

HOÀNG THỊ HIỀN
BÙI SỸ LÝ

Thông gió

EBOOKBKMT.COM

HỖ TRỢ TÀI LIỆU HỌC TẬP



NHÀ XUẤT BẢN XÂY DỰNG

GVC. HOÀNG THỊ HIỀN - TS. BÙI SỸ LÝ

THÔNG GIÓ

(Tái bản)

EBOOKBKMT.COM

HỖ TRỢ TÀI LIỆU HỌC TẬP

NHÀ XUẤT BẢN XÂY DỰNG
HÀ NỘI - 2012

LỜI NÓI ĐẦU

• Không có tài liệu xác định con người bắt đầu sưởi ấm (hay thông gió) cho ngôi nhà của mình từ khi nào. Tuy nhiên, các cuộc khai quật khảo cổ đã xác định phần kín của các nhà hát lộ thiên và các nhà hát kín của Hi Lạp cổ đại và La Mã đã được sưởi ấm đầu tiên bằng cách đưa lửa vào dưới nền đất. Vào thế kỉ II và I trước Công nguyên người ta đã sử dụng hệ thống sưởi ấm và thông gió dưới nền với tên gọi Hi Lạp là "sưởi ấm từ dưới". Sau đó đã xuất hiện lò sưởi có vòm bằng đất nện.

Lịch sử phát sinh và phát triển của ngành công nghiệp xây dựng đã chứng minh kĩ thuật sưởi ấm đã từng bước được hoàn thiện - khi con người sử dụng hệ thống sưởi ấm bằng lửa thay cho hệ thống "sưởi ấm từ dưới". Sự ra đời và phát triển của hệ thống sưởi ấm bằng lửa gắn liền với lịch sử phát triển đô thị và kéo dài nhiều trăm năm ở các nước Phương Tây - trong các thế kỉ XV - XVII. ở Nga vào thời đó đã có các "luật" về chế tạo lò sưởi và đã xây dựng các mẫu nhà với hệ thống sưởi ấm bằng lửa. Trong các bút tích của "Hội Kinh tế tự chủ" năm 1790 đã ghi rằng Moskva và Petecbua là "trường học lò sưởi" của người nước ngoài. Rõ ràng hệ thống sưởi ấm bằng lửa trong thời kỳ Trung cổ và Phục hưng đã giành được "giấy phép" ở mọi nơi và trở thành dạng sưởi ấm chính trong thời gian dài đáng kể.

Sử dụng nước nóng và hơi nước vận chuyển trong ống làm chất mang nhiệt cho hệ thống sưởi ấm bắt đầu được áp dụng ở Anh vào thế kỉ XVIII. Nhưng vào nửa đầu thế kỉ XIX ở Tây Âu và nửa cuối thế kỉ XIX ở Nga, hệ thống sưởi ấm bằng nước nóng và hơi nước mới được áp dụng rộng rãi. Trong nhiều công trình, người ta đã thay thế hệ thống sưởi ấm bằng lửa bằng hệ thống sưởi ấm trung tâm bằng nước nóng và hơi nước.

• Nếu không thừa nhận hệ thống "sưởi ấm từ dưới" của người Hi Lạp cổ đại và hệ thống mương dẫn dưới nền nhà như tổ hợp của hệ thống sưởi ấm và thông gió sơ khai (nguyên thủy) nhờ sự chuyển động của không khí ngoài sau khi được sấy nóng vào thế kỉ IV sau Công nguyên thì loài người hoàn toàn chưa biết đến kĩ thuật thông gió.

Cùng với sự xuất hiện hệ thống sưởi ấm bằng lửa, kĩ thuật thông gió phần nào được hoàn thiện. Tuy nhiên đến nửa cuối thế kỉ XVIII mới có bước nhảy vọt trong lĩnh vực thông gió được đánh dấu bằng sự ra đời của các cơ sở và phương pháp khoa học của thông gió tự nhiên. Nhà bác học Nga Lomonosov M. V. là người đi tiên phong trong việc phát triển lí thuyết chuyển động tự nhiên của không khí nóng trong mương dẫn vào năm 1742 - là cơ sở của phương pháp tính toán thông gió tự nhiên dưới sức đẩy của trọng lực sau này. Cũng chính ông là người đầu tiên trên thế giới đưa ra cấu tạo của vận tốc kế (anemometer) - dụng cụ đo vận tốc và hướng

chuyển động của không khí và thiết lập cơ sở tính toán thông gió tự nhiên dưới tác dụng của nhiệt vào năm 1763. Năm 1795 nhà bác học Nga khác là Fribo V. F. đã đưa ra khái niệm "mặt phẳng không chuyển động" nhằm đánh giá sơ đồ thông gió tự nhiên trong không gian được thông gió - đặt cơ sở cho lý thuyết về "mặt phẳng trung hoà".

Cùng với sự xuất hiện hệ thống sưởi ấm bằng nước nóng và hơi nước vào thế kỷ XIX ở Tây Âu người ta bắt đầu sử dụng rộng rãi bộ sấy bằng ống với chất mang nhiệt là hơi nước để sấy nóng không khí thổi vào phòng nhờ tác dụng của nhiệt. Đồng thời người ta sử dụng các mương dẫn của hệ thống sưởi ấm bằng lửa để dùng cho hệ thống thổi và lắp đặt thêm hệ thống hút - đặt nền móng đầu tiên của sự phát triển toàn vẹn **hệ thống thông gió thổi - hút** hiện đại. Hệ thống thông gió thổi - hút và hệ thống sưởi ấm bằng nước nóng và hơi nước được sử dụng rộng rãi ở các nước Phương Tây và ở Nga. Hệ thống thông gió tự nhiên với nhiều kiểu cấu tạo của kỹ sư Nga Flavixki I. I. cũng xuất hiện, mà giá trị của chúng vẫn tồn tại ngày nay.

Tuy nhiên hệ thống thông gió dưới sức đẩy tự nhiên không thể bảo đảm điều kiện vệ sinh tối ưu trong các phòng với số người đông và nhiệt thừa lớn - đòi hỏi lưu lượng trao đổi không khí tương đối lớn. Xuất hiện sự cần thiết phải tạo ra động lực nhân tạo để vận chuyển không khí. Quạt thông gió đầu tiên có cấu tạo gần giống quạt li tâm ngày nay do kỹ sư Nga Xablucov A. A. chế tạo vào năm 1832 và năm 1835 nó được áp dụng để thông gió cho khu mỏ Chigirski ở Antai. Hệ thống thông gió cơ khí ra đời ở Nga và các nước vào thế kỷ XIX cùng với quạt li tâm và quạt trục do Xablucov A. A. chế tạo.

• Từ đó đến nay, khoa học và kỹ thuật thông gió ngày càng phát triển và đạt được những thành tựu to lớn bao gồm các vấn đề về tính toán, thiết kế, cấu tạo, lắp đặt và vận hành... với tên tuổi các bộ môn của các trường đại học, các cơ sở nghiên cứu và thiết kế, các hãng sản xuất... và các nhà nghiên cứu, thiết kế, chế tạo....

*

* *

Ngày nay quy mô và tốc độ xây dựng ở nước ta cũng như các nước trên thế giới đã đưa ngành công nghiệp xây dựng trở thành một trong số các ngành quan trọng của nền kinh tế quốc dân. Kỹ thuật xây dựng phát triển trên cơ sở khoa học cùng với sự áp dụng rộng rãi thành tựu của các ngành công nghiệp khác, trong đó có ngành Khí hậu nhân tạo: **Thông gió, Điều hoà không khí, Sưởi ấm** mà chúng ta vừa đề cập sơ lược về lịch sử phát triển của nó.

Nền sản xuất công nghiệp cao gắn liền với việc bảo đảm chất lượng sống cho con người. Thông gió đóng vai trò quan trọng với mục đích tạo ra điều kiện tiện nghi cao nhất cho con người nhằm bảo đảm sức khoẻ và nâng cao năng suất lao động.

Bảo đảm các thông số bên trong công trình còn nhằm mục đích đáp ứng điều kiện sản xuất theo yêu cầu công nghệ, nâng cao chất lượng sản phẩm, bảo trì máy

móc, thiết bị, kết cấu nhà xưởng và kéo dài tuổi thọ của chúng. Điều này có ý nghĩa thực tiễn đối với các quá trình công nghệ, các toà nhà và công trình, kể cả các công trình kĩ thuật như các hệ thống kĩ thuật bên trong công trình, các công trình môi trường đô thị và khu công nghiệp, cấp thoát nước và môi trường nước và đặc biệt - các công trình xây dựng - kiến trúc mang ý nghĩa lịch sử, văn hoá, nghệ thuật.

Mặt khác, các chương trình kinh tế - xã hội và nền sản xuất cao có ý nghĩa to lớn trong việc phát triển và hoàn thiện khoa học và kĩ thuật thông gió.

*

* *

Cuốn sách này trình bày cơ sở khoa học và kĩ thuật của các hệ thống thông gió chống nóng, khử hơi nước thừa, khử khí - hơi độc và bụi trong các công trình dân dụng và công nghiệp - làm tài liệu giảng dạy và học tập chủ yếu cho các ngành Hệ thống kĩ thuật trong công trình, Môi trường đô thị và khu công nghiệp, Cấp thoát nước và môi trường nước.

Trong sách đề cập các vấn đề cơ bản về tính toán, thiết kế, chế tạo và lắp đặt các hệ thống thông gió. Các tài liệu tra cứu được giới thiệu tuy không nhiều nhưng đủ để người đọc có thể nắm vững những vấn đề được nêu ra. Người đọc khi sử dụng sách đã tiếp thu những kiến thức cơ bản của "Thuyết khí động học", "Nhiệt động và truyền nhiệt", "Nhiệt và khí hậu xây dựng", "Bơm, quạt".

Nội dung sách gồm 11 chương và phần phụ lục - là các tài liệu tra cứu nằm trong nội dung các chương. Tùy theo chương trình đào tạo của các ngành mà người đọc có thể lựa chọn các chương, mục phù hợp với nội dung của chương trình giảng dạy và học tập. Trong số các chương trên, có những chương, mục ngoài nội dung cơ bản còn đề cập những vấn đề chuyên sâu có thể dùng tham khảo khi thực hiện các đề tài nghiên cứu khoa học, thiết kế các công trình phục vụ sản xuất của sinh viên các ngành trên, kể cả sinh viên ngành Xây dựng dân dụng và công nghiệp, ngành Kiến trúc.

Ngoài ra sách còn có thể được dùng làm tài liệu cho các kĩ sư trong lĩnh vực thiết kế, thi công, quản lí và vận hành các hệ thống thông gió nói riêng và hệ thống kĩ thuật công trình, hệ thống kĩ thuật môi trường nói chung. Nội dung của một số chương, mục có thể đáp ứng nhu cầu nghiên cứu và tìm hiểu của các kĩ sư xây dựng dân dụng và công nghiệp và các kiến trúc sư trong công tác nghiên cứu, thiết kế.

Chấp bút và chịu trách nhiệm về nội dung các chương như sau: GVC Hoàng Thị Hiền - chương 1, chương 2, từ chương 4 đến chương 9, chương 11 và viết chung chương 10; TS. Bùi Sỹ Lý - chương 3 và viết chung chương 10.

Các tác giả xin chân thành cảm ơn Bộ môn Vi khí hậu và Môi trường xây dựng - Trường đại học Xây dựng và Nhà xuất bản Xây dựng đã giúp đỡ và tạo điều kiện để cuốn sách được hoàn thành, đồng thời rất mong các ý kiến đóng góp của các đồng nghiệp và bạn đọc.

Các tác giả

1.1. TÍNH CHẤT CỦA KHÔNG KHÍ

1.1.1. Thành phần hoá học và trạng thái của không khí

- *Không khí* trong khí quyển là hỗn hợp của các chất khí: nitơ, oxi, argon, cacbonic, hơi nước, heli, neon, kripton, xenon, azon, radon.

Các chất khí cơ bản có trong thành phần tự nhiên của không khí sạch như sau (bảng 1.1).

Bảng 1.1. Thành phần hóa học của không khí

Tên khí và kí hiệu hoá học	% theo	
	thể tích	trọng lượng
Nitơ N_2	78,03	75,6
Oxi O_2	20,95	23,1
Cacbonic CO_2	0,03 (nồng thôn) 0,04 - 0,07 (thành phố)	
Ozon O_3 và các khí trơ: argon Ar, heli He, kripton Kr, xenon Xe, radon Ra	~ 1	
Hơi nước H_2O	0,05	0,05

- *Chất lượng của không khí* được đánh giá bằng trạng thái nhiệt - ẩm của nó, thành phần của các chất khí - hơi độc và bụi có trong không khí.

Không khí trong khí quyển thực tế là không khí ẩm. Hơi nước khác với các thành phần khác ở chỗ nó có thể ở trạng thái quá nhiệt hoặc bão hoà. Hơi nước có tỉ lệ không cố định và thay đổi tùy theo thời tiết và phụ thuộc vào nhiệt độ của không khí.

Do sinh hoạt và các hoạt động sản xuất của con người và do thiên tai (núi lửa, bão, động đất, cháy rừng...), không khí chứa nhiều khí độc hại và bụi, nhiệt.

Trong các thành phố lớn và hiện đại, các khu công nghiệp, không khí bị ô nhiễm bởi các khí - hơi độc và bụi do các nhà máy thải ra, do các tia phóng xạ của phổ mặt trời. Các hạt bụi nhỏ tán xạ trong không khí thường ở trạng thái chuyển động brao hấp thụ hơi nước - là nguyên nhân của sương mù, làm giảm độ trong suốt của không khí.

Trong các công trình kiến trúc - đặc biệt nhà công nghiệp, không khí bị ô nhiễm do các yếu tố có hại như nhiệt, hơi nước, các khí - hơi độc và bụi toả ra từ các quá trình công nghệ.

Sống và làm việc trong môi trường không khí như vậy có hại đối với sức khoẻ, làm giảm năng suất lao động, gây nhiễm các bệnh nghề nghiệp. Ngoài ra, môi trường không khí bị ô nhiễm còn ảnh hưởng xấu đến quá trình sản xuất và chất lượng sản phẩm, làm hư hỏng và giảm tuổi thọ của thiết bị, máy móc và kết cấu nhà xưởng.

1.1.2. Các thông số lý học của không khí ẩm

• Với mức độ chính xác cho phép đối với các phép tính kỹ thuật, *không khí ẩm* được coi như hỗn hợp của không khí hoàn toàn khô và hơi nước, và tuân theo định luật Danton và phương trình đặc tính Clapeiron.

Theo định luật Danton, mỗi chất khí có trong thành phần hỗn hợp đều có áp suất riêng, tổng áp suất của tất cả các khí thành phần là áp suất toàn phần của hỗn hợp:

$$p = \sum p_i \quad (1.1)$$

Phương trình đặc tính Clapeiron đối với 1kg chất khí:

$$p_i v_i = R_i T \quad (1.2)$$

Trong các công thức trên: p_i - áp suất khí, Pa; v_i - thể tích riêng của chất khí (thể tích của 1kg chất khí ở áp suất p_i cho trước và nhiệt độ tuyệt đối T, K), m^3/kg ; R_i - hằng số khí, J/kg.K.

• Áp dụng định luật Danton và phương trình đặc tính (1.1) và (1.2) đối với không khí - là hỗn hợp của hai chất khí:

- không khí khô (k - chất khí quy ước đồng nhất) có khối lượng phân tử $M_k = 29 \text{ kg/mol}$;

- hơi nước (hn) có khối lượng phân tử $M_{hn} = 18 \text{ kg/mol}$, ta có:

$$B = p_k + p_{hn} \quad (1.3)$$

$$p_k v_k = R_k T \quad (1.4)$$

$$p_{hn} v_{hn} = R_{hn} T \quad (1.5)$$

trong đó: B - áp suất khí quyển, Pa; $v_k = V/G_k$, $v_{hn} = V/G_{hn}$ (V - thể tích của hỗn hợp không khí khô và hơi nước, tức của không khí ẩm; G_k , G_{hn} - khối lượng của không khí khô và của hơi nước tương ứng), m^3/kg ; $R_k = 287,1 \text{ J/kg.K}$; $R_{hn} = 461,5 \text{ J/kg.K}$.

Dựa vào các công thức (1.3) - (1.5) để suy ra các thông số lý học của không khí ẩm.

1.1.2.1. Độ ẩm tuyệt đối D

Là lượng hơi nước tính bằng kg chứa trong $1m^3$ không khí ẩm.

Từ định nghĩa trên ta có D (kg/m^3) là đại lượng nghịch đảo của v_{hn} trong công thức (1.5):

$$D = \frac{p_{\text{hn}}}{R_{\text{hn}} T} = \frac{p_{\text{hn}}}{461,5T} = 2,167 \cdot 10^{-3} \frac{p_{\text{hn}}}{T} \quad (1.6)$$

1.1.2.2. Độ ẩm tương đối φ

Lượng hơi nước chứa trong đơn vị thể tích không khí ẩm (độ ẩm tuyệt đối D) có thể thay đổi, nhưng sự thay đổi ấy không vượt quá giới hạn cực đại ở áp suất, nhiệt độ nhất định ứng với trạng thái bão hoà hơi nước. Độ ẩm ứng với trạng thái này gọi là *độ ẩm tuyệt đối cực đại* hay *độ ẩm tuyệt đối bão hoà* D_{bh} (kg/m^3).

Độ ẩm tương đối φ (%) biểu thị mức độ bão hoà hơi nước của không khí ẩm, là tỉ số của độ ẩm tuyệt đối D và độ ẩm tuyệt đối bão hoà D_{bh} ở cùng nhiệt độ:

$$\varphi = \frac{D}{D_{\text{bh}}} \cdot 100 = \frac{p_{\text{hn}}}{p_{\text{bh}}} \cdot 100 \quad (1.7)$$

1.1.2.3. Dung ẩm d

Không khí được đặc trưng bằng lượng hơi nước chứa trong nó. Lượng hơi nước tính bằng g chứa trong không khí ẩm có phần khô 1 kg gọi là *dung ẩm* d (g/kg.K):

$$\begin{aligned} d &= \frac{p_{\text{hn}}}{p_k} \cdot \frac{R_k}{R_{\text{hn}}} \cdot 10^3 = \frac{287,1}{461,5} \cdot 10^3 \frac{p_{\text{hn}}}{p_k} \\ &= 622 \frac{p_{\text{hn}}}{B - p_{\text{hn}}} = 622 \frac{\varphi p_{\text{bh}}}{B - \varphi p_{\text{bh}}} \end{aligned} \quad (1.8)$$

1.1.2.4. Mật độ ρ

Mật độ của không khí ẩm ρ (kg/m^3) là khối lượng tính bằng kg của 1m^3 thể tích không khí ẩm.

- Không khí ẩm bao gồm phần không khí khô và phần hơi nước:

$$\begin{aligned} \rho &= \frac{1}{T} \left[\frac{p_k}{R_k} + \frac{p_{\text{hn}}}{R_{\text{hn}}} \right] = \frac{1}{T} (3,483 p_k + 2,167 p_{\text{hn}}) \cdot 10^{-3} \\ &= \frac{1}{T} (3,483 B - 1,316 p_{\text{hn}}) \cdot 10^{-3} \end{aligned} \quad (1.9)$$

- Nếu không khí hoàn toàn khô thì $p_{\text{hn}} = 0$, ta có mật độ không khí khô:

$$\rho_k = 3,483 \cdot 10^{-3} \frac{B}{T} \quad (1.10)$$

- Ở điều kiện tiêu chuẩn, tức $B = 101325\text{Pa}$ (760mmHg) và nhiệt độ không khí 20°C ($T = 273 + 20 = 293\text{K}$) $\rho_k = 1,205 \text{ kg/m}^3$.

- Ở áp suất p_k (Pa) và nhiệt độ T (K) khác, mật độ không khí khô bằng:

$$\rho_k = 1,205 \frac{293}{T} \cdot \frac{p_k}{101325} = 3,5 \cdot 10^{-3} \frac{p_k}{T} \quad (1.11)$$

- Do tỉ lệ hơi nước có trong không khí không lớn nên mật độ không khí ẩm ρ không khác nhiều so với ρ_k :

$$\rho = \frac{353}{T} - 1,32 \cdot 10^{-3} \frac{p_{hn}}{T} \quad (1.12)$$

• Từ công thức (1.12) ta thấy ở cùng áp suất khí quyển, không khí ẩm luôn luôn nhẹ hơn không khí khô, nhưng sự khác biệt về mật độ ấy không lớn. Thực tế, ví dụ khi trong phòng $p_{hn} = 2000\text{Pa}$, độ chênh giữa ρ và ρ_k là 0,75%. Do đó trong các phép tính kĩ thuật, thành phần thứ hai trong công thức (1.12) có thể bỏ qua, và $\rho \approx \rho_k$.

1.1.2.5. Nhiệt dung (entanpi) I

Nhiệt dung (hay entanpi) của không khí ẩm I (kJ/kgk) là lượng nhiệt chứa trong không khí ẩm có phần khô 1 kg:

$$\begin{aligned} I &= I_k + I_{hn} = c_k t + (i_{hn} + c_{hn} t) d \cdot 10^{-3} \\ &= 1,005t + (2500 + 1,8066t) d \cdot 10^{-3} \end{aligned} \quad (1.13)$$

trong đó: I_k, I_{hn} - nhiệt dụng của không khí khô (I_k) và của hơi nước (I_{hn}), kJ/kgk; c_k, c_{hn} - tỉ nhiệt của không khí khô (c_k) và của hơi nước (c_{hn}), kJ/kg. $^\circ\text{C}$; i_{hn} - nhiệt dụng của hơi nước trong không khí ẩm ở nhiệt độ 0°C , kJ/kg.

