316
9.2.1. Van điều chỉnh lưu lượng gió	316
9.2.1.1. Cửa điều chỉnh gió kiểu lá sách cánh gập một chiều	316
9.2.1.2. Cửa điều chỉnh gió kiểu lá sách cánh gập đối xứng.....	317
9.2.1.3. Cửa điều chỉnh gió tròn một cánh gập	318
9.2.1.4. Cửa điều chỉnh gió tròn hai cánh gập	319
9.2.1.5. Cửa điều chỉnh gió tròn cánh xoay	319
9.2.2. Van điều chặn lửa	320
9.2.2.1. Van chặn lửa tiết diện chữ nhật, nhiều cánh	321
9.2.2.2. Van chặn lửa tiết diện tròn.....	322
9.2.3. Van giảm áp hay van một chiều	323
9.3. TÍNH CHỌN QUẠT GIÓ	324
9.3.1. Khái niệm và phân loại quạt.....	324

9.3.2. Các loại quạt gió	325
9.3.2.1. Quạt ly tâm	325
9.3.2.2. Quạt hướng trục	329
9.3.3. Đặc tính quạt và điểm làm việc của quạt trong mạng đường ống	330
9.3.4. Lựa chọn và tính toán quạt gió	331

Chương 10
HỆ THỐNG ĐƯỜNG ỐNG
TRONG ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ 334

10.1. HỆ THỐNG ĐƯỜNG ỐNG DẪN NƯỚC	334
10.1.1. Vật liệu đường ống	334
10.1.2. Sự giãn nở vì nhiệt của các loại đường ống	336
10.1.3. Giá đỡ đường ống	338
10.2. TÍNH TOÁN ĐƯỜNG ỐNG DẪN NƯỚC VÀ CHỌN BƠM	339
10.2.1. Lưu lượng nước yêu cầu	339
10.2.2. Chọn tốc độ nước trên đường ống	340
10.2.3. Xác định đường kính ống dẫn	340
10.2.4. Xác định tổn thất áp suất	340
10.2.4.1. Xác định tổn thất áp suất theo công thức	341
10.2.4.2. Xác định tổn thất áp suất theo đồ thị	345
10.3. THÁP GIẢI NHIỆT VÀ BÌNH GIÃN NỞ	349
10.3.1. Tháp giải nhiệt	349
10.3.2. Bình giãn nở	352
10.4. CÁC LOẠI BƠM	353
10.4.1. Khái niệm và phân loại	353
10.4.2. Đặc tính của bơm	354
10.4.3. Tính chọn bơm	354
10.4.4. Các thông số một số loại bơm	356
10.5. LẮP ĐẶT HỆ THỐNG ĐƯỜNG ỐNG NƯỚC	356

Chương 11
ĐIỀU KHIỂN TỰ ĐỘNG
TRONG ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ 364

11.1. HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN TỰ ĐỘNG TRONG ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ	364
11.1.1. Nhiệm vụ và chức năng của hệ thống điều khiển	364
11.1.2. Sơ đồ điều khiển và các thiết bị chính của hệ thống điều khiển	364
11.1.2.1. Sơ đồ điều khiển tự động	364
11.1.2.2. Các nguồn năng lượng cho hệ thống điều khiển	366
11.1.2.3. Các thiết bị điều khiển	366
11.2. CÁC PHƯƠNG PHÁP ĐIỀU KHIỂN	374
11.2.1. Điều khiển nhiệt độ	374
11.2.2. Điều khiển công suất	375
11.2.2.1. Phương pháp điều khiển ON-OFF	375
11.2.2.2. Phương pháp điều khiển bước	376

Chương 12
THÔNG GIÓ VÀ CẤP GIÓ TƯƠI 379

12.1. THÔNG GIÓ	379
12.1.1. Khái niệm, mục đích và phân loại các hệ thống thông gió	379
12.1.2. Xác định lưu lượng thông gió	382
12.1.2.1. Lưu lượng thông gió khử khí độc	382
12.1.2.2. Lưu lượng thông gió khử khí CO ₂	384
12.1.2.3. Lưu lượng thông gió thải ẩm thừa	384
12.1.2.4. Lưu lượng thông gió khử nhiệt thừa	384
12.1.2.5. Lưu lượng thông gió khử bụi	386
12.1.3. Bội số tuần hoàn	386
12.2 THÔNG GIÓ TỰ NHIÊN	386
12.2.1. Thông gió tự nhiên dưới tác dụng của nhiệt thừa	388