Chú thích: Nếu ta đưa khái niệm "tỉ nhiệt của không khí ẩm":

$$c = 1,005 + 1,8066 \frac{d}{1000}$$

thì:

$$I = ct + i_{hn} \frac{d}{1000}$$

1.2. BIỂU ĐỒ I-d CỦA KHÔNG KHÍ ẨM

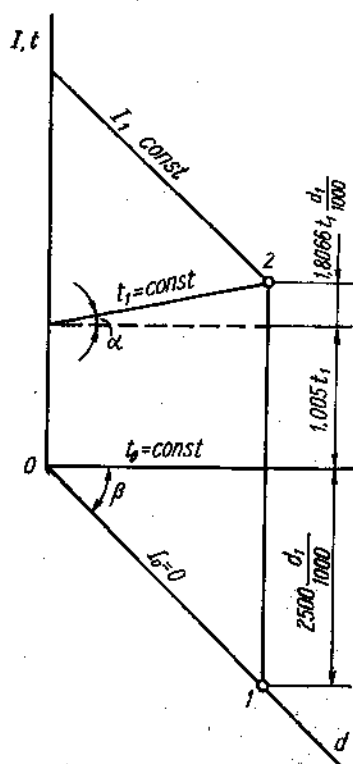
1.2.1. Biểu đồ I-d và cách thiết lập

• Trên cơ sở phương trình (1.8) và (1.13), Ramzin L. K. đã thiết lập *biểu đồ I-d* biểu diễn mối quan hệ của 5 thông số đặc trưng cho trạng thái của không khí ẩm ở áp suất khí quyển B cho trước.

Nhờ biểu đồ này, nếu biết 2 trong các thông số I , d , t , φ , p_{bh} , ta có thể tìm được các thông số còn lại. Biểu đồ giúp ta giải những bài toán thực tế một cách đơn giản và nhanh hơn nhiều so với phương pháp tính toán số học. Do vậy nó được sử dụng rộng rãi để tính toán thông gió, điều hoà không khí, làm lạnh, làm khô và các quá trình khác liên quan đến sự biến đổi trạng thái của không khí ẩm.

Nếu $B = \text{const}$ và cho rằng áp suất bão hoà hơi nước p_{bh} đơn trị được xác định bằng nhiệt độ, tức $p_{bh} = f(t)$ thì 4 thông số còn lại I , d , t , φ liên hệ với nhau bằng hai phương trình (1.8) và (1.13) và do đó có 2 biến số độc lập. Biểu đồ (hình 1.1 [1, 2]) được lập trong hệ toạ độ xiên góc với góc giữa các trục 135° (nhằm mục đích mở rộng phạm vi vùng không khí bão hoà mà hệ toạ độ vuông góc không đáp ứng được). Trục tung ghi các trị số nhiệt dung I , còn trục hoành - các trị số dung ẩm d . Tỷ lệ của chúng cũng như của các biến số độc lập được chọn tuỳ ý.

- Để lập biểu đồ I - d trước hết ta biểu diễn phương trình (1.13) ở dạng đồ thị (hình 1.2).



Hình 1.2. Sơ đồ xác định nhiệt dung của không khí ẩm (nhằm thiết lập biểu đồ I - d)

Từ điểm 1 lấy trên trục O - d , dựng đường thẳng song song với trục tung. Trong phương trình (1.13) I bằng tổng 3 thành phần:

$$I_1 = 2500 \frac{d}{1000}$$

$$I_2 = 1,005t$$

$$I_3 = 1,8066t \frac{d}{1000}$$

Nhiệt dung của không khí ẩm I là tổng lượng nhiệt hiện I_A và lượng nhiệt ẩn I_B :

$$I_A = 1,005t + 1,8066t \frac{d}{1000} \quad (1.13a)$$

$$I_B = 2500 \frac{d}{1000} \quad (1.13b)$$

Đường đẳng nhiệt độ $t = \text{const}$ như thấy rõ trong hình là đường thẳng có độ dốc. Độ dốc so với trục hoành có thể thu được nếu ta lấy đạo hàm $\partial I / \partial d$ từ biểu thức:

$$\frac{\partial I}{\partial d} = 2500 + 1,8066t$$

Từ biểu thức trên, ta thấy độ dốc của đường đẳng nhiệt độ t tăng khi nhiệt độ tăng, mặc dầu thực tế trên biểu đồ I - d không thể hiện. Và đối với các nhiệt độ khác nhau, đường đẳng nhiệt độ t là tập hợp những đường thẳng gần như song song với nhau.

Đoạn thẳng đi qua điểm 1 (được lấy trên đường entanpi $I_0 = 0$) song song với trục tung ($d_1 = \text{const}$) là đoạn 1 - 2 xác định nhiệt dung tại điểm 2 - bằng tổng 3 đoạn:

$$I = 2500 \frac{d_1}{1000} + 1,005t_1 + 1,8066t_1 \frac{d_1}{1000}$$

Từ phương trình (1.13) ta thấy khi $d = 0$ g/kgk, entanpi của không khí tỉ lệ thuận với nhiệt độ. Phương trình (1.13b) không phụ thuộc vào t là đường thẳng đi qua gốc toạ độ và tạo thành với trục hoành góc β với $\tan \beta = 0,001.2500$. Đối với phương trình (1.13a) thì khi $t = 0$ ta có $I = 0$ đối với d bất kì, do đó đường này đi qua gốc toạ độ.

Từ phương trình (1.8) và (1.13) ta thấy một điểm bất kì trên biểu đồ I - d đều tương ứng với giá trị t , φ xác định. Nếu ta sử dụng các bảng hơi nước bão hoà (p_{bh} - phụ thuộc vào t), có thể theo công thức tìm các trị số I và d ứng với các trị số t , φ khác nhau. Bằng cách đó ta thu được các điểm ứng với các trị số φ khác nhau trên các đường $t = \text{const}$, nối các điểm có cùng trị số φ ta có các đường cong biểu diễn các hằng số độ ẩm tương đối φ ($\varphi = \text{const}$).

Đường $\varphi = 100\%$ chia biểu đồ I - d thành 2 vùng. Vùng trên là vùng đặc trưng cho trạng thái hơi nước có trong không khí ẩm (không bão hoà). Vùng dưới đặc trưng cho trạng thái thừa hơi nước, còn được gọi là vùng "ngưng tụ" hay vùng "sương mù". Các điểm trạng thái nằm trong vùng "ngưng tụ" không ổn định và có xu hướng chuyển dịch về phía đường $\varphi = 100\%$ khi hơi nước ngưng tụ tách ra khỏi không khí.

Ở phía dưới của biểu đồ I-d, trên đường song song với trục tung người ta đặt thang đo áp suất riêng của hơi nước (kPa), bắt đầu từ $p_{\text{h}_2\text{O}} = 0$ đến trị số $p_{\text{h}_2\text{O}}$ có thể có trong phạm vi của biểu đồ.

- Biểu đồ I-d được lập với trị số áp suất xác định, ví dụ $B = 101,325\text{kPa}$. Ở áp suất khác, các đường $\varphi = \text{const}$, thậm chí đường $\varphi = 100\%$ có thể thay đổi. Tuy nhiên khi áp suất khí quyển thay đổi trong phạm vi 2666Pa ($\pm 20\text{mmHg}$) sự thay đổi ấy không đáng kể, và ta sử dụng biểu đồ I-d đã lập vẫn bảo đảm độ chính xác cho phép.

1.2.2. Các thông số trạng thái nhiệt - ẩm quan trọng khác trên biểu đồ I-d

Mỗi điểm trên biểu đồ I-d tương ứng với trạng thái nhiệt - ẩm xác định của không khí. Sử dụng biểu đồ ngoài 5 thông số I, d, t, φ , $p_{\text{h}_2\text{O}}$ ta còn thu được 2 thông số trạng thái nhiệt - ẩm quan trọng khác của không khí. Đó là nhiệt độ ướt và nhiệt độ điểm sương.

1.2.2.1. Nhiệt độ ướt (t_w)

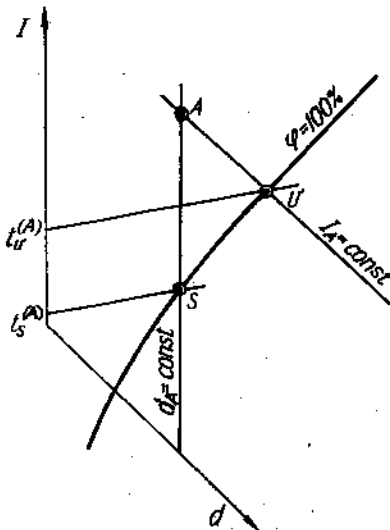
Là nhiệt độ của không khí bão hoà hơi nước ở điều kiện đoạn nhiệt ($I = \text{const}$).

Trên biểu đồ I-d nhiệt độ t_w tương ứng với đường $t = \text{const}$ đi qua giao điểm của đường $I = \text{const}$ ứng với trạng thái không khí cho trước, với đường $\varphi = 100\%$.

1.2.2.2. Nhiệt độ điểm sương (t_s)

Là nhiệt độ của không khí bão hoà hơi nước ở điều kiện đẳng dung ẩm ($d = \text{const}$).

Để xác định nhiệt độ t_s trên biểu đồ I-d qua điểm ứng với trạng thái không khí cho trước kẻ đường $d = \text{const}$ cắt đường $\varphi = 100\%$. Đường $t = \text{const}$ đi qua giao điểm ấy cho ta trị số t_s .



Hình 1.3. Xác định nhiệt độ t_w và t_s (của không khí có trạng thái A) trên biểu đồ I-d

• Điểm U và điểm S (hình 1.3) là giao điểm của đường $I_A = \text{const}$ và đường $d_A = \text{const}$ đi qua điểm A với đường $\phi = 100\%$. Đường $t = \text{const}$ qua U và qua S tương ứng cho ta $t_u^{(A)}$ và $t_s^{(A)}$ của không khí có trạng thái A.

1.3. CÁC QUÁ TRÌNH BIẾN ĐỔI TRẠNG THÁI NHIỆT - ẨM CỦA KHÔNG KHÍ

Trong quá trình thông gió nhất thiết phải xảy ra sự biến đổi không khí từ trạng thái này sang trạng thái khác. Không khí thổi trước khi thổi vào phòng có thể - nếu cần thiết, được xử lý, tức ngoài lọc bụi và khí - hơi độc, còn được sấy nóng hay làm lạnh, làm khô hay làm ẩm, cũng như được hoà trộn từ các khối không khí có trạng thái khác nhau - để có các thông số xác định. Hoặc không khí thổi có các thông số khác với không khí trong phòng hoà trộn và thay thế một phần không khí (bị ô nhiễm) trong phòng để khử nhiệt thừa, khử ẩm, hoặc sấy nóng, làm ẩm... (đồng thời khử khí - hơi độc, bụi) cho không khí trong phòng để đạt được trạng thái (và độ trong sạch) cần thiết.

Biểu đồ I-d rất tiện lợi không chỉ để xác định các thông số trạng thái của không khí mà còn để biểu diễn các quá trình biến đổi trạng thái không khí vừa nêu như sấy nóng, làm lạnh, làm khô, làm ẩm, hoà trộn, và tổ hợp các quá trình ấy.

1.3.1. Quá trình sấy nóng và làm lạnh

1.3.1.1. Quá trình sấy nóng

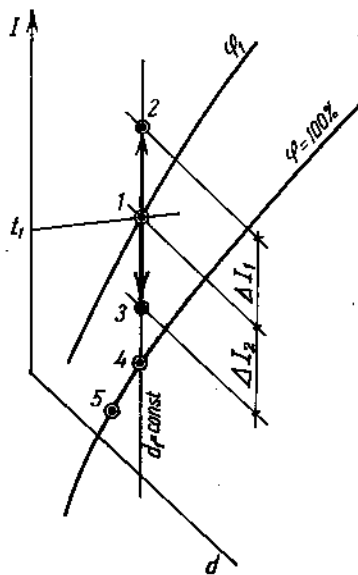
Là quá trình đơn giản nhất vì khi đó không khí chỉ nhận nhiệt hiện (hay nhiệt khô) trong quá trình tiếp xúc với bề mặt được nung nóng. Ở quá trình này lượng hơi nước chứa trong không khí không thay đổi. Do đó trên biểu đồ I-d quá trình sấy nóng là quá trình đi từ dưới lên trên theo đường $d = \text{const}$.

Nếu không khí có điểm trạng thái 1 (t_1, ϕ_1) được sấy nóng trong bộ trao đổi nhiệt (bộ sấy) thì quá trình này được biểu diễn bằng đường thẳng đứng kẻ từ dưới lên trên xuất phát từ điểm 1 theo đường $d = \text{const}$ (hình 1.4).

Lượng nhiệt trao cho không khí càng lớn thì không khí càng được sấy nóng và điểm tương ứng với trạng thái cuối cùng của không khí sau khi được sấy nóng nằm trên đường $d_1 = \text{const}$ ở vị trí càng cao. Ví dụ điểm 2 là điểm trạng thái cuối cùng nếu mỗi kg phần không khí khô của không khí nhận ΔI_1 kJ nhiệt.

1.3.1.2. Quá trình làm lạnh

Trong quá trình làm lạnh không khí chỉ trao phần nhiệt hiện khi tiếp xúc với bề mặt làm lạnh khô. Trên biểu đồ I-d quá trình này tương ứng với quá trình đi từ trên xuống theo đường $d = \text{const}$. Ví dụ từ điểm 1 đến điểm 3, khi trong quá trình làm lạnh không khí trao ΔI_2 kJ nhiệt tương ứng với mỗi kg phần không khí khô trong không khí (hình 1.4).



Quá trình làm lạnh không khí khi không khí chỉ trao nhiệt hiện có thể đạt đến điểm trạng thái 4 - là giao điểm của đường $d_1 = \text{const}$ với đường $\varphi = 100\%$. Điểm này tương ứng với nhiệt độ điểm sương (t_s). Nếu làm lạnh tiếp tục hơi nước có trong không khí sẽ ngưng tụ và quá trình biến đổi trạng thái nhiệt - ẩm sẽ nằm bên dưới - trên đường $\varphi = 100\%$, ví dụ điểm 5. Làm lạnh đạt đến điểm trạng thái trên đường $\varphi = 100\%$ là quá trình không khí không chỉ trao nhiệt hiện (nhiệt khô) mà còn trao nhiệt ẩn - tức lượng nhiệt có trong hơi nước ngưng tụ. Đây là quá trình làm lạnh không đơn giản, mà là quá trình trao đổi nhiệt - ẩm phức tạp.

Ta có thể nói: quá trình làm lạnh đơn giản được thực hiện trên thực tế là quá trình tiếp xúc của không khí với bề mặt làm lạnh để đạt đến nhiệt độ t_s .

- Quá trình sấy nóng và làm lạnh là *quá trình đẳng dung ẩm*. Chúng xảy ra với $d = \text{const}$ và có thể được tính toán gần đúng theo công thức:

$$\frac{\Delta t}{\Delta I} = 0,98 \quad (1.14)$$

trong đó: Δt - mức biến đổi nhiệt độ của không khí, $^{\circ}\text{C}$ tương ứng với mức biến đổi entanpi của nó là ΔI , kJ/kg.

1.3.2. Quá trình làm ẩm đoạn nhiệt

Một lớp nước mỏng hay những hạt nước nhỏ khi tiếp xúc với không khí đều có thể đạt đến nhiệt độ bằng nhiệt độ ướt (t_w) của không khí. Khi không khí tiếp xúc với nước có nhiệt độ như thế sẽ xảy ra quá trình làm ẩm đoạn nhiệt. Trong quá trình này entanpi của không khí không thay đổi. Trên biểu đồ I-d quá trình này được biểu diễn bằng đường thẳng $I = \text{const}$ (hình 1.5).

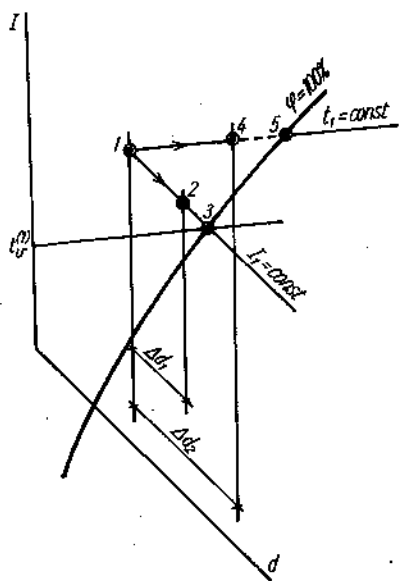
Nếu không khí có trạng thái tương ứng với điểm 1 tiếp xúc với nước có nhiệt độ bằng nhiệt độ ướt của không khí ($t_v^{(1)}$) thì trạng thái của không khí sẽ biến đổi theo đường $I_1 = \text{const}$, ví dụ đến điểm 2 - nếu không khí được nhận thêm lượng hơi nước Δd_1 g trên mỗi kg phân không khí khô. Trạng thái giới hạn của quá trình làm ẩm đoạn nhiệt tương ứng với trạng thái bão hoà hơi nước tại điểm 3 - là giao điểm của tia quá trình với đường $\varphi = 100\%$.

Trong thông gió thường sử dụng quá trình làm ẩm đoạn nhiệt cho không khí. Để thực hiện quá trình này, trong buồng phun nước được phun tuần hoàn trực tiếp từ đáy buồng phun. Nước tiếp xúc liên tục với không khí và có nhiệt độ gần với nhiệt độ ướt của không khí. Một lượng nhỏ nước (khoảng 3%) bay hơi và làm ẩm không khí đi qua buồng phun. Tia quá trình thực tế hơi lệch so với đường $I = \text{const}$, nhưng độ lệch này không đáng kể. Làm ẩm không khí trong buồng phun thực tế xảy ra đến $\varphi = 90 - 95\%$.

Quá trình làm ẩm đoạn nhiệt xảy ra với $I = \text{const}$ có thể được tính toán gần đúng theo công thức:

$$\frac{\Delta t}{\Delta d} = 2,45 \quad (1.15)$$

trong đó: Δt - mức biến đổi nhiệt độ của không khí, $^{\circ}\text{C}$ tương ứng với mức biến đổi dung ẩm của nó là Δd , g/kg.



Hình 1.5. Biểu diễn quá trình làm ẩm đoạn nhiệt và đẳng nhiệt của không khí trên biểu đồ I-d.

1.3.3. Quá trình làm ẩm đẳng nhiệt

Nếu hơi nước có nhiệt độ bằng nhiệt độ không khí theo nhiệt biểu khô trao cho không khí thì không khí sẽ được làm ẩm trong khi nhiệt độ của nó không thay đổi. Quá trình làm ẩm đẳng nhiệt được biểu diễn trên biểu đồ I-d bằng đường thẳng $t = \text{const}$.

Khi hơi nước được trao cho không khí có các thông số được xác định bằng điểm trạng thái 1 (hình 1.5), trạng thái của không khí sẽ biến đổi theo đường $t_1 = \text{const}$. Sau khi được làm ẩm, trạng thái của không khí có thể tương ứng với điểm bất kỳ trên đường đẳng nhiệt độ này, ví dụ điểm 4 - nếu lượng hơi nước được gia thêm là Δd_2 . Khi làm ẩm cho không khí có nhiệt độ t_1 trạng thái giới hạn của nó tương ứng với điểm 5 - là giao điểm của đường $t = \text{const}$ với đường $\phi = 100\%$.

Trong thực tế thông gió thường áp dụng biện pháp làm ẩm bằng hơi nước trực tiếp (hơi mới). Trong trường hợp này hơi nước thường có nhiệt độ lớn hơn 100°C , nhưng hướng của tia quá trình hầu như không thay đổi. Trong kỹ thuật dẹt thì sử dụng biện pháp làm ẩm cục bộ. Nước được các vòi phun bằng khí ép phun trực tiếp vào không khí trong phòng, các hạt nước nhỏ ở trạng thái lơ lửng trong không khí bốc hơi toàn bộ. Nhiệt thừa trong phòng được chi phí cho quá trình bốc hơi đoạn nhiệt của các hạt nước. Kết quả là nhiệt độ không khí trong phòng không thay đổi, do đó người ta coi như quá trình làm ẩm cục bộ là quá trình đi theo đường tương ứng với đường đẳng nhiệt độ của không khí. Quá trình thực tế của làm ẩm bằng hơi nước được biểu diễn trên biểu đồ I-d có thể lệch so với đường $t = \text{const}$, nhưng độ lệch không đáng kể.

Quá trình làm ẩm đẳng nhiệt xảy ra với $t = \text{const}$ có thể được tính toán gần đúng theo công thức:

$$\frac{\Delta I}{\Delta d} = 2,53 \quad (1.16)$$

trong đó: ΔI - mức biến đổi entanpi của không khí, kJ/kg tương ứng với mức biến đổi dung ẩm của nó là Δd , g/kg.

1.3.4. Quá trình trao đổi nhiệt - ẩm đa hướng. Tia quá trình và hệ số góc

- Sự biến đổi trạng thái không khí trong quá trình thông gió thường liên quan đến việc đồng thời trao cho không khí hoặc lấy của không khí lượng nhiệt và lượng ẩm (hơi nước). Sự biến đổi trạng thái không khí như thế cũng xảy ra trong các phòng có toả nhiệt đồng thời với toả hơi nước, trong các thiết bị công nghệ - nơi đồng thời được làm lạnh, làm khô và trong các trường hợp khác.

Sự biến đổi trạng thái không khí được đặc trưng bằng tương quan giữa lượng nhiệt và lượng ẩm được "đồng hoá" có thể biểu diễn trên biểu đồ I-d bằng các đường thẳng theo các hướng khác nhau. Nếu dòng không khí chứa phần khô với khối lượng G , kg/h trao Q , kJ/h nhiệt và W , kg/h ẩm thì entanpi của nó biến đổi một trị số là ΔI , kJ/kg:

$$Q = G \cdot \Delta I \quad (1.17)$$

và dung ẩm - một trị số Δd , g/kg:

$$W = G \cdot \Delta d \cdot 10^{-3} \quad (1.18)$$

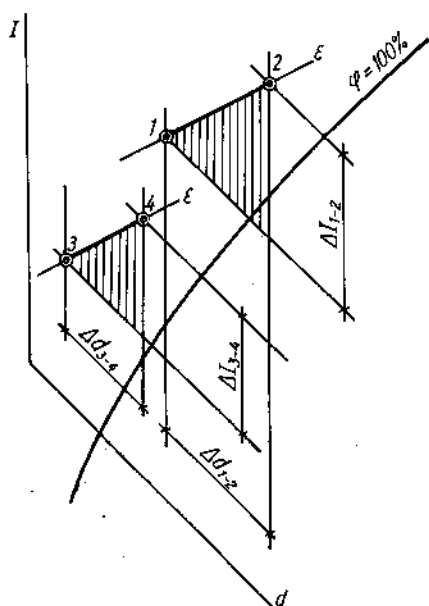
Tỉ lệ của các vế trái và các vế phải của phương trình (1.17) và (1.18) cho ta chỉ số hướng của tia quá trình biến đổi trạng thái không khí trên biểu đồ I-d, kí hiệu ε :

$$\frac{Q}{W} = \frac{\Delta I}{\Delta d \cdot 10^{-3}} = \varepsilon \quad (1.19)$$

Tỉ lệ giữa Q và W trong phương trình (1.19) như ta thấy được xác định bằng tỉ số giữa ΔI và Δd - tương ứng với gia số tung độ và hoành độ trong biểu đồ I-d - xác định góc nghiêng của đường thẳng biểu diễn quá trình biến đổi trạng thái của không khí. Đường thẳng này gọi là *tia quá trình*, góc nghiêng của nó với trục hoành gọi là "*chỉ số hướng*", hay "*hệ số góc*" của tia quá trình ε .

Nếu trên biểu đồ I-d ta kẻ hai đoạn thẳng 1 - 2 và 3 - 4 song song với nhau thì từ hai tam giác đồng dạng (hình 1.6) ta sẽ có các tỉ số bằng nhau:

$$\frac{\Delta I_{1-2}}{\Delta d_{1-2} \cdot 10^{-3}} = \frac{\Delta I_{3-4}}{\Delta d_{3-4} \cdot 10^{-3}} \quad (1.20)$$



Hình 1.6. Xác định hệ số ε của tia quá trình thay đổi trạng thái nhiệt - ẩm của không khí trên biểu đồ I-d

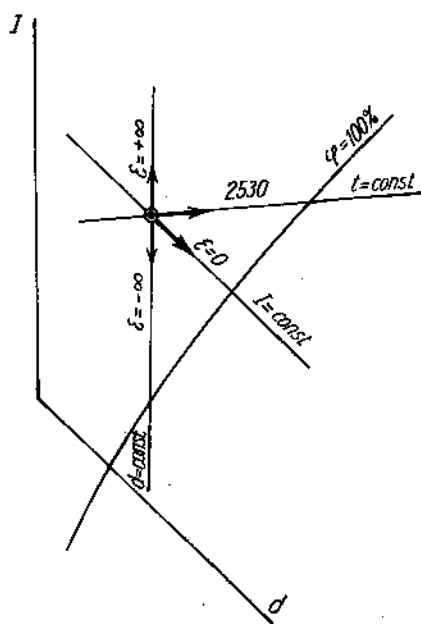
Tỉ số trên chính là chỉ số hướng hay hệ số góc của tia quá trình ε . Và ta rút ra kết luận: cùng một góc nghiêng như nhau trên biểu đồ I-d tương ứng với các quá trình biến đổi trạng thái nhiệt - ẩm của không khí với cùng lượng nhiệt đồng hoá Q trên 1kg W ẩm đồng hoá.

- Để tiện lập tia quá trình trên biểu đồ I-d, thường người ta dùng hệ số góc. Xung quanh biểu đồ (hình 1.1) vạch sẵn thang đo giá trị ε . Để tìm vị trí của tia quá trình cần phải tìm thang đo với trị số tương ứng của tia ε nối với gốc (điểm 0) của hệ toạ độ nằm

trên trục tung. Ngược lại nếu trên biểu đồ I-d nối các điểm tương ứng với trạng thái ban đầu và trạng thái cuối cùng của không khí bằng đường thẳng thì hướng của tia quá trình biến đổi trạng thái không khí có thể xác định bằng cách kẻ đường song song với đường thẳng đó qua gốc toạ độ. Trị số ε được lấy theo thang đo mà đường thẳng song song đó đi qua.

Sự biến đổi trạng thái không khí trong phòng, khi xử lí không khí trong buồng phun và trong các trường hợp khác đều đưa đến sự biến đổi entanpi và dung ẩm của không khí. Biết trạng thái ban đầu của không khí, khối lượng phần không khí khô G, lượng nhiệt thừa Q và ẩm thừa W ta có thể sử dụng hệ số góc ε và biểu đồ I-d xác định điểm trạng thái cuối cùng. Trong trường hợp khác, số liệu chưa biết có thể là: khối lượng không khí, hay lượng nhiệt thừa, hay ẩm thừa v.v..., trong khi các số liệu còn lại cho trước.

• Quá trình đa hướng với hệ số góc ε bất kì bao gồm tất cả các quá trình biến đổi trạng thái nhiệt - ẩm có thể xảy ra (hình 1.7):



Hình 1.7. Trị số hệ số góc ε của các tia quá trình biến đổi trạng thái nhiệt ẩm đặc trưng của không khí trên biểu đồ I-d

- Quá trình sấy nóng đẳng dung ẩm tương ứng với trị số ε :

$$\varepsilon = \frac{+\Delta I}{0} = +\infty \quad (1.21)$$

- Quá trình làm lạnh đẳng dung ẩm:

$$\varepsilon = \frac{-\Delta I}{0} = -\infty \quad (1.22)$$

- Quá trình làm ẩm đoạn nhiệt:

$$\varepsilon = \frac{0}{+\Delta d \cdot 10^{-3}} = 0 \quad (1.23)$$

- Quá trình làm ẩm đẳng nhiệt:

$$\varepsilon = \frac{\Delta I}{\Delta d \cdot 10^{-3}} = 2530 \quad (1.24)$$

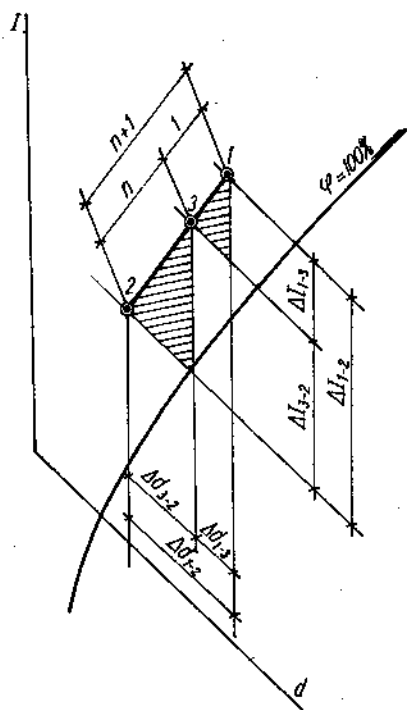
Trị số ε bất kì đối với tia quá trình đa hướng có thể được xác định gần đúng theo công thức:

$$\frac{\Delta t}{\Delta I} = 0,98 - \frac{2450}{\varepsilon} \quad (1.25)$$

1.3.5. Quá trình hòa trộn

Trong kĩ thuật thông gió, không khí bên ngoài được đưa vào phòng hòa trộn với không khí trong phòng. Cũng có khi để xử lí không khí, các khối không khí có trạng thái khác nhau hòa trộn với nhau (để đạt trạng thái mới).

Quá trình hòa trộn không khí được biểu diễn trên biểu đồ I-d bằng đường thẳng nối các điểm tương ứng với trạng thái không khí các khối hòa trộn. Điểm tương ứng với trạng thái hỗn hợp luôn nằm trên đường thẳng này và chia nó thành các đoạn tỉ lệ nghịch với khối lượng không khí hòa trộn. Nếu hòa trộn không khí có khối lượng G_1 , trạng thái tương ứng với điểm 1 với không khí có khối lượng $G_2 = G_1/n$, trạng thái tương ứng với điểm 2 (hình 1.8) thì điểm hòa trộn 3 chia đoạn thẳng 1 - 2 hay hình chiếu của nó là ΔI_{1-2} và Δd_{1-2} thành đoạn 1 - 3 và 3 - 2 hay ΔI_{1-3} , ΔI_{3-2} và Δd_{1-3} , Δd_{3-2} , tỉ lệ của chúng sẽ bằng:



Hình 1.8. Biểu diễn quá trình hòa trộn không khí trên biểu đồ I-d

$$\frac{1-3}{3-2} = \frac{\Delta I_{1-3}}{\Delta I_{3-2}} = \frac{\Delta d_{1-3}}{\Delta d_{3-2}} = \frac{G_2}{G_1} = \frac{G_1}{nG_1} = \frac{1}{n} \quad (1.26)$$

Vậy để tìm điểm hòa trộn (điểm 3), cần phải chia đường thẳng 1 – 2 hay hình chiếu của nó thành $n + 1$ phần, đặt đoạn từ điểm 1 đến điểm 3 – 1 phần và đoạn từ điểm 3 đến điểm 2 – n phần.

Có thể xảy ra trường hợp điểm hòa trộn nằm bên dưới đường $\varphi = 100\%$, có nghĩa là khi hòa trộn sẽ tạo thành sương mù, tức hơi nước trong không khí ngưng tụ.

1.3.6. Quá trình trao đổi nhiệt - ẩm giữa không khí và nước

- Để làm ẩm hay làm khô, và thường hơn để làm lạnh hay sấy nóng không khí người ta cho không khí tiếp xúc với nước. Để tiến hành người ta cho không khí đi qua buồng phun nước, hay cho không khí qua lớp vật liệu rỗng hay bề mặt có gờ được tưới nước. Trong quá trình tiếp xúc nước được dùng đã qua xử lý có nhiệt độ khác với nhiệt độ t_w . Kích thước hạt và chiều dày màng nước cũng tương đối lớn. Hai điều kiện này làm cho quá trình khác với quá trình làm ẩm đoạn nhiệt được trình bày ở trên.

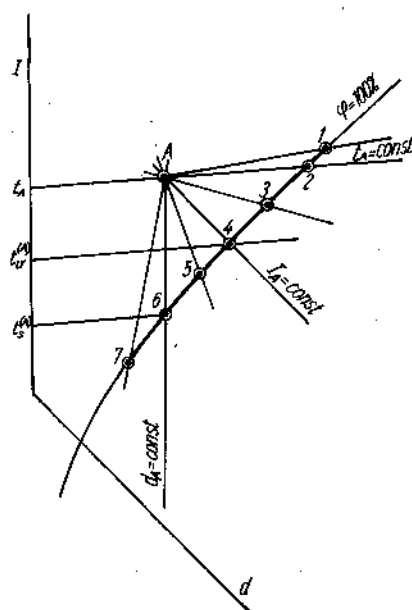
Thông thường lớp không khí mỏng trên bề mặt nước dường như hoàn toàn bão hòa hơi nước và nhiệt độ không khí bằng nhiệt độ nước. Như vậy, khi phun nước, lớp không khí mỏng trên bề mặt các hạt nước có nhiệt độ bằng nhiệt độ nước phun và độ ẩm tương đối $\varphi = 100\%$.

Với giả thiết đó, quá trình trao đổi nhiệt - ẩm giữa không khí và nước được coi như quá trình hòa trộn của dòng không khí cơ bản và không khí trong lớp mỏng tiếp xúc với bề mặt nước - được coi như hoàn toàn bão hòa hơi nước. Trong quá trình trao đổi nhiệt, nhiệt độ của lớp nước hay các hạt nước có biến đổi một ít. Để tính toán người ta dùng nhiệt độ trung gian nào đó (gần với nhiệt độ cuối cùng). Vị trí điểm hòa trộn trên biểu đồ I-d nằm trên đường thẳng nối điểm tương ứng với trạng thái ban đầu của không khí với điểm được xác định bởi nhiệt độ nước trên đường $\varphi = 100\%$, phụ thuộc vào diện tích bề mặt tiếp xúc và thời gian tiếp xúc cũng như các thông số của không khí và của nước.

- Trong tính toán thường sử dụng hệ số phun μ - bằng khối lượng nước phun tính bằng kg quy về cho 1 kg không khí ($\mu = G_w/G_{kk}$ - trong đó G_w và G_{kk} là lưu lượng của nước và của không khí tham gia quá trình tiếp xúc, tính bằng kg/h hay kg/s). Hệ số góc của tia qua trình ε và đặc điểm cấu tạo của buồng phun cũng được coi như các số liệu cần thiết khi tính toán. Thông thường người ta coi như điểm hòa trộn có thể nằm ổn định trên đường $\varphi = 90 - 95\%$, và dựa vào điều kiện này để tính toán chế độ của quá trình trong buồng phun.

Trạng thái của không khí khi trao đổi nhiệt và ẩm với nước biến đổi khác nhau phụ thuộc vào tương quan giữa các thông số của nước và không khí. Có thể xét một số trường

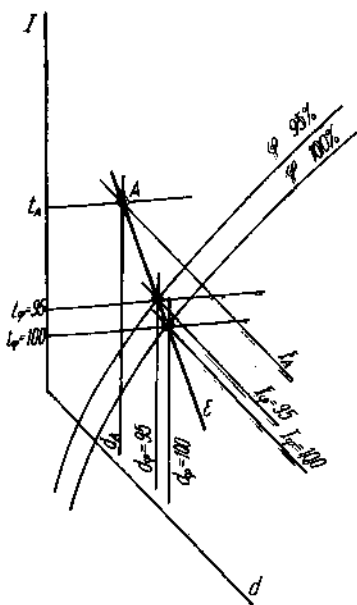
hợp biến đổi trạng thái không khí đặc trưng khi tiếp xúc với nước có nhiệt độ khác nhau. Ví dụ, không khí có trạng thái ban đầu tương ứng với điểm A trên biểu đồ I-d (hình 1.9).



Hình 1.9. Biểu diễn quá trình trao đổi nhiệt ẩm giữa không khí và nước có nhiệt độ khác nhau trên biểu đồ I-d

- Khi nhiệt độ của nước tương ứng với điểm 1 ($t_n > t_A$), xảy ra quá trình làm ẩm và làm nóng không khí. Nước bốc hơi toàn bộ bằng chính entanpi của nước.
- Khi nhiệt độ của nước tương ứng với điểm 2 ($t_n = t_A$), không khí được làm ẩm đẳng nhiệt. Nhiệt của nước chỉ cho nước bốc hơi.
- Khi nhiệt độ của nước tương ứng với điểm 3 ($t_u^{(A)} < t_n < t_A$) xảy ra quá trình làm ẩm đồng thời làm lạnh không khí. Nhiệt chỉ cho bốc hơi nước lấy từ không khí và một phần từ nước.
- Nếu nước có nhiệt độ bằng nhiệt độ ướt của không khí (điểm 4: $t_n = t_u^{(A)}$), xảy ra quá trình làm ẩm và làm lạnh đoạn nhiệt của không khí. Nhiệt chỉ cho bốc hơi nước lấy toàn bộ từ không khí.
- Tại điểm 5 nhiệt độ nước tương ứng với điều kiện $t_s^{(A)} < t_n < t_u^{(A)}$, không khí phần nào được làm ẩm, và làm lạnh. Nhiệt của không khí chỉ cho bốc hơi nước và để nung nóng nước.
- Tại điểm 6 ($t_n = t_s^{(A)}$) xảy ra quá trình làm lạnh đẳng dung ẩm. Nhiệt hiện của không khí được chỉ cho nước trong khi dung ẩm của nó không thay đổi.
- Khi $t_n < t_s^{(A)}$ (điểm 7) xảy ra quá trình làm lạnh và làm khô không khí. Nước làm lạnh không khí và lấy lượng nhiệt ẩn tỏa ra khi hơi nước trên bề mặt của nó ngưng tụ, cũng như lượng nhiệt hiện khi trao đổi với không khí.

Trong tính toán thông thường cần biết các thông số của không khí sau khi không khí tiếp xúc với nước và nhiệt độ của nước bảo đảm hướng của tia quá trình. Thông số cuối cùng của không khí như đã nêu được xác định bởi điểm cắt nhau của tia quá trình biến đổi trạng thái không khí đặc trưng bởi các thông số I , d và hệ số góc ε với đường $\varphi = 95\%$. Nhiệt độ nước (trung gian - theo quy ước) được xác định bởi điểm cắt nhau của tia quá trình với đường $\varphi = 100\%$. Các thông số của các điểm cắt nhau được xác định không khó khăn bằng cách dựng đồ thị trên biểu đồ I - d (hình 1.10).



Hình 1.10. Xác định các thông số của các điểm cắt nhau của tia quá trình ε của không khí có trạng thái A với đường $\varphi = 95\%$ và $\varphi = 100\%$ trên biểu đồ I - d

1.4. TÁC DỤNG CỦA MÔI TRƯỜNG KHÔNG KHÍ ĐỐI VỚI CON NGƯỜI VÀ SẢN XUẤT. NHIỆM VỤ CỦA THÔNG GIÓ

1.4.1. Tác dụng của môi trường không khí đối với con người. Sự tỏa nhiệt của cơ thể ra môi trường xung quanh

Sức khỏe và cảm giác nhiệt của con người ngoài thành phần hóa học của không khí còn được xác định bởi trạng thái vật lý của môi trường không khí. Thậm chí khi thành phần của các chất khí bình thường, tức nằm trong phạm vi cho phép và bụi có trong không khí không đáng kể, con người vẫn có thể cảm thấy khó chịu.

Do sự hô hấp và hoạt động, cơ thể con người luôn luôn tỏa nhiệt. Lượng nhiệt tỏa phụ thuộc vào nhiệt độ (t), độ ẩm (φ), vận tốc chuyển động (v) của không khí và nhiệt độ bề mặt xung quanh (t_{bm}). Ngoài ra, lượng nhiệt tỏa còn phụ thuộc vào năng lượng tiêu hao của cơ thể, tức trạng thái lao động mà con người tiến hành. Trung bình lượng nhiệt tỏa của 1 người trong khoảng 100 - 400W và có thể nhiều hơn [4, 6, 31].

Sự cân bằng nhiệt của cơ thể đạt được khi toàn bộ lượng nhiệt con người sản sinh ra đều được thải ra môi trường xung quanh. Nếu như lượng nhiệt ấy không thải hết, cơ thể con người bị nung nóng, nhiệt độ cơ thể tăng, và con người cảm thấy khó chịu. Tăng hay giảm nhiệt độ cơ thể, thậm chí 1°C so với nhiệt độ thân nhiệt ($36,5^{\circ}\text{C}$) cũng sẽ làm thay đổi cảm giác nhiệt của cơ thể. Tuy nhiên sự ổn định nhiệt độ thân nhiệt không phải lí do đánh giá trạng thái vật lí của môi trường không khí là ôn hòa dễ chịu đối với cơ thể.

Khi nhiệt độ không khí tăng cao hay hạ thấp, mặc dầu cơ thể vẫn giữ được cân bằng nhiệt, nhưng cảm giác ôn hòa của cơ thể có thể bị phá vỡ. Đó là do sự thay đổi phương thức, hay còn gọi - con đường trao đổi nhiệt giữa cơ thể và môi trường xung quanh.

Sự tỏa nhiệt của cơ thể ra môi trường xung quanh thực hiện bằng con đường đối lưu, bức xạ và bốc hơi mồ hôi. (Ngoài ra còn có lượng nhiệt tỏa để nung nóng không khí khi hô hấp và nung nóng thức ăn, nhưng không đáng kể). Ở mức độ chính xác cho phép, tỉ lệ lượng nhiệt tỏa bằng các con đường trên như sau: đối lưu - 25%, bức xạ - 50%, và bốc hơi mồ hôi - 25% [13].

- Các dạng trao đổi nhiệt giữa cơ thể và môi trường xung quanh phụ thuộc vào tổ hợp của 4 yếu tố t , φ , v và t_{bm} nêu trên gọi là *yếu tố khí hậu*. Mỗi thành phần trong tổ hợp yếu tố khí hậu đóng vai trò xác định đối với sự cân bằng nhiệt của cơ thể, và do đó - đối với cảm giác nhiệt của con người.

Vận tốc chuyển động của không khí (v) ảnh hưởng đáng kể đến cường độ tỏa nhiệt bằng đối lưu. Khi v thay đổi từ 0,09 đến 2,25 m/s, tỉ lệ lượng nhiệt tỏa bằng đối lưu tăng từ 48 lên 82%, trong khi tỉ lệ lượng nhiệt tỏa bằng bức xạ giảm từ 52 xuống 18% (khi lượng nhiệt tỏa bằng bốc hơi không có). Tỏa nhiệt bằng bốc hơi mồ hôi đóng vai trò quan trọng khi tỏa nhiệt bằng đối lưu và bức xạ khó khăn. Khi nhiệt độ không khí (t) 10°C , lượng nhiệt tỏa bằng bốc hơi mồ hôi chiếm 18%, khi t bằng 29°C , tỉ lệ này đạt 40%, và khi t bằng 36°C (gần bằng thân nhiệt) thì hầu như lượng nhiệt do cơ thể sinh ra đều được thải ra ngoài bằng con đường bốc hơi mồ hôi.