12.2.2. Thông gió tự nhiên dưới tác dụng áp suất gió.....	391
12.2.2.1. Trường hợp có hai cửa	392
12.2.2.2. Trường hợp có nhiều cửa	394
12.2.3. Thông gió tự nhiên theo kênh dẫn gió	395
12.3. THÔNG GIÓ CƯỜNG BỨC	396
12.3.1. Cấp gió tươi cho các hệ thống điều hoà không khí.....	397
12.3.1.1. Cấp gió tươi trực tiếp vào phòng	397
12.3.1.2. Cấp gió tươi theo hệ thống điều hoà.....	399
12.3.2. Hút thông gió các khu vực phát sinh chất độc.....	402
12.3.2.1. Hút thông gió khu vệ sinh.....	402
12.3.2.2. Thông gió nhà bếp.....	404
12.3.3. Thông gió sự cố cầu thang thoát hiểm.....	405

Chương 13

LỌC BỤI VÀ TIÊU ÂM

	407
13.1. LỌC BỤI	407
13.1.1. Khái niệm	407
13.1.2. Thiết bị lọc bụi, phân loại và các thông số đặc trưng của nó....	408
13.1.3. Một số thiết bị lọc bụi.....	410
13.1.3.1. Buồng lắng bụi.....	410
13.1.3.2. Bộ lọc bụi kiểu xi-clon.....	412
13.2.3.3. Bộ lọc bụi kiểu quán tính.....	414
13.2.3.4. Bộ lọc bụi kiểu túi vải.....	414
13.2.3.5. Bộ lọc bụi kiểu lưới.....	416
13.2.3.6. Bộ lọc bụi kiểu thùng quay.....	419
13.2.3.7. Bộ lọc bụi kiểu sỏi bọt.....	420
13.2.3.8. Bộ lọc bụi làm bằng vật liệu rỗng.....	421
13.2.3.9. Bộ lọc bụi kiểu hộp xếp hoặc kiểu túi	422
13.2.3.10. Bộ lọc bụi kiểu tĩnh điện.....	423
13.2. TIÊU ÂM	424
13.2.1. Khái niệm	424
13.2.1.1. Các đặc trưng cơ bản của âm thanh	424

13.2.1.2. Ảnh hưởng của độ ồn.....	428
13.2.1.3. Độ ồn cho phép đối với các công trình	428
13.2.2. Tính toán độ ồn.....	431
13.2.2.1. Nguồn gây ồn và các biện pháp tiêu âm chống ồn	431
13.2.2.2. Tính toán các nguồn ồn.....	436
13.2.2.3. Tổn thất âm trên đường truyền dọc trong lòng ống dẫn....	441
13.2.2.4. Sự truyền âm kiểu phát xạ và tổn thất trên đường truyền	447
13.2.2.5. Quan hệ giữa mức áp suất âm trong phòng với cường độ âm	453
13.2.3. Thiết bị tiêu âm.....	453
PHỤ LỤC	455
TÀI LIỆU THAM KHẢO	475

GIÁO TRÌNH ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ

Tác giả: **VÕ CHÍ CHÍNH**

<i>Chịu trách nhiệm xuất bản:</i>	PGS. TS. TÔ ĐĂNG HẢI
<i>Biên tập:</i>	NGỌC KHUÊ
<i>Sửa bài:</i>	PHẠM VĂN
<i>Vẽ bìa:</i>	TRẦN THẮNG

NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT
70 Trần Hưng Đạo – Hà Nội

In 500 cuốn, khổ 16 x 24 cm, tại xưởng in NXB Văn hoá Dân tộc.
Giấy phép xuất bản số: 546 – 81 – 12 / 9 /05.
In xong và nộp lưu chiểu quý IV năm 2005.

205315



Gia: 67.000d