Cường độ bốc hơi mồ hôi phụ thuộc vào nhiệt độ (t), độ ẩm (φ) và vận tốc chuyển động (v) của không khí. Còn cường độ tỏa nhiệt bằng bức xạ thì vì không khí là môi trường trong suốt đối với tia bức xạ nên không phụ thuộc vào nhiệt độ của không khí (t), mà phụ thuộc vào nhiệt độ bề mặt bao quanh (t_{bm}) và phần nào phụ thuộc vào độ ẩm (φ) của không khí, vì không khí càng ẩm thì tính chất trong suốt của nó đối với tia bức xạ càng kém. Cường độ tỏa nhiệt bằng đối lưu thì như ta đã biết, phụ thuộc vào nhiệt độ (t) và vận tốc (v) của không khí, khi không khí không chuyển động, ta có đối lưu tự do, khi không khí chuyển động ta có đối lưu cưỡng bức.

- Cũng cần lưu ý bản chất vật lí của trao đổi nhiệt đối lưu và bức xạ không như nhau. Trong khi trao đổi nhiệt bằng đối lưu thực hiện bằng con đường tiếp xúc trực tiếp giữa không khí xung quanh và bề mặt cơ thể thì trao đổi nhiệt bằng bức xạ truyền nhiệt trực

tiếp (từ cơ thể hoặc vào cơ thể) bằng sóng điện từ. Do đó tác động về mặt sinh lý của lượng nhiệt đối lưu và bức xạ khác nhau. Tỏa nhiệt từ cơ thể ra môi trường xung quanh bằng bức xạ trong các điều kiện thông thường tác động mạnh hơn so với tỏa nhiệt bằng đối lưu. Do đó vấn đề tiêu chuẩn nhiệt độ của kết cấu ngăn che có ý nghĩa đối với cảm giác nhiệt của con người (trong khi nhiệt độ bề mặt bên trong của chúng thường được kiểm tra từ điều kiện chống ngưng tụ hơi nước).

1.4.2. Điều kiện tiện nghi nhiệt và các phương pháp đánh giá cảm giác nhiệt

1.4.2.1. Điều kiện tiện nghi nhiệt

Điều kiện tiện nghi nhiệt là điều kiện vi khí hậu ứng với nó cân bằng nhiệt của cơ thể đạt được với điều kiện cảm giác nhiệt ôn hòa được bảo đảm. Nói cách khác: với điều kiện tiện nghi nhiệt, con người cảm giác ôn hòa dễ chịu mà cơ thể không cần có phản ứng điều chỉnh nhằm bảo vệ, và tác động có hại về sinh lý không đáng kể (không vượt quá giới hạn bình thường).

Các thông số của vi khí hậu là các yếu tố khí hậu t , φ , v và t_{bm} . Cảm giác nhiệt ôn hòa của con người (tương ứng với trạng thái lao động) đạt được bởi tổ hợp xác định của các yếu tố trên. Do đó sự sai lệch hay không tương ứng của 1 thành phần so với giá trị xác định ở mức nhất định có thể được điều chỉnh bằng cách thay đổi giá trị các thành phần khác. Ví dụ tăng nhiệt độ không khí trong phòng làm giảm lượng nhiệt thải của cơ thể bằng đối lưu, có thể (trong giới hạn nhất định) được hiệu chỉnh bằng cách tăng tương ứng vận tốc của không khí gần cơ thể, v.v... Nếu nhiệt độ bề mặt xung quanh bằng nhiệt độ quần áo thì thải nhiệt bằng bức xạ không thực hiện, khi đó lượng nhiệt do cơ thể sinh ra phải được thải bỏ sung bằng đối lưu, do đó cần phải giảm nhiệt độ của không khí, hay tăng vận tốc chuyển động của không khí (hoặc cả hai).

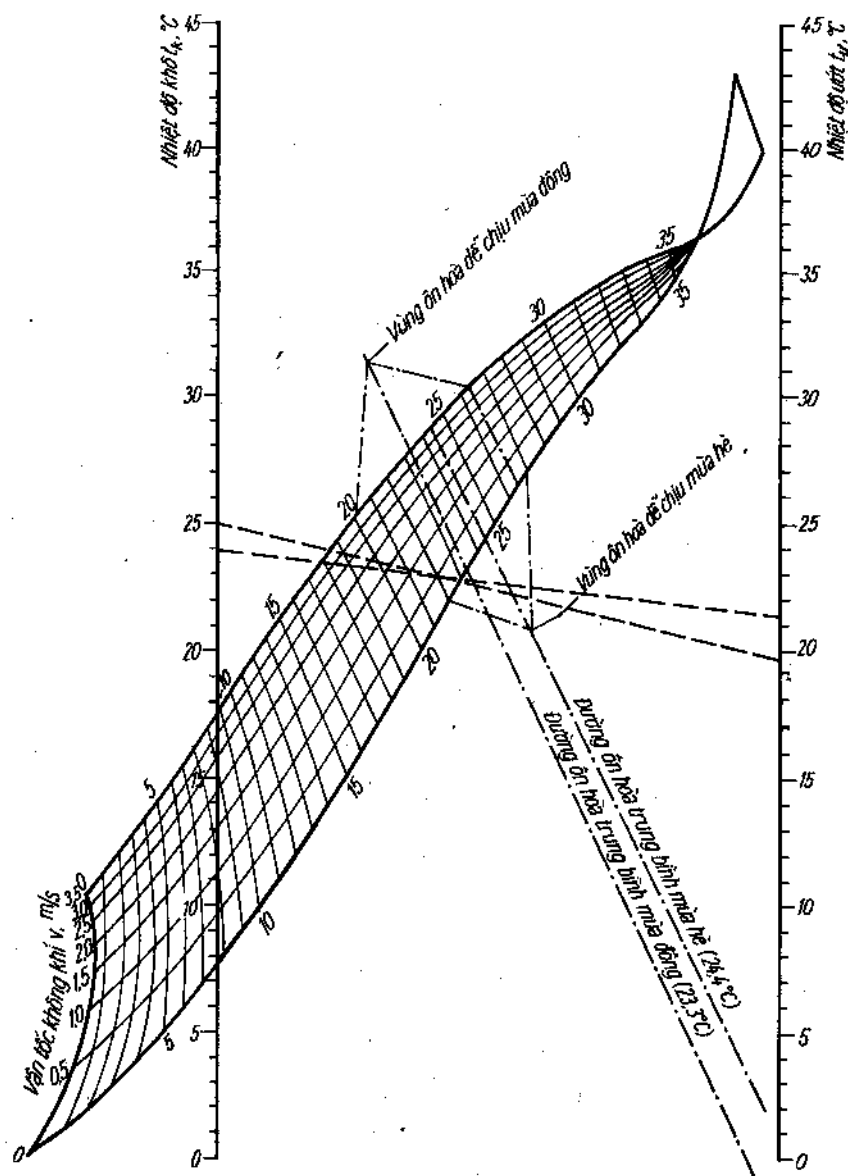
Có một vài phương pháp đánh giá tiện nghi nhiệt. Sau đây sẽ trình bày các phương pháp thông dụng thường dùng trong tính toán.

1.4.2.2. Nhiệt độ hiệu quả tương đương và biểu đồ nhiệt độ hiệu quả tương đương

- Nhiệt độ hiệu quả tương đương của không khí có nhiệt độ t , độ ẩm tương đối φ và vận tốc chuyển động v là nhiệt độ của không khí bão hòa ($\varphi = 100\%$) và không chuyển động ($v = 0$ m/s) gây cảm giác nóng hoặc lạnh giống hệt như cảm giác gây ra bởi tổ hợp t , φ , v của không khí đã cho. Ta có: $t_{hqd} = f(t, \varphi, v)$.

Biểu đồ nhiệt độ hiệu quả tương đương (hình 1.11) do Hội Sưởi ấm và Thông gió Hoa Kỳ thiết lập trên cơ sở nghiên cứu những người ăn mặc bình thường (không dày, không mỏng), ở trạng thái tĩnh (ngủ ngơi). Vì độ ẩm tương đối của không khí (φ) được xác định bằng nhiệt độ khô (t_k) và nhiệt độ ướt (t_u) nên trên biểu đồ có hai trục nhiệt độ t_k và t_u . Ngoài ra trên biểu đồ còn có chùm đường cong vận tốc biểu diễn vận tốc chuyển động

của không khí (v). Các đường cong này cắt các đường nhiệt độ hiệu quả tương đương ($t_{hqtđ}$) mà trị số của nó được ghi trên hai đường cong biên.



Hình 1.11. Biểu đồ nhiệt độ hiệu quả tương đương

Ví dụ 1.1. Xác định $t_{hqtđ}$ của không khí không chuyển động ($v = 0$ m/s) có $t = 25^\circ\text{C}$, $\phi = 60\%$.

Vì ở đây chỉ cho nhiệt độ t_k và độ ẩm ϕ nên ta tìm nhiệt độ t_u của không khí. Trên biểu đồ I-d (hình 1.1), ứng với $t = 25^\circ\text{C}$ và $\phi = 60\%$ ta có $t_u = 19,5^\circ\text{C}$. Trên biểu đồ nhiệt độ hiệu quả tương đương (hình 1.11) nối 2 điểm $t_k = 25^\circ\text{C}$ và $t_u = 19,5^\circ\text{C}$ bằng đường thẳng. Điểm cắt nhau của đường thẳng này và đường cong $v = 0$ m/s cho ta $t_{hqtđ} = 22,8^\circ\text{C}$.

Nếu không khí có t , ϕ như trên, nhưng $v = 0,5$ m/s thì $t_{hqtđ} = 22^\circ\text{C}$; nếu $v = 2$ m/s thì $t_{hqtđ} = 19,8^\circ\text{C}$.

Ngược lại, khi biết t_{hqd} và vận tốc của không khí v , tìm t_k và t_u như sau. Qua điểm cắt nhau của đường t_{hqd} và đường v , ta có thể kẻ hàng loạt các đường thẳng cắt hai trục t_k và t_u và ta đọc được từng cặp t_k và t_u đáp ứng cảm giác nhiệt cho trước. Ví dụ $t_{hqd} = 22^\circ\text{C}$, $v = 0,5 \text{ m/s}$, ta có: $t_k = 24^\circ\text{C}$ và $t_u = 21,4^\circ\text{C}$; theo biểu đồ I-d (hình 1.1) ta được $\phi = 78\%$.

- Trên biểu đồ ta thấy trục t_k cắt chùm đường cong v , còn các đường cong v cắt nhau tại điểm tương ứng với $t_k = t_u = 36,5^\circ\text{C}$ (bằng nhiệt độ thân nhiệt).

Trong vùng nằm bên trái trục t_k khác với vùng nằm bên phải là cơ thể con người cảm giác lạnh hơn khi không khí có độ ẩm (ϕ) cao hơn. Điều này có thể giải thích bằng sự tăng độ dẫn nhiệt của không khí khi ϕ tăng và đồng thời cường độ hấp thụ bức xạ của hơi nước có trong không khí cũng tăng khi ϕ tăng.

Trong vùng nằm bên phải trục t_k khi nhiệt độ không khí không thay đổi cảm giác ấm áp hay nóng bức sẽ tăng khi độ ẩm (ϕ) tăng. Hiện tượng này được giải thích bằng sự giảm cường độ bốc hơi từ bề mặt da: khi ϕ tăng cường độ bốc hơi giảm.

Khi nhiệt độ không khí (t) nhỏ hơn $7,5^\circ\text{C}$, cơ thể con người mất nhiệt. Do đó khi vận tốc không khí (v) tăng, cường độ trao đổi nhiệt càng tăng và con người cảm giác lạnh hơn.

Khi nhiệt độ không khí (t) lớn hơn $36,5^\circ\text{C}$ cơ thể con người không phải ở trường hợp mất nhiệt mà là thu nhiệt từ môi trường không khí có nhiệt độ cao hơn so với thân nhiệt. Khi đó nếu vận tốc (v) càng lớn thì con người càng cảm giác nóng bức, vì trao đổi nhiệt đối lưu tăng khi v tăng.

- Trên biểu đồ nhiệt độ hiệu quả tương đương (hình 1.11) có đánh dấu giới hạn vùng *ôn hòa dễ chịu*. Ngoài vùng này con người sẽ cảm giác không ôn hòa dễ chịu (tức nóng hoặc lạnh). Ngoài ra còn đánh dấu đường ôn hòa trung bình, tức trị số t_{hqd} cho cảm giác nhiệt ôn hòa dễ chịu nhất.

Giới hạn vùng ôn hòa, đường ôn hòa trung bình phụ thuộc vào điều kiện khí hậu, đối với con người sống ở phương Bắc và phương Nam khác nhau. Giới hạn vùng ôn hòa và trị số t_{hqd} dễ chịu nhất về mùa đông và mùa hè đối với người sống ở vùng khí hậu ôn đới tương đối khác nhau rõ rệt. Điều đó chứng tỏ sự thích nghi của cơ thể đối với nhiệt độ môi trường xung quanh. Đối với cơ thể người Việt Nam vùng ôn hòa và t_{hqd} ôn hòa dễ chịu nhất được đánh dấu trong biểu đồ (hình 1.11) lấy theo số liệu [2] và [3]. Ta thấy giới hạn vùng ôn hòa và t_{hqd} dễ chịu nhất về mùa đông ($20 - 26,5^\circ\text{C}$ và $23,3^\circ\text{C}$) và mùa hè ($22 - 27^\circ\text{C}$ và $24,4^\circ\text{C}$) không khác nhau nhiều.

- Khái niệm về nhiệt độ hiệu quả tương đương có những hạn chế, vì nó xuất phát từ điều kiện tiện nghi nhiệt chỉ phụ thuộc vào cảm giác nóng hay lạnh. Thực tế con người có thể không cảm giác ôn hòa dễ chịu khi độ ẩm (ϕ) 100%, mà trái lại cảm giác ôn hòa chỉ có được tương ứng với ϕ trong khoảng 50 - 70% [2], hay ở trường hợp giới hạn:

40 - 80%. Ngoài ra cảm giác ôn hòa còn phụ thuộc vào vận tốc không khí (v). Thông thường khi cơ thể ở trạng thái tĩnh (ngủ ngơi), tiện nghi nhiệt ôn hòa là điều kiện t_{hqd} nằm ở giới hạn nêu trên với độ ẩm $\phi = 50 - 70\%$ và vận tốc không khí $v \leq 0,5 \text{ m/s}$ [2]. Trường hợp lao động giới hạn tiện nghi sẽ lùi về phía dưới tương ứng với trạng thái lao động (nhẹ, vừa, nặng) với ϕ như trên và v có thể cao hơn (đến $1,5 \text{ m/s}$). Do đó ta có thể thấy một nhược điểm nữa của nhiệt độ hiệu quả tương đương là không kể đến mức lao động (cơ bắp) của con người.

Ngoài ra phương pháp nhiệt độ hiệu quả tương đương chỉ kể đến 3 yếu tố khí hậu là t , ϕ , v mà không kể đến yếu tố nhiệt độ bề mặt bao quanh t_{bm} , tức không kể đến yếu tố trao đổi nhiệt bức xạ.

1.4.2.3. Trao đổi nhiệt bằng bức xạ. Phương pháp chỉ số điều kiện ΣH và phương pháp chỉ số ứng suất nhiệt H_s

- Trao đổi nhiệt giữa cơ thể và môi trường xung quanh phụ thuộc không những vào cường độ bức xạ được thể hiện bằng W/m^2 mà còn vào bước sóng. Trị số bước sóng xác định độ xuyên sâu của dòng nhiệt bức xạ qua bề mặt da. Để có khái niệm về tác động của bức xạ (nhiệt) sóng ngắn, ta lưu ý bàn tay trần chịu được cường độ bức xạ $0,056 \text{ W/cm}^2$ trong thời gian không giới hạn, cường độ $0,11 - 0,16 \text{ W/cm}^2$ trong khoảng thời gian 20 - 30 giây và cường độ $0,35 \text{ W/cm}^2$ chỉ trong khoảng 2 - 5 giây [20]. Thời gian chịu đựng của cơ thể đối với cường độ bức xạ theo số liệu của Kaplun S.I. và Galanin N. F. như sau [2, 11]:

Cường độ bức xạ , W/cm^2	0,056	0,083	0,14	0,21	0,28	0,35	0,70	0,88	1,06	1,39
Thời gian chịu đựng của cơ thể, s	Không giới hạn	< 350	160 - 300	40 - 60	30 - 40	10 - 30	5 - 11	3 - 8	3 - 7	1 - 5

Dụng cụ đơn giản nhất để xác định ảnh hưởng của trao đổi nhiệt bằng bức xạ là nhiệt kế cầu đen. Đây là nhiệt kế thông thường mà bầu thủy ngân của nó nằm gọn bên trong - tại tâm quả cầu bằng đồng được bôi đen bên ngoài, đường kính 15cm. Do ảnh hưởng của nhiệt bức xạ lên quả cầu bằng đồng, không khí bên trong quả cầu có nhiệt độ khác nhiệt độ không khí trong phòng. Vì vậy chỉ số của nhiệt kế cầu đen không trùng với chỉ số của nhiệt kế thông thường. Thời gian để cho chỉ số của nhiệt kế ổn định thường kéo dài, khoảng 15 - 20 phút.

- Nếu trong phòng có các bề mặt có diện tích khác nhau và nhiệt độ khác nhau thì tổng lượng nhiệt trao đổi bằng bức xạ có thể được biểu thị bằng trị số nhiệt độ bức xạ trung bình của phòng t_{bx} :

$$t_{bx} = \frac{\sum t_{bm} \cdot F}{\sum F} \quad (1.27)$$

trong đó: t_{bx} - nhiệt độ bức xạ trung bình, hay nhiệt độ bề mặt trung bình, °C; t_{bm} , F - nhiệt độ (t_{bm}), °C và diện tích (F), m² của các bề mặt.

Nhiệt độ t_{bx} còn có thể được xác định từ nhiệt độ đo bằng nhiệt kế cầu đen (t_{cd}) như sau:

$$t_{bx} = t_{cd} + 2,8\sqrt{v}(t_{cd} - t) \quad (1.28)$$

Nhiệt kế cầu đen tạm thời là dụng cụ duy nhất cho phép đánh giá tuy không trực tiếp ảnh hưởng của nhiệt độ bức xạ trung bình.

Các phương pháp đánh giá cảm giác nhiệt sau đây kể đến tất cả các yếu tố ảnh hưởng đến cảm giác nhiệt, đặc biệt khi nhiệt độ cao và có sự trao đổi nhiệt bằng bức xạ.

1. Phương pháp chỉ số điều kiện ΣH (của Zoiilen V. và Korencov V. E.)

Được thể hiện bằng công thức:

$$\Sigma H = 0,24(t + t_{bx}) + 0,1d - 0,09(37,8 - t)\sqrt{v} \quad (1.29)$$

trong đó: t_{bx} - nhiệt độ bức xạ trung bình, hay nhiệt độ bề mặt trung bình, xác định theo công thức (1.27) hay (1.28); t , d , v - nhiệt độ (t), °C, dung ẩm (d), g/kgk và vận tốc (v), m/s của không khí.

Mức cảm giác nhiệt của người Việt Nam theo chỉ số ΣH như sau (bảng 1.2) [2, 3].

Bảng 1.2. Trị số giới hạn của các mức cảm giác nhiệt của Việt Nam theo chỉ số điều kiện ΣH

Trạng thái vi khí hậu	Mức cảm giác nhiệt của cơ thể	Chỉ số ΣH	
		về mùa đông	về mùa hè
Lạnh	Lạnh	7,1	-
	Hơi lạnh	10,0	-
Ôn hòa dễ chịu	Giới hạn dưới	11,1	-
	Dễ chịu hoàn toàn	12,7	13,8
	Giới hạn trên	14,9	16,3
Nóng	Hơi nóng	15,0	17,5
	Nóng	-	19,1

2. Phương pháp chỉ số ứng suất nhiệt H_s (của Bilding H. S. và Hatch T. F.)

Nội dung của phương pháp này như sau.

• Lượng nhiệt cơ thể cần thải ra môi trường xung quanh bằng bốc hơi mồ hôi Q_{bh} (W) nhằm bảo đảm cân bằng nhiệt được xác định bằng công thức:

$$Q_{bh} = M - Q_{dl} - Q_{bx} \quad (1.30)$$

trong đó: M - lượng nhiệt do cơ thể sản xuất ra, W; Q_{dl} , Q_{bx} - lượng nhiệt cơ thể thải ra môi trường xung quanh bằng đối lưu (Q_{dl}) và bằng bức xạ (Q_{bx}), W.

Lượng nhiệt M do quá trình chuyển hóa năng lượng (từ nguồn dinh dưỡng biến thành nhiệt năng để có thể hoạt động) còn được gọi là lượng nhiệt metabolism phụ thuộc vào các yếu tố như đặc điểm sinh lý của cơ thể và trạng thái lao động. Giá trị M (W) ứng với trạng thái nghỉ ngơi và lao động trí óc < 140 , lao động nhẹ $140 - 175$, lao động vừa $175 - 290$ và lao động nặng 290 .

Lượng nhiệt Q_{dl} và Q_{bx} (W) xác định như sau:

$$Q_{dl} = 13,6v^{0,6}(35 - t) \quad (1.31)$$

$$Q_{bx} = 13,2(35 - t_{bx}) \quad (1.32)$$

trong đó: 35 ($^{\circ}\text{C}$) - nhiệt độ bề mặt da.

• Nếu lượng nhiệt Q_{bh} - thực tế là lượng nhiệt dư thừa cần thải ra môi trường xung quanh bằng bốc hơi mồ hôi càng gần trị số cực đại Q_{bh}^{\max} thì con người càng cảm giác nóng:

$$H_s = 100 \frac{Q_{bh}}{Q_{bh}^{\max}} \quad (1.33)$$

trong đó: Q_{bh}^{\max} - lượng nhiệt tối đa mà cơ thể có thể thải ra môi trường xung quanh bằng bốc hơi mồ hôi, W.

Lượng nhiệt Q_{bh}^{\max} phụ thuộc vào hiệu số áp suất riêng của hơi nước trên bề mặt da và không khí, và vận tốc của không khí (v):

$$Q_{bh}^{\max} = 210v^{0,6}(5,6 - p_k) \quad (1.34)$$

trong đó: p_k - áp suất riêng của hơi nước trong không khí, kPa; $5,6$ - áp suất hơi nước bão hòa ứng với nhiệt độ trung bình của da (35°C), kPa.

Chỉ số $H_s = 0$ ứng với cảm giác nhiệt ôn hòa dễ chịu nhất; $H_s > 0$ - cảm giác nóng; $H_s = 100$ - cảm giác giới hạn trên của rất nóng; $H_s < 0$ - cảm giác lạnh.

Chú thích: Công thức (1.31), (1.32) và (1.34) được lập cho trường hợp người tiêu chuẩn - có chiều cao $1,7\text{m}$, cân nặng 70kg , tương ứng với diện tích bề mặt da $1,8\text{m}^2$. Đối với người có thông số hình học khác, các trị số Q_{dl} , Q_{bx} và Q_{bh}^{\max} cần nhân thêm với tỉ số diện tích bề mặt da thực tế S với bề mặt da của người tiêu chuẩn ($1,8\text{m}^2$). Trị số S (m^2) xác định theo công thức:

$$S = 0,00718m^{0,425}h^{0,725}$$

(trong đó: m - khối lượng của cơ thể, kg; h - chiều cao của cơ thể, cm)

1.4.3. Điều kiện vi khí hậu của môi trường không khí trong phân xưởng sản xuất

- Trong điều kiện sản xuất, nhiệt độ (t) và độ ẩm tương đối (ϕ) của không khí trong phân xưởng hay tại vùng làm việc thường không đáp ứng được yêu cầu trao đổi nhiệt bình thường giữa cơ thể và môi trường xung quanh.

Trường hợp này, ví dụ khi nhiệt độ không khí (t) cao, ta có thể tăng vận tốc chuyển động của không khí (v) trong phân xưởng hay tại vùng làm việc. Hơn thế nữa, ta có thể tạo ra môi trường không khí đáp ứng điều kiện vi khí hậu tại những vị trí cần thiết. Ví dụ ta có thể tạo ra luồng không khí có t , ϕ và v nhất định tại vị trí thao tác của người công nhân. Hoặc khi nhiệt độ hiệu quả tương đương ($t_{hqtđ}$) tại vị trí thao tác của người công nhân quá cao, ta có thể phun nước thành các hạt nhỏ vào không khí để làm ẩm (và làm lạnh), nhờ thế nhiệt độ không khí hạ thấp và điều kiện vi khí hậu được cải thiện.

Cường độ lao động của người công nhân càng lớn thì nhiệt do cơ thể thải ra môi trường không khí càng nhiều. Do đó không khí thổi vào phân xưởng hay vùng làm việc cần phải có nhiệt độ hiệu quả tương đương ($t_{hqtđ}$) càng thấp. Ngoài ra các thông số t , ϕ , v của không khí trong phân xưởng hay tại vùng làm việc còn phụ thuộc tính chất công việc của người công nhân và thời gian người công nhân chịu bức xạ liên tục.

Khi chọn các thông số vi khí hậu của môi trường không khí trong phân xưởng sản xuất, cần phải căn cứ số liệu thực nghiệm đã được tiến hành và kiểm tra trong điều kiện sản xuất.

- Điều kiện vi khí hậu của môi trường không khí ngoài ảnh hưởng đến sự trao đổi nhiệt của cơ thể, tức sức khỏe của người công nhân, còn có ý nghĩa quan trọng đối với quá trình sản xuất. Sản lượng và chất lượng sản phẩm phụ thuộc vào nhiệt độ (t) và độ ẩm (ϕ) của môi trường không khí.

Đặc biệt một số ngành công nghiệp có quá trình sản xuất và bảo quản sản phẩm yêu cầu chế độ ôn ẩm độ ẩm độ thoáng, như ngành công nghiệp sợi - dệt, ngành in, ngành chế tạo dụng cụ chính xác, ngành công nghệ thực phẩm v.v.... Ví dụ, quá trình kéo sợi yêu cầu $\phi = 50 - 55\%$, nếu ϕ cao (không khí ẩm), sợi sẽ bị dính, ϕ thấp (không khí khô) sợi dễ bị đứt. Quá trình in yêu cầu độ ẩm (ϕ) phải ổn định, nếu ϕ thay đổi từ 25 đến 80% kích thước giấy thay đổi 0,8%, trong khi đối với in màu không cho phép tăng hay giảm khổ giấy 0,08%. Quá trình chế biến và bảo quản sôcôla yêu cầu $t = 18 - 20^\circ\text{C}$, ở nhiệt độ (t) khác sôcôla sẽ bị biến chất và có màu xám.

1.4.4. Các yếu tố có hại có trong không khí và tác dụng của chúng đối với con người

1.4.4.1. Các chất khí và hơi độc

Tác dụng của chất khí - hơi độc đối với cơ thể con người phụ thuộc vào độ độc, nồng độ của nó trong không khí và thời gian con người tiếp xúc với chất khí - hơi độc đó.

Mỗi chất khí có tác dụng sinh lí khác nhau đối với cơ thể con người. Dưới đây là một số chất khí - hơi thường có trong không khí, đặc biệt trong phân xưởng sản xuất.

1. Cacbon oxit (CO)

Là chất khí không màu, không mùi, không vị và không gây kích thích. Nó nhẹ hơn không khí nên dễ dàng phân bố trong không khí. Cacbon oxit là sản phẩm cháy không hoàn toàn của các sản phẩm chứa cacbon. Khí thải từ các lò hơi và lò công nghiệp phụ thuộc vào điều kiện cháy đều chứa lượng CO nhiều hay ít. Trong sản xuất công nghiệp nó là thành phần của nhiều hỗn hợp khí và còn có tên "cacbon monoxit".

Cacbon oxit là chất khí phổ biến và gây số lượng nhiễm độc nhiều nhất. Nó thâm nhập vào cơ thể qua đường hô hấp, gây ngạt thở. Cacbon oxit có tính ái lực hóa học với huyết cầu máu mạnh gấp 300 lần so với oxi nên nó ngăn cản sự bão hòa oxi của máu, gây bệnh thiếu oxi trong cơ thể, phá hủy chức năng của các mô cảm giác, đặc biệt các mô của hệ thần kinh trung ương.

Cacbon oxit là chất khí rất nguy hiểm. Con người không phát hiện khi nó có trong không khí với nồng độ thấp. Thậm chí khi nồng độ cao, trong giấc ngủ con người cũng không cảm giác bị kích thích khi hít thở nó. Ví dụ khi đóng cửa phòng có lò ủ than bên trong, do khí CO tỏa ra từ lò, con người có thể tử vong. Người công nhân trong môi trường không khí có chứa khí CO với nồng độ cao thường biết bị ngộ độc chỉ sau khi cảm thấy chóng mặt và buồn ngủ.

2. Khí sunfua (SO_2)

Là chất khí không màu, có mùi hắc và vị cay. Khí sunfua được tạo thành trong quá trình đốt nhiên liệu hay sản phẩm có chứa lưu huỳnh. Trong sản xuất công nghiệp nó được dùng làm chất tẩy trắng len, lụa, bột giấy.

Khí SO_2 tác dụng kích thích lên màng dịch của tuyến hô hấp trên, và lên mắt, gây khàn tiếng, viêm phế quản, viêm kết mạc. (Khí SO_2 có trong cơ quan hô hấp biến thành dung dịch axit sunfuaro H_2SO_3).

3. Amoniac (NH_3)

Là chất khí không màu, có mùi khó chịu. Nó dễ bay hơi và thường có trong không khí với lượng khá lớn. Amoniac được tạo thành trong quá trình phân tích các chất chứa nitơ, trong các giếng thoát nước bẩn. Trong sản xuất nó được sử dụng nhiều trong thiết bị lạnh.

Amoniac kích thích tuyến hô hấp trên và màng dịch như khí sunfua.

4. Hơi dung môi

Là hơi của các hợp chất nhóm các hidrocarbon dễ thơm và béo. Trong số các dung môi được sử dụng rộng rãi có xăng, benzen (C_6H_6), rượu metylic (CH_3OH), axeton

(CH_3COCH_3), amylaxetat ($\text{CH}_3\text{COOC}_5\text{H}_{11}$), butylaxetat ($\text{CH}_3\text{COOC}_4\text{H}_9$), tricloetylen ($\text{ClCH} = \text{CCl}_2$) và các dạng hidrocarbon khác. Chúng thường có nhiệt độ sôi thấp (dưới 100°C). Hơi dung môi được sử dụng trong các quá trình khử mỡ, chế tạo vecni và sơn, hòa tan các chất hữu cơ.

Các dung môi tác dụng lên các mô của cơ thể, đặc biệt là mô thần kinh, gây kinh giật, hạ huyết áp, mê sảng.

5. Clo (Cl)

Là chất khí có màu xanh sẫm và mùi khó chịu. Nó được sử dụng trong công nghiệp dệt, giấy và hóa chất.

Clo tác dụng lên tuyến hô hấp trên, gây chứng co thắt cổ họng, đau ngực, khó thở. Người làm việc thường xuyên trong phòng có nồng độ Cl cao có sắc mặt vàng - xanh, thể tạng dễ mắc bệnh lao phổi và tuổi thọ thấp. Clo có trong không khí với nồng độ cao sẽ phá hủy khả năng hoạt động của tim và có thể gây đột tử.

6. Axit clohidric (hidroclorua HCl)

Là chất khí không màu. Nó liên kết với hơi nước trong không khí tạo thành các hạt nhỏ dạng sương màu trắng - là hơi của axit clohidric.

Hơi HCl kích thích mạnh tuyến hô hấp trên của cơ thể và gây ngộ độc.

7. Flo (F)

Là chất khí có màu vàng chanh và mùi cay. Flo liên kết với hidro tạo thành hidrofluorua (axit flohidric HF). Khí F được tạo thành khi tẩy rửa (làm mờ) kính và trong các phản ứng điện phân sản phẩm nhôm.

Flo và HF kích thích lên màng dịch gây viêm phế quản. Chúng làm thay đổi thành phần mô xương và gây các bệnh về gan, thận và đường tiêu hóa (dạ dày - ruột).

8. Axit xianhidric (axit hidroxianic HCN)

Là chất lỏng không màu, có vị cay, nóng chảy ở 26°C . Axit xianhidric và các hợp chất xianua khác được tạo thành khi sử dụng muối xianua. Kali xianua (KCN), natri xianua (NaCN) và amoni xianua (NH_4CN) được sử dụng rộng rãi trong quá trình tinh luyện (thẩm cacbon) bề mặt kim loại, và quá trình mạ điện (mạ đồng, kẽm, cadimi...).

Hơi các hợp chất xianua và axit xianhidric thâm nhập vào cơ thể qua đường hô hấp và tiêu hóa gây ngộ độc cấp tính.

9. Các kim loại và oxit của chúng

- **Kẽm (Zn):** Là kim loại mềm, nhiệt độ nóng chảy 415°C và nhiệt độ sôi 907°C . Kẽm có trong thành phần của nhiều hợp kim. Hơi Zn (khi đúc) bay vào không khí tạo thành bụi kẽm oxit (ZnO) có màu trắng.

Độ tán xạ của các phân tử ZnO làm chúng dễ thấm sâu vào đường hô hấp của cơ thể, gây chứng sốt và căng thẳng thần kinh.

- *Crom (Cr)*: Là kim loại cứng màu ánh bạc.

Bản thân Cr không độc. Tác dụng độc đối với cơ thể là crom oxit, đặc biệt là anhidrit cromic (CrO_3) sử dụng trong quá trình mạ crom bằng điện phân và tỏa cùng với các bọt hidro. Các hợp chất Cr gây các bệnh ở da và đường hô hấp như kích thích niêm mạc của đầu mũi, gây loét, teo, làm rách màng mũi.

- *Mangan (Mn) và hợp chất của mangan*: Thường gặp trong công nghệ sản xuất Mn, khai thác quặng, sản xuất pin, quá trình hàn điện sử dụng que hàn có thuốc bọc Mn, sản xuất sơn và dầu sơn.

Hơi và bụi Mn ở dạng hợp chất gây các bệnh mãn tính về não, làm tê liệt hệ thần kinh trung ương, rối loạn lời nói, chuyển động chậm chạp, mất trí nhớ....

- *Chì (Pb)*: Là kim loại nặng, nhiệt độ nóng chảy 327°C , nhiệt độ sôi lớn hơn 500°C . Chì với tư cách là chất độc công nghiệp có trong công nghệ mỏ, nấu chảy chì, bạc từ quặng, nấu chảy kẽm, sản xuất chì monoxit và minium (Pb_3O_4), sản xuất acquy, các sản phẩm sành - sứ - gốm, công nghệ in, sản xuất cao su, thủy tinh, kẽm, quá trình hàn thiếc.

Chì thâm nhập vào cơ thể ở dạng hơi và bụi nhỏ qua đường hô hấp và tiêu hóa, gây các bệnh mãn tính, nhất là các bệnh về hệ thần kinh trung ương giống như mangan.

- *Thủy ngân (Hg)*: là kim loại lỏng, nặng, sôi ở 375°C , nhưng dễ bay hơi, thậm chí ở nhiệt độ trong phòng. Thủy ngân được sử dụng trong tất cả các dụng cụ cần thiết có nó, trong các quá trình sản xuất các sản phẩm công nghiệp điện chân không, trong các trạm nắn điện....

Thủy ngân thâm nhập vào cơ thể ở dạng khí qua đường hô hấp. Cũng như chì, Hg gây các bệnh mãn tính nặng về hệ thần kinh trung ương.

1.4.4.2. Bụi

- *Bụi* là hệ thống vật chất bao gồm các phân tử có kích thước nhỏ (các hạt vật chất) ở thể rắn và lỏng phân bố trong môi trường không khí. Đây là hệ thống "tán xạ" bao gồm các pha tán xạ (các hạt kích thước nhỏ) và môi trường tán xạ (không khí). Nếu các hạt bụi lơ lửng trong không khí, chúng được gọi là *aerosol (xon khí)*. Trường hợp các hạt bụi ở trạng thái lắng chìm, trọng lượng của pha khí bé, chúng được gọi là *aerogel*.

Trong điều kiện sản xuất, bụi tạo thành do nghiền, đập, tán và sàng các vật rắn, trong quá trình lọc, mài, làm bóng sản phẩm, khi sơn bằng khí ép (sơn phun). Bụi còn có thể phát sinh do hơi nước ngưng tụ tạo thành hạt rắn, như khi nấu kim loại, khi chưng cất sản phẩm, trong quá trình rửa, mạ, điện phân v.v.... Kích thước hạt bụi trong các trường hợp này rất nhỏ so với quá trình nghiền, đập và tán.

• *Về tính chất lí học và hóa học*, bụi rất khác vật liền khối mà từ đó nó tạo thành. Sở dĩ như vậy là do bụi có tổng bề mặt lớn hơn nhiều so với vật liền khối. Ví dụ khối vật liệu có kích thước cạnh 1cm, tổng bề mặt 6cm^2 được nghiền thành hạt nhỏ cạnh $1\mu\text{m}$ tổng bề mặt sẽ là 6m^2 . Tổng bề mặt lớn hơn làm cho số lượng các phân tử bề mặt có hoạt tính hơn về lí học và hóa học lớn hơn rất nhiều. Một số chất cháy trong không khí (như đường, than, tinh bột) khi nghiền thành bụi rất dễ nổ.

• *Về nguồn gốc* bụi được chia thành bụi hữu cơ (phát sinh thực vật hay động vật), bụi vô cơ (bụi khoáng, bụi kim loại) và bụi hỗn hợp.

Các loại bụi khác nhau cũng khác nhau về tính chất hóa - lí như kích thước hạt (độ tán xạ), khối lượng riêng, hình dạng, độ đặc, tính tích điện, khả năng hút các vật liệu khác, tính chất cháy, nổ.

Bụi có thể có dạng xơ (sợi), dạng hình kim (que), dạng bông, dạng hạt v.v.... *Bụi công nghiệp* thường là hỗn hợp bụi có hình dạng và kích thước khác nhau. Trong không khí vẫn bụi, thường gặp các hạt có kích thước từ 0,1 đến $100\mu\text{m}$ và lớn hơn. Tuy nhiên trong phân xưởng sản xuất các hạt bụi thường có kích thước $10\mu\text{m}$ trở lại, trong đó các hạt nhỏ hơn $2\mu\text{m}$, chiếm 40 - 90% và đa số là bụi khoáng và bụi kim loại, bụi thực vật và động vật chiếm tỉ lệ thấp hơn.

• *Tính chất lắng chìm* của bụi phụ thuộc vào trọng lực. Những hạt bụi lớn rơi với gia tốc và lắng chìm nhanh. Những hạt bụi nhỏ hơn và nhẹ (bông, sợi) rơi với vận tốc đều và lắng chìm chậm, khi trong phòng có vận tốc chúng lơ lửng rất lâu.

Dựa vào tính chất lắng chìm, người ta phân loại bụi như sau:

- Bụi: có đường kính lớn hơn $10\mu\text{m}$, rơi với gia tốc và không khuếch tán trong không khí;

- Mây hoặc mù: có đường kính từ 0,1 đến $10\mu\text{m}$, rơi với vận tốc đều theo định luật Stoc;

- Khói: có đường kính hạt từ 0,001 đến $0,1\mu\text{m}$, chuyển động brao và khuếch tán mạnh.

• *Tác hại của bụi đối với cơ thể* cũng phụ thuộc vào kích thước và thành phần của bụi.

- Những hạt bụi có kích thước lớn hơn $50\mu\text{m}$ bám vào tuyến hô hấp trên và không gây hại;

- Những hạt bụi có kích thước từ 10 đến $50\mu\text{m}$ rơi vào tuyến hô hấp sâu hơn, nhưng chúng vào tận phổi với số lượng không nhiều;

- Những hạt bụi kích thước nhỏ hơn $10\mu\text{m}$ thâm sâu vào phế quản và rất hại đối với cơ thể. Thực nghiệm cho thấy rằng 70% những hạt bụi vào tận phổi qua đường hô hấp có kích thước $1\mu\text{m}$; gần 30% là những hạt 1 - $5\mu\text{m}$ và hạt 5 - $10\mu\text{m}$ chiếm tỉ lệ rất ít [17];

- Những hạt bụi siêu nhỏ thâm nhập được vào phổi rất ít.

Các bệnh nặng về phổi do bụi thâm nhập vào phổi. Một trong những căn bệnh này là bệnh nhiễm bụi silic do silic dioxit tự do (hay thạch anh SiO_2) thâm nhập vào phổi.

Bụi silicat (amian, mager silicat), silic cacbua (cacbonrundum) và corundum (bột đá mài Al_2O_3) và trong một số trường hợp, bụi than cũng tác dụng mạnh đối với cơ thể.

1.4.5. Nhiệm vụ của thông gió

Như trên đã trình bày, cảm giác và sức khỏe của con người phụ thuộc rất nhiều vào chất lượng môi trường không khí. Chất lượng môi trường không khí cũng ảnh hưởng trực tiếp đến điều kiện lao động, năng suất và chất lượng sản phẩm.

- *Nhiệm vụ của thông gió* nhằm bảo đảm bên trong công trình kiến trúc thành phần và trạng thái không khí thích hợp với yêu cầu vệ sinh. Ngoài yêu cầu vệ sinh thông gió còn bảo đảm các yêu cầu nảy sinh từ đặc điểm công nghệ sản xuất, điều kiện bảo quản và nâng cao chất lượng sản phẩm, bảo trì thiết bị và kết cấu nhà xưởng.

Điều kiện vệ sinh của môi trường không khí mà thông gió phải bảo đảm là điều kiện (hay yếu tố) khí hậu (bao gồm nhiệt độ t , độ ẩm ϕ , vận tốc chuyển động v của không khí, nhiệt độ bề mặt trong phòng t_{bm}) và độ trong sạch của môi trường không khí.

- Để bảo đảm điều kiện khí hậu và độ trong sạch của không khí theo yêu cầu vệ sinh, *biện pháp tổ chức thông gió* cho căn phòng là: hút không khí bị ô nhiễm (do nhiệt, do hơi nước, do khí - hơi độc và bụi) ra khỏi phòng, đồng thời thay chúng bằng không khí sạch (có thể được xử lý) có các thông số t , ϕ và v thích hợp được thổi từ ngoài vào. Thực chất của quá trình thông gió là trao đổi nhiệt và trao đổi chất giữa không khí thổi vào phòng và không khí trong phòng.

Nếu trong phòng có nhiệt thừa, nhiệt độ không khí (t) vượt quá tiêu chuẩn thì không khí thổi phải có nhiệt độ đủ thấp để hòa trộn với không khí trong phòng sao cho nhiệt độ không khí trong phòng (nhờ trao đổi nhiệt) nằm trong giới hạn tiêu chuẩn.

Nếu trong phòng có các nguồn tỏa khí - hơi độc hay hơi nước, bụi thì không khí sạch thổi vào phải hòa trộn với không khí trong phòng để nồng độ khí - hơi độc, hơi nước, bụi (nhờ trao đổi chất) nằm trong giới hạn cho phép.

- Thông gió hút và thổi có thể được thực hiện:

- Nhờ động lực của máy quạt gọi là thông gió cơ khí;

- Do sự chênh lệch áp suất giữa bên trong và bên ngoài nhà gọi là thông gió tự nhiên.

Thông gió còn có thể được thực hiện bằng biện pháp cục bộ và chung:

- Hút cục bộ (bằng các chụp hút) hút phần lớn các yếu tố có hại (nhiệt, khí - hơi độc, hơi nước, bụi) ngay tại nguồn phát sinh ra chúng. Hút cục bộ hạn chế sự lan tỏa các yếu tố có hại trong phòng và làm giảm đáng kể lượng các yếu tố có hại trao đổi với không khí thổi.

- Thổi cục bộ dạng hoa sen không khí và ốc đảo không khí thường được sử dụng trong phân xưởng nóng là biện pháp hiệu quả tạo môi trường không khí thích hợp cho công nhân tại những vị trí làm việc nguy hiểm. Ngoài ra thổi cục bộ còn được sử dụng ở dạng rèm không khí nhằm tạo các vách ngăn không khí và hướng dòng không khí (hút chẳng hạn) theo hướng cần thiết.

- Thông gió (thổi và hút) chung áp dụng chủ yếu đối với nhà dân dụng.

Đối với phân xưởng sản xuất thông gió chung là biện pháp thông gió phối hợp với thông gió cục bộ. Thông gió chung để khử lượng nhiệt thừa (hơi nước, khí - hơi độc và bụi) còn lại sau khi đã dùng các biện pháp thông gió cục bộ.

Có thể áp dụng các biện pháp thông gió chung như sau:

- Thổi cơ khí, hút cơ khí kết hợp với tự nhiên;
- Thổi cơ khí kết hợp với tự nhiên, hút cơ khí kết hợp với hút tự nhiên, hoặc hút tự nhiên;
- Thổi cơ khí và hút cơ khí.

Đối với nhà dân dụng và công cộng, thường áp dụng biện pháp thông gió chung thứ nhất (trường hợp phòng khán giả - sân khấu, câu lạc bộ, nhà thi đấu...) và thứ ba (trường hợp phòng mổ, kho sách...). Còn đối với nhà công nghiệp thông thường, áp dụng biện pháp thông gió chung thứ nhất và thứ hai nêu trên.

2.1. CÁC BIỆN PHÁP THÔNG GIÓ

Trong phòng kín, ta có thể tổ chức trao đổi không khí, tức thay không khí bên trong bị ô nhiễm (do nhiệt, do hơi nước, do khí - hơi độc, do bụi) bằng không khí sạch đưa từ ngoài vào - tức thông gió, trong thời gian hạn chế và không hạn chế.

2.1.1. Phân loại hệ thống thông gió theo thời gian hoạt động

Theo thời gian hoạt động của hệ thống thông gió, ta có: thông gió định kì và thông gió thường xuyên.

2.1.1.1. Thông gió định kì

- Là loại thông gió hoạt động theo thời gian nhất định.

Thông gió định kì được sử dụng trong trường hợp:

- Yếu tố độc hại toả ít, cần lưu lượng trao đổi không khí không lớn và thiết bị đơn giản;
- Yếu tố có hại toả định kì, cần thay đổi không khí trong thời gian nồng độ độc hại vượt quá giới hạn cho phép.

• Trường hợp đặc biệt của thông gió định kì là *thông gió sự cố*. Đó là thay đổi nhanh chóng không khí khi công trình xảy ra sự cố. Dùng thông gió áp suất âm với lưu lượng trao đổi không khí không lớn. Khi xảy ra sự cố, chỉ thải không khí tại những gian xưởng có áp suất âm để độc hại không lan toả ra các gian xưởng bên cạnh. Thiết bị phát hiện và xử lí sự cố thường tự động như các role kích thích nồng độ độc hại, hoặc bằng tay.

2.1.1.2. Thông gió thường xuyên

Là loại thông gió hoạt động trong suốt thời gian công trình làm việc.

2.1.2. Phân loại hệ thống thông gió theo sơ đồ tổ chức thông gió

Cả hai loại thông gió định kì và thường xuyên đều có thể được tổ chức theo các sơ đồ thông gió sau đây.

2.1.2.1. Thông gió chung

• Giả sử ta có sơ đồ mặt bằng của một gian phòng như hình vẽ (hình 2.1), trong đó dấu gạch chéo tượng trưng cho các vị trí toả khí - hơi độc. Nếu ta thổi không khí sạch vào phòng theo chiều mũi tên (hình 2.1a) và đồng thời hút ra khỏi phòng lượng không

khí đúng bằng lượng không khí thổi vào phòng thì khí - hơi độc sẽ lan toả trộn lẫn với không khí sạch trong toàn phòng. Nếu lượng không khí thổi vào đủ lớn thì nó có thể hoà loãng các yếu tố có hại và đưa nồng độ của chúng xuống thấp đến mức cho phép. Thông gió theo nguyên lí này gọi là *thông gió chung*.

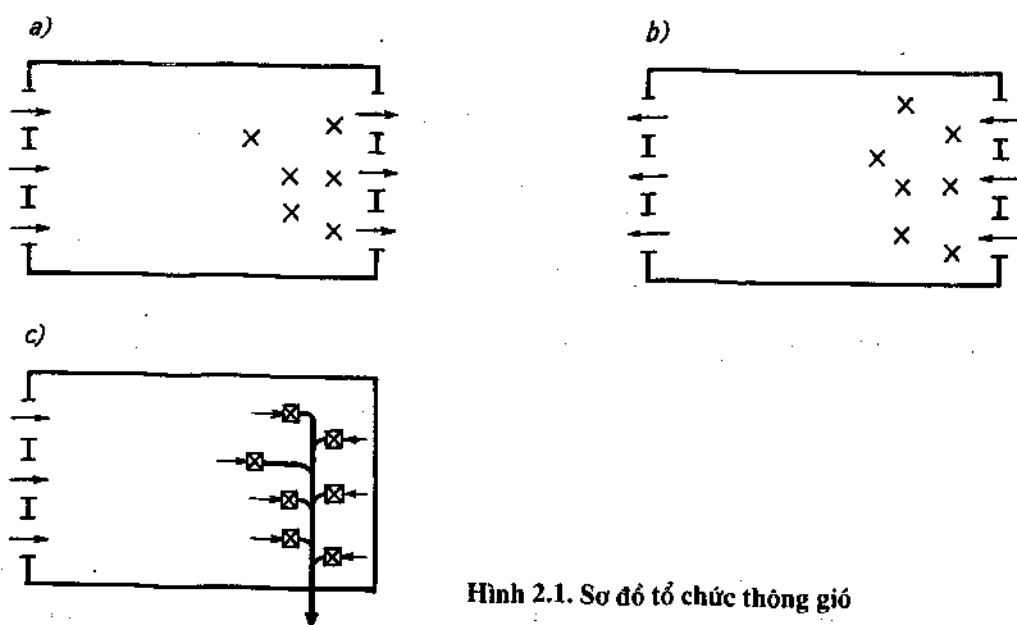
Vậy thông gió chung là hệ thống thông gió mà yếu tố có hại nhờ các dòng không khí có thể phân bố trong toàn bộ thể tích phòng. Nhiệm vụ của không khí thổi là hoà trộn và pha loãng độc hại để nồng độ của chúng đạt tiêu chuẩn cho phép.

Tuỳ trường hợp cụ thể mà có thể tổ chức: thổi phân tán, hút phân tán hay tập trung hoặc thổi, hút tập trung. Thổi (hay hút) "tập trung" có nghĩa là khi toàn bộ lưu lượng không khí được thổi (hay hút) tại 1 hay 2 vị trí.

- Thông gió chung thường được áp dụng đối với công trình dân dụng và công cộng, nơi yếu tố có hại toả đều trên mặt bằng (như trường học, nhà hát, bệnh viện...), hoặc ta không xác định được vị trí nguồn toả (cửa hàng ăn, giải khát, câu lạc bộ...).

Còn đối với nhà công nghiệp thông gió chung thường là hệ thống bổ sung cho thông gió cục bộ, hoặc dùng thông gió chung trong trường hợp không thể sử dụng hay sử dụng không hợp lí thông gió cục bộ (do cấu tạo công kênh hoặc cản trở thao tác công nghệ...).

Khi bố trí thông gió chung cần chú ý vị trí toả yếu tố có hại sao cho luồng không khí thổi hoặc hút không mang yếu tố có hại từ vùng có nguồn toả đến vùng không khí sạch và sao cho độ trong sạch của không khí trong phòng được đồng đều (theo sơ đồ hình 2.1a, chứ không theo sơ đồ hình 2.1b).



Hình 2.1. Sơ đồ tổ chức thông gió

a, b) chung; hợp lí (a) không hợp lí (b); c) cục bộ (hút)

2.1.2.2. Thông gió cục bộ

1. Hút cục bộ

- Hút yếu tố có hại ngay tại nguồn phát sinh ra chúng.

Vị trí toả yếu tố có hại trong trường hợp này được bao bọc bởi những bộ phận đặc biệt gọi là chụp hút, và toàn bộ yếu tố có hại được tập trung, thải ra ngoài, hạn chế tối đa sự lan toả của chúng ra xung quanh (hình 2.1c).

Chụp hút có thể có các loại cấu tạo như sau (chương 8):

- *Chụp hút kín* - khi vị trí toả độc hại nằm bên trong chụp (ví dụ tủ hút độc);
- *Chụp hút nửa kín*; và
- *Chụp hút hở* - khi chụp nằm ở khoảng cách nhất định so với nguồn toả.

Chụp hút đặc biệt hiệu quả khi chúng hút thải khí - hơi độc và bụi.

- Ưu điểm của hệ thống hút cục bộ là chúng không những hạn chế được tối đa lượng độc hại toả vào phòng, mà còn hạn chế cả vùng lan toả độc hại nhờ sử dụng các vách ngăn cứng hoặc rèm không khí. (Ví dụ rèm không khí tạo ra bởi miệng thổi một bên thành bể chứa cản không cho khí (hơi) độc bốc lên lan toả vào phòng, đồng thời đẩy khí (hơi) độc chuyển động về phía miệng hút). Do đó mà hút cục bộ không những khử nhiệt, khí - hơi độc, bụi triệt để, triệt tiêu nguyên nhân gây ô nhiễm không khí trong phòng sản xuất, mà còn làm giảm lưu lượng trao đổi không khí, và do đó làm đơn giản hệ thống thông gió chung.

- Hút cục bộ được áp dụng đối với nhà công nghiệp, trong trường hợp vị trí các nguồn toả cố định (như cửa lò nung, miệng lửa lò rèn, đá của máy mài, các vị trí dỡ, chuyển tải của băng tải, gầu nâng...). Tuy nhiên không phải lúc nào cũng thực hiện được, vì có những thiết bị do đặc điểm cấu tạo và do quá trình công nghệ không cho phép lắp đặt chụp hút tại vị trí toả độc hại.

2. Thổi cục bộ

- Thổi không khí thành luồng có các thông số (t , φ , v) xác định trực tiếp vào người.

Nhờ thổi cục bộ - hay còn gọi *hoa sen không khí* mà ta có thể tạo được môi trường không khí trong phạm vi của luồng không khí tách hẳn không khí trong phòng.

Hoa sen không khí được bố trí tại những vị trí thao tác của người công nhân chịu cường độ bức xạ lớn như cửa lò nung, vị trí rót khuôn đúc, lò rèn, lò sấy.... Hệ thống này được áp dụng trong nhà công nghiệp và rất hiệu quả đối với phân xưởng nóng vì nó tạo được môi trường không khí thích hợp cho người công nhân làm việc tại những vị trí nguy hiểm.

- Ngoài hoa sen không khí, trong phân xưởng nóng thổi cục bộ còn được áp dụng ở dạng ốc đảo không khí và rèm không khí.

- *Ốc đảo không khí* là không gian được giới hạn bởi sàn bên dưới và tường xung quanh với không khí được làm mát nằm giữa môi trường không khí có nhiệt độ cao. Ốc đảo không khí còn được gọi là *hoa sen không khí kiểu luồng rơi* vì không khí có các thông số t , ϕ , v được thổi vào ốc đảo không khí bằng luồng hoa sen không khí thổi đứng từ trên xuống.

- *Rèm không khí* hay còn gọi *màn chắn không khí* (tại cửa ra vào, trên mặt bể chứa...) là luồng không khí thổi từ khe mỏng, dài nhằm tạo vách ngăn (màn chắn) bằng không khí hoặc nhằm thay đổi chiều hướng chuyển động của dòng không khí (hướng dòng khí - hơi độc đi vào miệng hút chẳng hạn).

2.1.3. Phân loại hệ thống thông gió theo nguyên nhân gây ra sự trao đổi không khí

Tuỳ theo nguyên nhân gây ra sự trao đổi không khí giữa bên trong và bên ngoài phòng mà ta có các trường hợp thông gió sau đây.

2.1.3.1. Thông gió cơ khí

- Còn gọi là *thông gió cưỡng bức*, hay *thông gió nhân tạo*. Là sự trao đổi không khí được thực hiện nhờ động lực của máy quạt.

Tuỳ theo tính chất làm việc của hệ thống thông gió mà người ta phân biệt chúng thành *hệ thống hút* và *hệ thống thổi*. Hệ thống hút là hệ thống thu không khí đã bị ô nhiễm trong phòng và thải ra ngoài. Còn hệ thống thổi là hệ thống lấy không khí sạch ở bên ngoài, sau khi xử lý (sấy nóng, làm lạnh, làm sạch...) thổi vào phòng để bảo đảm không khí trong phòng có các yếu tố khí hậu và độ trong sạch cần thiết.

- Trường hợp chỉ có hệ thống thổi, trong phòng xuất hiện áp suất dương, ta có *thông gió cơ khí áp suất dương*, hay gọi tắt "*thông gió áp suất dương*".

Trường hợp chỉ có hệ thống hút, trong phòng xuất hiện áp suất âm, ta có *thông gió cơ khí áp suất âm*, hay gọi tắt "*thông gió áp suất âm*".

Trường hợp có cả hệ thống thổi và hút, ta có:

$$\varepsilon = \frac{L_t}{L_h} \quad (2.1)$$

trong đó: L_t , L_h - lưu lượng thổi (L_t) và lưu lượng hút (L_h), m^3/h .

Nếu $\varepsilon > 1$, ta có *thông gió áp suất dương*; nếu $\varepsilon < 1$, ta có *thông gió áp suất âm*; nếu $\varepsilon = 1$, ta có *hệ thống cân bằng*.

Tuỳ theo mục đích thông gió (làm mát, khử độc hại...) và công năng của phòng (phân xưởng) mà sử dụng hệ thống thông gió (cơ khí) áp suất âm hay dương (hay hệ thống cân bằng).

2.1.3.2. Thông gió tự nhiên

- Là sự trao đổi không khí được thực hiện nhờ sự chênh lệch áp suất (giữa bên trong và bên ngoài phòng) gây ra bởi sự chênh lệch nhiệt độ hay do gió.

- Nếu không khí vào và ra qua những khe hở (của cửa hay tường ngoài) của phòng kín ta có hiện tượng *rò gió*. Rò gió là hiện tượng trao đổi không khí một cách vô tổ chức vì ta không thể điều chỉnh được lưu lượng không khí vào và ra cũng như chiều hướng của dòng không khí.

- Cũng dưới tác dụng của các yếu tố trên nhưng nếu trao đổi không khí thực hiện qua các lỗ cửa (cửa sổ, cửa đi, cửa thông gió...) thì ta có hiện tượng *thông thoáng*. Hiện tượng thông thoáng có thể tạo ra được sự trao đổi không khí một cách tức thời và nhanh chóng.

- Cũng sự trao đổi không khí nêu trên nhưng thực hiện một cách liên tục và ta có thể điều chỉnh, khống chế được lưu lượng không khí vào và ra và chiều hướng của dòng không khí tại các cửa vào, cửa ra, ta có *thông gió tự nhiên có tổ chức*, hay gọi tắt *thông gió tự nhiên*.

- Hiện tượng thông thoáng thường được áp dụng đối với nhà ở thấp tầng có cấu tạo đơn giản nhằm cải thiện điều kiện vi khí hậu bên trong phòng, chủ yếu đón gió mát về mùa hè.

Thông gió tự nhiên được áp dụng đối với nhà công nghiệp bằng hệ thống cửa sổ và cửa mái có thể điều chỉnh, khống chế lưu lượng và chiều hướng chuyển động của không khí tương ứng với các điều kiện bên trong và bên ngoài nhà.

Thông gió tự nhiên đặc biệt hiệu quả đối với phân xưởng nóng vì nó bảo đảm lưu lượng trao đổi không khí lớn mà không cần thiết bị, máy móc, không tiêu tốn năng lượng, đồng thời nó có thể tự điều chỉnh, khống chế lưu lượng trao đổi không khí tương ứng với lượng nhiệt thừa trong phân xưởng.

2.1.3.3. Thông gió trọng lực

Có thể gọi đầy đủ là *thông gió tự nhiên dưới sức đẩy của trọng lực* hay *thông gió cột áp*. Là thông gió tự nhiên bằng mương dẫn, được sử dụng trong các nhà thấp và cao tầng (chủ yếu là nhà dân dụng và công cộng). Không khí chuyển động trong mương dẫn do sự chênh lệch áp suất của các cột không khí bên trong và bên ngoài nhà.

Về mùa đông, đối với vùng khí hậu lạnh, có thể tạo ra sự chênh lệch áp suất ("nhân tạo") bằng cách nung nóng không khí bên trong nhà (thông gió kết hợp với sưởi ấm).

2.1.4. Thông gió phối hợp và hệ thống thống điều hoà không khí

- Trong các công trình, ta có thể áp dụng nhiều loại (biện pháp) thông gió khác nhau, gọi là *thông gió phối hợp*.

Ví dụ đối với nhà dân dụng và công cộng thường dùng biện pháp thổi chung bằng tự nhiên hay cơ khí, hút tự nhiên hay cơ khí hoặc kết hợp cả hai. Còn đối với nhà công nghiệp, như phân xưởng nóng, phân xưởng có nguồn toả khí - hơi độc, bụi phải dùng hệ thống hút cục bộ bằng cơ khí hay tự nhiên (tại nguồn phát sinh độc hại), thổi cục bộ tại những vị trí thao tác chịu cường độ bức xạ lớn hay toả nhiều nhiệt, và hệ thống thông gió chung (thổi cơ khí hoặc thổi cơ khí kết hợp tự nhiên, hút tự nhiên hay hút cơ khí kết hợp tự nhiên) được sử dụng bổ sung để khử nhiệt thừa (và khí - hơi độc, bụi) còn lại.

- Riêng đối với thông gió cơ khí, hệ thống thông gió không những bảo đảm trong phòng lưu lượng trao đổi không khí nhất định, mà còn bảo đảm các yếu tố vi khí hậu được ổn định (trong giới hạn khắt khe) như nhiệt độ (t) độ ẩm (φ) và vận tốc chuyển động (v) của không khí thì gọi là *điều hoà không khí*.

Hệ thống điều hoà không khí có đầy đủ tất cả các phương tiện để khống chế trạng thái không khí trong phòng cố định theo ý muốn. Đó là các thiết bị sấy nóng, làm lạnh, làm ẩm, làm khô, lọc sạch bụi và khử trùng... kèm theo các hệ thống tự động điều chỉnh quá trình điều hoà không khí nhằm bảo đảm các thông số nhiệt - ẩm bên trong không phụ thuộc các thông số khí hậu bên ngoài và sự biến đổi lượng các yếu tố độc hại do hoạt động của thiết bị, máy móc bên trong phòng.

Điều hoà không khí được áp dụng đối với tất cả các công trình dân dụng, công cộng, đặc biệt các công trình đòi hỏi mức độ yêu cầu vệ sinh cao như bệnh viện, khách sạn, thư viện.... Đối với nhà công nghiệp, điều hoà không khí là phương tiện kĩ thuật cần thiết đối với các công trình có quá trình sản xuất và bảo quản sản phẩm đòi hỏi ôn ẩm độ khắt khe như các công trình thuộc công nghệ sợi - dệt, ngành in, chế tạo dụng cụ chính xác, ngành công nghệ chế biến thực phẩm v.v.... Nền kinh tế càng phát triển, đời sống xã hội càng cao thì điều hoà không khí càng được áp dụng rộng rãi.

- Trong nhiều trường hợp, khi tổ chức thông gió cho các nhà máy (và có thể một số nhà công cộng), không khí thổi không chỉ hoàn toàn là không khí ngoài, mà một phần có thể lấy ở trong phòng. Đó là *thông gió có một phần không khí tuần hoàn*, hay gọi tắt *thông gió có tuần hoàn* hoặc *thông gió có gió hồi*.

Thông gió có tuần hoàn được áp dụng với mục đích tiết kiệm năng lượng nhiệt để sấy nóng không khí trước khi thổi vào về mùa đông hoặc giảm năng suất làm lạnh không khí về mùa hè. Tuy nhiên trong trường hợp này, phần không khí ngoài cần phải đủ để có thể pha loãng các yếu tố có hại trong phòng và đưa nồng độ của chúng xuống đến trị số cho phép.

2.2. CHUYỂN ĐỘNG CỦA KHÔNG KHÍ TRONG PHÒNG ĐƯỢC THÔNG GIÓ

Trong phòng được thông gió, không khí chuyển động thành luồng. Do đó quy luật chuyển động của luồng có ý nghĩa quan trọng đối với tổ chức trao đổi không khí.

Luồng được sử dụng để tạo điều kiện vi khí hậu nhất định tại không gian giới hạn gần chỗ làm việc của công nhân (hoa sen không khí), để hướng dòng không khí bị ô nhiễm đến vị trí hút chúng (rèm không khí - chụp hút) và để tạo rèm không khí....

Ngoài các luồng không khí do hệ thống thông gió tạo ra, trong phòng còn có các luồng nhiệt bên trên các bề mặt được nung nóng (lò, bể...) và làm lạnh, các luồng do sự chuyển động của các bộ phận, máy móc và các luồng do áp suất dư tại các miệng và các khe hở của thiết bị và đường ống....

Sự lan toả của các dòng nhiệt đối lưu, hơi nước, khí - hơi độc và bụi trong phòng đều thực hiện dưới hình thức luồng. Không khí là chất mang nhiệt, hơi nước, khí - hơi độc và bụi tán xạ. Do đó luồng (hay nói cách khác - sự khuếch tán rối) đóng vai trò quan trọng đối với quá trình lan toả và phân bố độc hại.

Tổ chức trao đổi không khí không chỉ bao gồm vấn đề thổi, mà cả hút, tức thu và thải không khí bị ô nhiễm hay không khí sau khi đã xử lý ra khỏi phòng. Vấn đề hút, đặc biệt hút cục bộ đều phải dựa vào quy luật chuyển động của không khí trước khi vào miệng hút.

2.2.1. Chuyển động của không khí xuất phát từ miệng thổi

Không khí từ miệng thổi đi ra thành luồng.

Nếu luồng không khí chuyển động trong phòng rộng (không hạn chế) và không có vật cản với điều kiện không khí trong phòng không chuyển động và có cùng tính chất lí học với không khí của luồng, ta có *luồng tự do*. Vì luồng không khí chuyển động trong môi trường không khí nên từ góc độ thuỷ lực học, người ta gọi đó là *luồng chìm*.

Trường hợp ngược lại, nếu không gian của phòng bị hạn chế và không tĩnh - tức không khí trong phòng chuyển động và có vận tốc thì luồng thay đổi chiều chuyển động hoặc bị rối loạn và không còn giữ hình dáng của luồng.

Nếu nhiệt độ (hoặc mật độ) không khí trong luồng và không khí xung quanh bằng nhau thì trục luồng thẳng, ta có *luồng đẳng nhiệt*. Trường hợp nhiệt độ (hoặc mật độ) không bằng nhau, luồng sẽ uốn cong: cong xuống khi nhiệt độ của luồng thấp hơn nhiệt độ xung quanh, và cong lên khi nhiệt độ của luồng cao hơn nhiệt độ xung quanh. Luồng trong trường hợp này là *luồng bất đẳng nhiệt*.

2.2.1.1. Quy luật chuyển động của luồng tự do đẳng nhiệt

Đối với chất khí bất kì khi chuyển động rối, các phần tử vật chất ngoài chuyển động dọc trục, còn có chuyển động ngang. Do chuyển động ngang, một số phần tử không khí bị mang ra khỏi phạm vi của luồng. Những phần tử ấy va chạm với phần tử không khí xung quanh không chuyển động tại lớp biên của luồng, truyền cho chúng vận tốc và lôi cuốn chúng gia nhập vào luồng.

Do hiện tượng ấy, trong quá trình chuyển động không khí của luồng được không khí xung quanh trộn lẫn thêm vào, làm cho khối lượng và chiều rộng của luồng tăng lên theo chiều chuyển động, còn vận tốc của luồng thì giảm xuống. Số liệu đo đạc thí nghiệm cho thấy áp suất tĩnh của không khí trong toàn bộ thể tích của luồng không đổi (và bằng

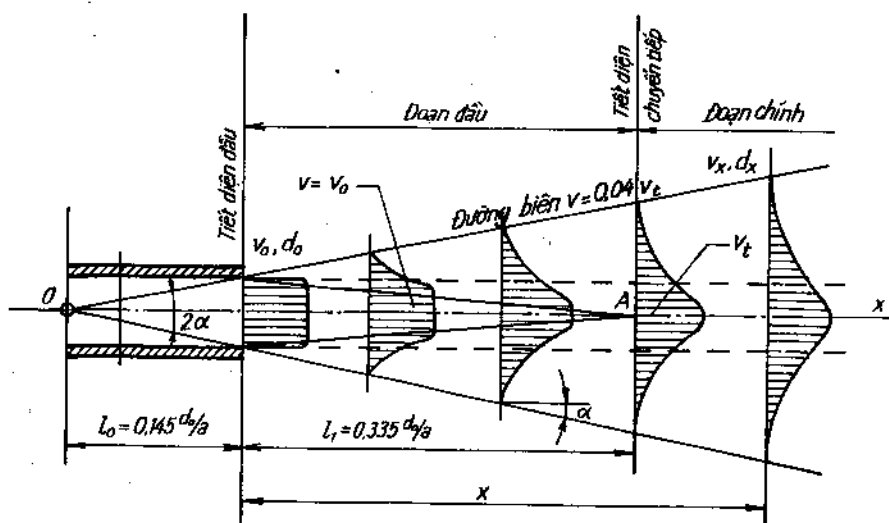
áp suất tĩnh của không khí xung quanh). Do đó tổn thất năng lượng giữa 2 tiết diện bất kì của luồng bằng hiệu số động năng của không khí tại 2 tiết diện. Cho nên khối lượng (m) tăng lên bao nhiêu lần thì vận tốc (v) giảm xuống bấy nhiêu lần, để cho tích số của chúng, tức động lượng tại mỗi tiết diện không thay đổi:

$$\sum mv = \text{const} \quad (2.2)$$

Sau đây ta nghiên cứu quy luật của luồng không khí xuất phát từ miệng tròn (luồng tròn) và miệng tiết diện chữ nhật có 1 cạnh rất nhỏ so với cạnh còn lại (luồng phẳng).

1. Luồng tròn (xuất phát từ miệng tròn)

• Trong luồng tròn tự do (đẳng nhiệt), ta phân biệt 2 đoạn: *đoạn đầu* và *đoạn chính* (hình 2.2).



Hình 2.2. Sơ đồ cấu tạo của luồng tròn

Tại đoạn đầu vận tốc dọc trục v không đổi và bằng vận tốc ban đầu (tại miệng thổi) v_0 . Tất cả những điểm mà tại đó vận tốc không đổi $v = v_0$ hợp thành một hình chóp có đáy là miệng thổi và đỉnh là tâm A của tiết diện cuối của đoạn đầu. Hình chóp ấy gọi là *nhân luồng*. Trong phạm vi nhân luồng, không khí giữ nguyên tất cả các thông số ban đầu của nó: vận tốc (v), nhiệt độ (t) và các tính chất lí học và hoá học khác như độ ẩm (φ), nồng độ (y) v.v.... Càng xa miệng thổi tiết diện của nhân luồng càng giảm dần và thu về 1 điểm tại tiết diện cuối cùng của đoạn đầu.

Xung quanh nhân luồng do sự hoà trộn không khí của luồng với không khí xung quanh tạo thành lớp ranh giới (lớp biên). Vận tốc dọc trục (v) giảm dần từ trục đến biên và bằng 0 tại lớp biên. Trong thực tế người ta thường nhận đường biên là đường mà tại đó vận tốc dọc trục bằng 0,04 vận tốc trục ($v = 0,04 v_t$). Điểm gặp nhau của các đường biên (đỉnh của hình chóp biên) gọi là *tiêu cự của luồng* (điểm O).

• Đối với luồng tự do, cấu tạo của luồng không phụ thuộc vào số Reimon Re, mà phụ thuộc vào độ rối ban đầu (độ chảy rối): dòng không khí trước khi thoát ra từ miệng thổi càng rối thì cường độ hoà trộn giữa luồng với không khí xung quanh càng mạnh, góc mở của luồng (α) càng lớn, chiều dài đoạn đầu (l_1) càng ngắn và vận tốc trục (v_1) tại đoạn chính càng giảm nhanh.

Abramovich G.N. trên cơ sở các số liệu thực nghiệm đã thu được các công thức tính toán đối với luồng tròn tự do đẳng nhiệt. Theo đó sự thay đổi trị số tỉ đối của các thông số của luồng (bảng 2.1) tuân theo một quy luật nhất định phụ thuộc vào trị số đặc trưng cho cường độ hoà trộn - hệ số rối a:

$$\frac{v_x}{v_o}; \frac{c_x}{c_o}; \frac{L_x}{L_o}; \frac{d_x}{d_o} = f \left[\frac{ax}{d_o} \right] \quad (2.3)$$

trong đó: v, c - vận tốc trục (v) và vận tốc trung bình (c) của luồng, m/s; L, d - lưu lượng (L), m³/h và đường kính (d), m của luồng; chỉ số "o" và "x" chỉ các thông số tại miệng thổi (o) và tại tiết diện cách miệng thổi đoạn x(x); x - khoảng cách từ miệng thổi đến tiết diện đang xét, m; a - hệ số rối.

Bảng 2.1. Các công thức tính toán đối với luồng tròn

Thứ tự	Tên gọi	Kí hiệu	Đoạn đầu	Đoạn chính
1	Vận tốc trục tỉ đối	v_x/v_o	1	$\frac{0,48}{\frac{ax}{d_o} + 0,145}$
2	Lưu lượng tỉ đối	L_x/L_o	$1 + 1,52 \frac{ax}{d_o} + 5,28 \left[\frac{ax}{d_o} \right]^2$	$4,36 \left[\frac{ax}{d_o} + 0,145 \right]$
3	Đường kính tỉ đối	d_x/d_o	$1 + 6,8 \frac{ax}{d_o}$	$6,8 \left[\frac{ax}{d_o} + 0,145 \right]$
4	Vận tốc trung bình theo diện tích (tỉ đối)	c_x/c_o	$\frac{1 + 1,52 \frac{ax}{d_o} + 5,28 \left[\frac{ax}{d_o} \right]^2}{1 + 13,6 \frac{ax}{d_o} + 46,24 \left[\frac{ax}{d_o} \right]^2}$	$\frac{0,095}{\frac{ax}{d_o} + 0,145}$
5	Vận tốc trung bình theo lưu lượng Hiệu số nhiệt độ Hiệu số nồng độ (tỉ đối)	$\frac{c'_x/c'_o}{\frac{t_x^{TB} - t_{xq}}{t_o - t_{xq}}}$ $\frac{y_x^{TB} - y_{xq}}{y_o - y_{xq}}$	$\frac{1}{1 + 1,52 \frac{ax}{d_o} + 5,28 \left[\frac{ax}{d_o} \right]^2}$	$\frac{0,226}{\frac{ax}{d_o} + 0,145}$

Bảng 2.1 (tiếp theo)

Thứ tự	Tên gọi	Kí hiệu	Đoạn đầu	Đoạn chính
6	Hiệu số nhiệt độ trên trục (tỉ đối)	$\frac{t_x - t_{xq}}{t_o - t_{xq}}$	-	$\frac{0,35}{\frac{ax}{d_o} + 0,145}$
7	Chiều dài đoạn đầu	l_1	$0,335 \frac{d_o}{a}$	-
8	Chiều dài từ tiêu cự đến miệng thổi	l_o	$0,145 \frac{d_o}{a}$	
9	Góc mở của luồng	α	$\operatorname{tg} \alpha = 3,4a$	

Chú thích: • Trong bảng 2.1 các trị số vận tốc trung bình tỉ đối được tính như sau:

c_x/c_o - vận tốc trung bình theo diện tích, bằng lưu lượng chia cho diện tích (L/F).

c'_x/c'_o - vận tốc trung bình theo lưu lượng bằng động lượng chia cho khối lượng của luồng $\Sigma mv/m$.

• Khi luồng chuyển động các phần tử vật chất của luồng bị mang ra ngoài, va chạm với các phần tử của môi trường không khí và lõi cuốn chúng chuyển động theo. Còn các phần tử của môi trường không khí được hòa trộn lọt vào phạm vi của luồng thì cản trở các phần tử ban đầu của luồng. Như vậy là có sự trao đổi vận tốc giữa 2 phần tử không khí. Nếu không khí của luồng và không khí xung quanh có nhiệt độ khác nhau hay nồng độ của chất khí hay hơi bất kì khác nhau thì ngoài sự trao đổi vận tốc, còn có sự trao đổi nhiệt và nồng độ. Do đó sự thay đổi nhiệt độ hay nồng độ trung bình của luồng (t và y) cũng tương tự sự thay đổi vận tốc trung bình (c'):

$$\frac{c'_x}{c'_o} = \frac{t_x^{TB} - t_{xq}}{t_o - t_{xq}} = \frac{y_x^{TB} - y_{xq}}{y_o - y_{xq}}$$

(trong đó: t, y - tương ứng là nhiệt độ và nồng độ, chỉ số "TB" và "xq" chỉ trị số trung bình (TB) và thông số của môi trường xung quanh (xq)).

• Hệ số rối a phụ thuộc vào hình dạng của miệng thổi và xác định bằng thực nghiệm.

Để xác định hệ số a, người ta đo vận tốc tại miệng thổi (v_o) và tại một số điểm trên đoạn chính ($x > 5d$) của luồng tại tiết diện cách miệng thổi khoảng x_1, x_2, x_3, \dots tương ứng là $v_{x1}, v_{x2}, v_{x3}, \dots$. Các số liệu này được lắp vào công thức thu được từ phương trình vận tốc tỉ đối (bảng 2.1, đối với đoạn chính):

$$a = \left[0,48 \frac{v_o}{v_x} - 0,145 \right] \frac{d}{x}$$

(trong đó: d - đường kính miệng thổi)

để tính trị số trung bình của a.

Bằng phương pháp đó ta có các trị số của hệ số a như sau:

Miệng thổi (và cấu tạo)

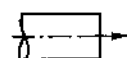
Hệ số a

Miệng thổi thất nhỏ



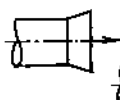
0,065 - 0,071 ($2\alpha = 24^\circ 50' - 27^\circ 10'$)

Ống hình trụ



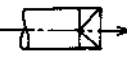
0,076 - 0,08 ($2\alpha = 29^\circ - 30^\circ 40'$)

Loa có góc mở $8 - 10^\circ$ hay
ống có lưới nhỏ tại miệng ra



0,09 ($2\alpha = 34^\circ$)

Miệng thổi sau ống nối vuông



0,1 ($2\alpha = 37^\circ 30'$)

Miệng thổi Baturin có lá hướng dòng



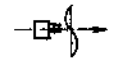
0,12 ($2\alpha = 44^\circ 20'$)

Quạt trục có lưới thẳng tại đầu ra



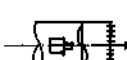
0,12 ($2\alpha = 44^\circ 20'$)

Quạt trục hở



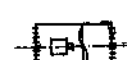
0,13 ($2\alpha = 47^\circ 40'$)

Quạt trục trong ống bao có lá
hướng dòng thẳng



0,16 ($2\alpha = 57^\circ 10'$)

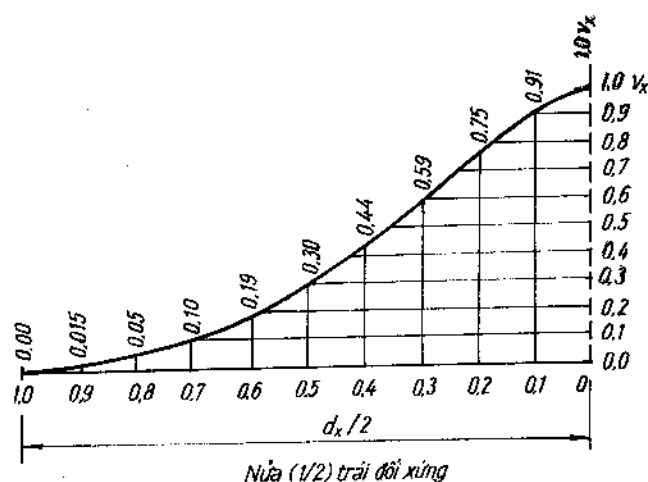
Quạt trục trong ống bao có lưới dày
ở hai đầu (hút và đẩy)



0,2 ($2\alpha = 68^\circ 30'$)

Trong thực tế tính toán đối với luồng tròn, trị số a thường nhận bằng 0,08. Góc giữa của hình chóp biên của luồng tương ứng với hệ số a như trên là $2\alpha = 30^\circ$.

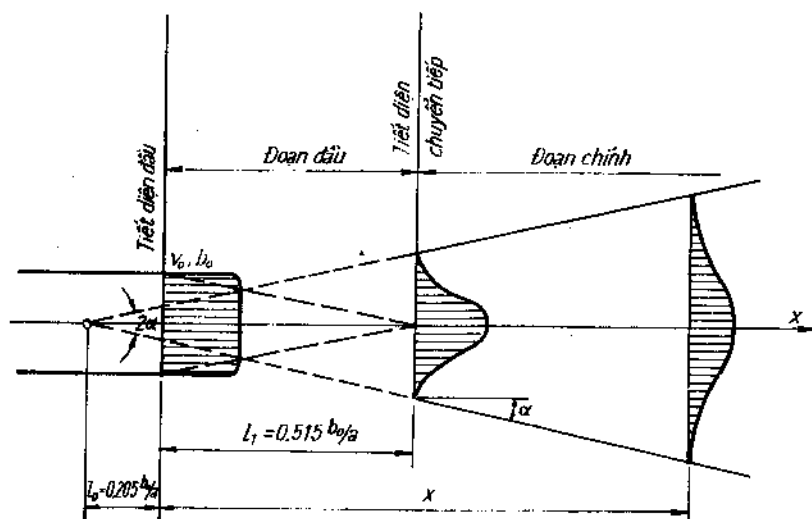
• Đồ thị phân bố vận tốc tại các tiết diện ngang thuộc đoạn chính của luồng tương tự nhau (hình 2.3 - trên hình v_x là vận tốc trục, bằng 1 đơn vị).



Hình 2.3. Đồ thị phân bố vận tốc tại tiết diện ngang thuộc đoạn chính của luồng tròn

2. Luồng phẳng

Còn gọi là luồng dẹt, xuất phát từ miệng tiết diện chữ nhật có 1 cạnh (chiều rộng b_0) và cạnh còn lại (chiều dài) dài vô hạn (hình 2.4).



Hình 2.4. Sơ đồ cấu tạo của luồng phẳng

Các công thức tính toán của Abramovich G.N. đối với luồng phẳng (tự do đẳng nhiệt - bảng 2.2) theo đó sự thay đổi trị số tỉ đối của các thông số của luồng cũng tuân theo quy luật tương tự như đối với luồng tròn:

$$\frac{v_x}{v_0}; \frac{c_x}{c_0}; \frac{L_x}{L_0}; \frac{b_x}{b_0} = f \left[\frac{ax}{b_0} \right] \quad (2.4)$$

trong đó: các kí hiệu v , c , L và các chỉ số "o" và "x" cũng như đối với công thức (2.2); b - chiều dày của luồng phẳng.

Bảng 2.2. Các công thức tính toán đối với luồng phẳng

Thứ tự	Tên gọi	Kí hiệu	Đoạn đầu	Đoạn chính
1	Vận tốc trực tỉ đối	v_x/v_0	1	$\frac{0,848}{\sqrt{\frac{ax}{b_0} + 0,205}}$
2	Lưu lượng tỉ đối	L_x/L_0	$1 + 0,86 \frac{ax}{b_0}$	$1,7 \sqrt{\frac{ax}{b_0} + 0,205}$
3	Chiều dày tỉ đối	b_x/b_0	$1 + 4,8 \frac{ax}{b_0}$	$4,8 \left[\frac{ax}{b_0} + 0,205 \right]$

Bảng 2.2 (tiếp theo)

Thứ tự	Tên gọi	Kí hiệu	Đoạn đầu	Đoạn chính
4	Vận tốc trung bình theo diện tích (tỉ đối)	c_x/c_o	$\frac{1 + 0,86 \frac{ax}{b_o}}{1 + 4,8 \frac{ax}{b_o}}$	$\frac{0,347}{\sqrt{\frac{ax}{b_o} + 0,205}}$
5	Vận tốc trung bình theo lưu lượng Hiệu số nhiệt độ Hiệu số nồng độ (tỉ đối)	$\frac{c'_x/c'_o}{\frac{t_x^{TB} - t_{xq}}{t_o - t_{xq}}}$ $\frac{y_x^{TB} - y_{xq}}{y_o - y_{xq}}$	$\frac{1}{1 + 0,86 \frac{ax}{b_o}}$	$\frac{0,58}{\sqrt{\frac{ax}{b_o} + 0,205}}$
6	Chiều dài đoạn đầu	l_1	$0,515 \frac{b_o}{a}$	-
7	Chiều dài từ tiêu cự đến miệng thổi	l_o	$0,205 \frac{b_o}{a}$	
8	Góc mở của luồng	α	$\operatorname{tg} \alpha = 2,4a$	

Trị số hệ số a đối với luồng phẳng như sau:

Miệng thổi**Hệ số a**

Miệng thổi kiểu khe 2 mép cong

tỉ lệ các cạnh 1: 20

0,1 - 0,12

tỉ lệ các cạnh 1: 10

0,09 - 0,14

Miệng thổi kiểu khe 1 mép cong

tỉ lệ các cạnh 1: 20

0,11

tỉ lệ các cạnh 1: 12 đặt trong tường phẳng

0,12

Miệng thổi kiểu khe không có mép cong

0,12

• Người ta sử dụng các công thức đối với luồng tròn và luồng phẳng để tính toán thiết kế các hệ thống thổi nhằm bảo đảm các thông số vi khí hậu trong phòng.

Trong thực tế tính toán đối với luồng xuất phát từ miệng thổi tiết diện chữ nhật cũng được coi như luồng tròn. Các luồng này khi chảy ra từ miệng đầu tiên có dạng hình elíp. Theo các tác giả Hoa Kỳ luồng biến thành tròn ở khoảng cách 10 đường kính kể từ miệng thổi (đường kính trong trường hợp này bằng căn bậc hai của diện tích miệng). Còn đối với luồng phẳng, các luồng xuất phát từ miệng thổi tiết diện chữ nhật mà tỉ lệ các cạnh lớn hơn 10 coi như luồng phẳng.

Ví dụ 2.1. Xác định vận tốc của không khí, đường kính và chiều dày của luồng tại khoảng cách $x = 2,5\text{m}$ kể từ miệng thổi đối với luồng tròn và luồng phẳng có vận tốc ban đầu $v_0 = 10\text{m/s}$. Đường kính miệng tròn $d_0 = 0,25\text{m}$ ($F = 0,049\text{m}^2$) và các cạnh của miệng chữ nhật (khe) $b_0 \times l_0 = 0,05 \times 0,98$ ($F = 0,049\text{m}^2$ - bằng diện tích miệng tròn).

• Sử dụng các công thức đối với luồng tròn tự do (bảng 2.1) với hệ số rối $a = 0,08$ và luồng phẳng (bảng 2.2) với $a = 0,11$.

Xác định khoảng cách từ miệng thổi đến tiết diện chuyển tiếp đối với miệng tròn:

$$l_1 = 0,335 \frac{d_0}{a} = 0,335 \frac{0,25}{0,08} = 1,05\text{m}$$

đối với khe:

$$l_1 = 0,515 \frac{b_0}{a} = 0,515 \frac{0,05}{0,11} = 0,234\text{m}$$

Vì $2,5 > 1,05$ và $2,5 > 0,234$ nên cả 2 trường hợp tiết diện đang xét nằm ở đoạn chính nên ta sử dụng các công thức đối với đoạn chính.

• Đối với luồng tròn (miệng tròn):

- Vận tốc trục:

$$v_x = v_0 \frac{0,48}{\frac{ax}{d_0} + 0,145} = 10 \frac{0,48}{\frac{0,08 \cdot 2,5}{0,25} + 0,145} = 5,1\text{m/s}$$

- Vận tốc trung bình theo diện tích:

$$c_x = c_0 \frac{0,095}{\frac{ax}{d_0} + 0,145} = 10 \frac{0,095}{\frac{0,08 \cdot 2,5}{0,25} + 0,145} = 1,01\text{m/s}$$

- Vận tốc trung bình theo lưu lượng:

$$c'_x = c'_0 \frac{0,226}{\frac{ax}{d_0} + 0,145} = 10 \frac{0,226}{\frac{0,08 \cdot 2,5}{0,25} + 0,145} = 2,39\text{m/s}$$

- Đường kính của luồng:

$$d_x = d_0 \cdot 6,8 \left[\frac{ax}{d_0} + 0,145 \right] = 0,25 \cdot 6,8 \left[\frac{0,08 \cdot 2,5}{0,25} + 0,145 \right] = 1,61\text{m}$$

• Đối với luồng phẳng (miệng kiểu khe)

- Vận tốc trục:

$$v_x = v_0 \frac{0,848}{\sqrt{\frac{ax}{b_0} + 0,205}} = 10 \frac{0,848}{\sqrt{\frac{0,11 \cdot 2,5}{0,05} + 0,205}} = 3,6\text{m/s}$$

- Vận tốc trung bình theo diện tích:

$$c_x = c_o \frac{0,347}{\sqrt{\frac{ax}{b_o} + 0,205}} = 10 \frac{0,347}{\sqrt{\frac{0,11.2,5}{0,05} + 0,205}} = 1,45 \text{ m/s}$$

- Vận tốc trung bình theo lưu lượng:

$$c'_x = c'_o \frac{0,58}{\sqrt{\frac{ax}{b_o} + 0,205}} = 10 \frac{0,58}{\sqrt{\frac{0,11.2,5}{0,05} + 0,205}} = 2,43 \text{ m/s}$$

- Chiều dày của luồng:

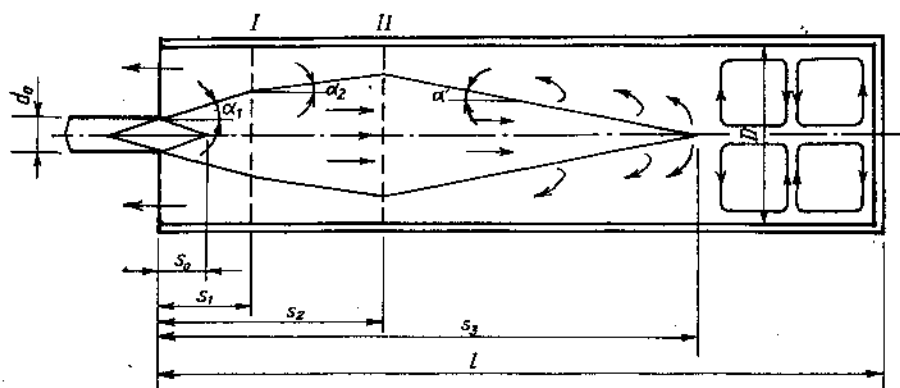
$$b_x = b_o 4,8 \left[\frac{ax}{b_o} + 0,205 \right] = 0,05.4,8 \left[\frac{0,11.2,5}{0,05} + 0,205 \right] = 1,37 \text{ m}$$

2.2.1.2. Sự biến dạng của luồng và tác dụng tương hỗ giữa các luồng

1. Luồng nén ép

Là luồng phân bố trong không gian có kích thước giới hạn, khi các bức tường ảnh hưởng đến sự phát triển của luồng.

• Trong không gian giới hạn, khi ra khỏi miệng thổi, luồng phát triển cho đến khi tiết diện của luồng chiếm 22 - 25% diện tích mặt cắt ngang của phòng, tức tiết diện tới hạn thứ nhất (hình 2.5). Luồng tiếp tục mở rộng đến tiết diện tới hạn thứ hai, tại đó tiết diện của luồng chiếm 42 - 45% diện tích mặt cắt ngang của phòng. Sau tiết diện tới hạn thứ hai, luồng thu nhỏ và tan (lưu lượng không khí trong luồng thực tế bằng 0).



Hình 2.5. Sơ đồ cấu tạo của luồng tròn đẳng nhiệt phân bố trong không gian hạn chế (luồng cắt)

I, II - tương ứng là tiết diện tới hạn thứ nhất và thứ hai

Gần vị trí miệng thổi, luồng phát triển tuân theo quy luật như đối với luồng tự do. Sự thay đổi các thông số của luồng sau tiết diện thứ nhất (I) chịu ảnh hưởng của sự nén ép và góc mở của luồng giảm ($\alpha_2 < \alpha_1$). Sau tiết diện thứ hai (II) các phần tử không khí bắt đầu tách khỏi luồng và chuyển động theo chiều ngược lại. Chuyển động của không khí theo hướng dọc trục miệng thổi kết thúc tại khoảng cách s_3 so với miệng thổi.

Bảng 2.3. Các công thức tính toán đối với luồng tròn phân bố trong không gian hạn chế (luồng cắt)

Tên đoạn	Đoạn đầu (s_0)	Đoạn mở rộng tự do (s_1)	Đoạn mở rộng nén ép (s_2)	Đoạn thu nhỏ và tan (s_3)
Chiều dài tỉ đối	$\frac{s_0}{d_0} = \frac{1}{a} \left[\frac{0,025}{\sqrt{k_{ne}}} - 0,133 \right]$ từ 0 đến s_0	$\frac{s_1}{d_0} = \frac{1}{a} \left[\frac{0,0625}{\sqrt{k_{ne}}} - 0,133 \right]$ từ s_0 đến s_1	$\frac{s_2}{d_0} = \frac{1}{a} \left[\frac{0,13}{\sqrt{k_{ne}}} - 0,133 \right]$ từ s_1 đến s_2	$\frac{s_3}{d_0} = \frac{0,333}{\text{tg}\alpha' \sqrt{k_{ne}}} + \frac{1}{a} \left[\frac{0,13}{\sqrt{k_{ne}}} - 0,133 \right]$ từ s_2 đến s_3
Công thức tác dụng				
Đường kính tỉ đối d/d_0	$1 + 7,52 \frac{as}{d_0}$		$0,384 + \frac{0,29}{\sqrt{k_{ne}}} + 2,89 \frac{as}{d_0}$	$\frac{0,666}{\sqrt{k_{ne}}} + \frac{2\text{tg}\alpha'}{a} \left[\frac{0,13}{\sqrt{k_{ne}}} - 0,133 \right] - \frac{s}{d_0} 2\text{tg}\alpha'$
Diện tích tỉ đối F/F_0	$\left[1 + 7,52 \frac{as}{d_0} \right]^2$		$\left[0,384 + \frac{0,29}{\sqrt{k_{ne}}} + 2,89 \frac{as}{d_0} \right]^2$	$\left\{ \frac{0,666}{\sqrt{k_{ne}}} + \frac{2\text{tg}\alpha'}{a} \left[\frac{0,13}{\sqrt{k_{ne}}} - 0,133 \right] - \frac{s}{d_0} 2\text{tg}\alpha' \right\}^2$
Lưu lượng tỉ đối L/L_0	$\frac{1 + (0,167 - \sqrt{k_{ne}}) \frac{as}{0,025 - 0,133\sqrt{k_{ne}}}}{0,025 - 0,133\sqrt{k_{ne}}} \times \frac{as}{d_0}$	$4,95 \left[\frac{as}{d_0} + 0,133 \right] + \frac{0,0432}{\sqrt{k_{ne}}}$	$1,93 \left[\frac{as}{d_0} + 0,133 \right] + \frac{0,23}{\sqrt{k_{ne}}}$	$\frac{0,481}{\sqrt{k_{ne}}} - 0,445\text{tg}\alpha' \left\{ \frac{s}{d_0} - \frac{1}{a} \left[\frac{0,13}{\sqrt{k_{ne}}} - 0,133 \right] \right\}$
Vận tốc trục tỉ đối v/v_0	-	-	-	$\left[\frac{0,443}{\frac{as}{d_0} + 0,133} - \sqrt{k_{ne}} \right] < 1$
Vận tốc trung bình theo diện tích tỉ đối				$\left[\frac{v_s}{v_0} \right] : \left[\frac{F_s}{F_0} \right]$

Chú thích: • s_0, s_1, s_2, s_3 được chỉ rõ trên hình 2.5; d_0 - đường kính miệng thổi; a - hệ số thực nghiệm, bằng 0,07; α_1 - góc mở tự do; α_2 và α' - góc mở nén ép và góc thu; $\text{tg}\alpha' = 0,105$ (theo thí nghiệm của Trojanovski $\text{tg}\alpha' = 0,028$);

• Công thức chỉ được sử dụng trong trường hợp chiều dài của phòng / không nhỏ hơn chiều dài s_3 của luồng;

• Nếu $l > s_3$ thì bên trong luồng cắt, ngoài chuyển động xoay tắt dần liên tục, còn hình thành các dòng chuyển động ngược (xem hình 2.5).

Như vậy đối với luồng nén ép thì sự thay đổi các trị số tỉ đối của luồng ngoài tổ hợp đặc trưng cho luồng tự do ax/d_o còn phụ thuộc vào hệ số nén ép k_{ne} :

$$k_{ne} = \frac{F_o}{F} = \left[\frac{d_o}{D} \right]^2 \quad (2.5)$$

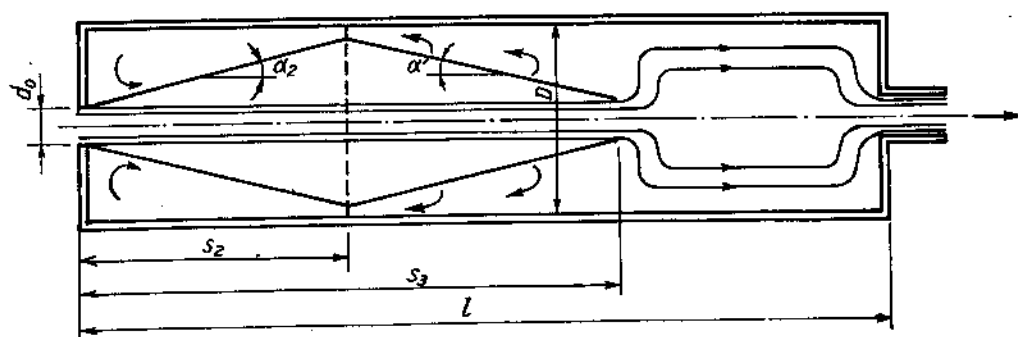
trong đó: F_o , F - diện tích của miệng thổi (F_o) và của tiết diện ngang của phòng (F), m^2 ; d_o , D - đường kính của miệng thổi (d_o) và đường kính tương đương của phòng (D), m .

Tính toán luồng nén ép được tiến hành theo các công thức thực nghiệm của Macximov G.A. (bảng 2.3) [13, 20], trong đó:

- s_o - chiều dài của đoạn đầu (tương tự như đoạn đầu của luồng tự do);
- s_1 - chiều dài của đoạn mở rộng tự do, bao gồm cả đoạn đầu;
- s_2 - chiều dài của đoạn mở rộng nén ép;
- s_3 - chiều dài của đoạn thu nhỏ và tan.

Luồng nén ép trong trường hợp vừa nêu là *luồng cắt*, tức khi luồng chuyển động trong không gian có một đầu hở và một đầu đối diện được bịt kín, miệng thổi - từ đó luồng xuất phát đặt tại tâm của đầu hở.

• Khi phòng có lỗ ra ở phía đầu hồi đối diện với miệng thổi (hình 2.6) không khí sẽ chuyển động qua lỗ ấy. Trường hợp này ta có *luồng vận chuyển* (vì nó vận chuyển hộ). Tại tiết diện cách miệng thổi đoạn s_3 , tính chất của luồng cũng tương tự luồng cắt vừa nêu. Sau tiết diện s_3 , khối lượng của luồng chiếm toàn bộ không gian của phòng.



Hình 2.6. Sơ đồ cấu tạo của luồng vận chuyển trong không gian hạn chế

Trường hợp này, để xác định các thông số của luồng có thể sử dụng các công thức gần đúng của Macximov G.A.:

$$s_2 = 1,785 D - 1,9 d_o \quad (2.6)$$

$$s_3 = 4D - 5,33 d_o \quad (2.6a)$$

Khi $l > 5\sqrt{F}$, sử dụng các công thức đối với luồng cắt và thay đường kính thực của phòng D bằng đường kính quy ước:

$$D_{qu} = \sqrt{D^2 - d_o^2} \quad (2.7)$$

Chú thích: Các góc α_2 và α' phụ thuộc vào tỉ lệ giữa chiều dài của phòng, kích thước tiết diện ngang của nó và đường kính miệng thổi, có thể thay đổi trong khoảng từ 6 đến 60° (xem hình 2.5).

Ví dụ 2.2. Không khí được thổi từ tâm của đầu hồi phòng và hút ra cũng tại đầu hồi đó. Đường kính của miệng thổi $d_o = 0,3\text{m}$. Chiều cao của phòng 3m, rộng 3m, dài 20m. Xác định đường kính của luồng tại khoảng cách 4m kể từ miệng thổi.

• Nhận đường kính quy ước của phòng bằng đường kính của vòng tròn nội tiếp (tức đường kính tương đương theo vận tốc): $D = 3\text{m}$:

$$\sqrt{k_{ne}} = \sqrt{\frac{F_o}{F}} = \frac{d_o}{D} = \frac{0,3}{3} = 0,1$$

$$a = 0,07$$

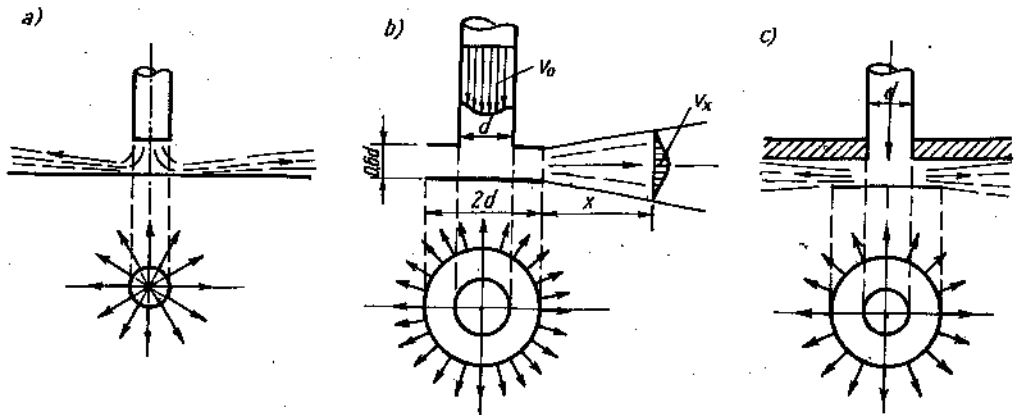
$$s_2 = d_o \frac{1}{a} \left[\frac{0,13}{\sqrt{k_{ne}}} - 0,133 \right] = 0,3 \frac{1}{0,07} \left[\frac{0,13}{0,1} - 0,133 \right] = 5\text{m}$$

• Vì 4 (m) < 5 (m) nên đường kính của luồng được xác định theo công thức đối với đoạn s_2 (tức đoạn mở rộng nén ép - xem bảng 2.3):

$$d_s = d_o \left[0,384 + \frac{0,29}{\sqrt{k_{ne}}} + 2,89 \frac{as}{d_o} \right] = 0,3 \left[0,384 + \frac{0,29}{0,1} + 2,89 \frac{0,07 \cdot 5}{0,3} \right] = 2,0\text{m}$$

2. Luồng hình tia

• Còn gọi *luồng rẽ quạt* - là luồng trên đường chuyển động ép sát vào mặt phẳng đặt vuông góc với trục luồng. Trường hợp này luồng chảy ra các hướng dọc theo mặt phẳng và vận tốc giảm rất nhanh (hình 2.7a).



Hình 2.7. Luồng hình tia (rẽ quạt)

Người ta áp dụng tính chất của luồng hình tia để phân phối không khí trong toàn bộ gian phòng, tức dùng ống phân phối không khí hoặc trần không khí.

- *Ống phân phối không khí* (hình 2.7b): Đối diện với ống đường kính d , người ta đặt một bản tròn đường kính $(1,5 - 2) d$ cách miệng thổi $0,6d$.

- *Trần không khí* (hình 2.7c): Ống thổi đặt trực giao với trần và mép của miệng thổi sát mặt trần, bên dưới đặt tấm chắn tròn với khoảng cách thích hợp để cho không khí ép sát vào mặt trần và chảy ra các hướng.

Luồng hình tia thường được sử dụng để thổi không khí có nhiệt độ thấp hơn so với không khí trong phòng.

• Sự thay đổi vận tốc trục đối với luồng hình tia khi có bản tròn (hình 2.7b) có thể được xác định theo công thức:

$$\frac{v_x}{v_o} = \frac{0,72}{\sqrt{\frac{x}{d} \left[\frac{x}{d} + 1 \right]}} \quad (2.8)$$

Đối với luồng hình tia chảy theo mặt phẳng (hình 2.7a và 2.7c):

$$\frac{v_x}{v_o} = \frac{0,72 \cdot \sqrt{2}}{\sqrt{\frac{x}{d} \left[\frac{x}{d} + 1 \right]}} \quad (2.8a)$$

Trong các công thức trên: v_x là vận tốc lớn nhất tại mặt cắt x , và vận tốc trung bình bằng khoảng nửa vận tốc trục, tức $c_x = 0,5v_x$.

3. Luồng trượt trên mặt phẳng

• Luồng này còn gọi là *luồng tiếp xúc*, được hình thành trong trường hợp không gian bị giới hạn bởi mặt phẳng tiếp xúc với mép trên hoặc mép dưới của miệng thổi.

• Luồng phẳng trượt trên mặt phẳng (hình 2.8a) được coi như luồng phẳng chảy từ miệng có chiều rộng là $2b$ (trong đó b là chiều rộng của khe có một cạnh (dài) tiếp xúc với mặt phẳng. Quy luật chuyển động của luồng phẳng áp dụng cho trường hợp này với độ chính xác cho phép. Do có mặt phẳng tiếp xúc nên luồng đi được rất xa (gấp khoảng 2 lần), tức tắt chậm so với luồng tự do.

Luồng phẳng tiếp xúc được sử dụng để thổi đẩy (thổi đẩy chất độc hại toả ra từ bề mặt bề đến chụp hút).

Các công thức đối với luồng phẳng tiếp xúc (dựa vào các công thức đối với luồng phẳng tự do) như sau.

- Thay đổi vận tốc trục tỉ đối:

$$\frac{v_x}{v_o} = \frac{1,2}{\sqrt{\frac{ax}{b} + 0,41}} \quad (2.9)$$

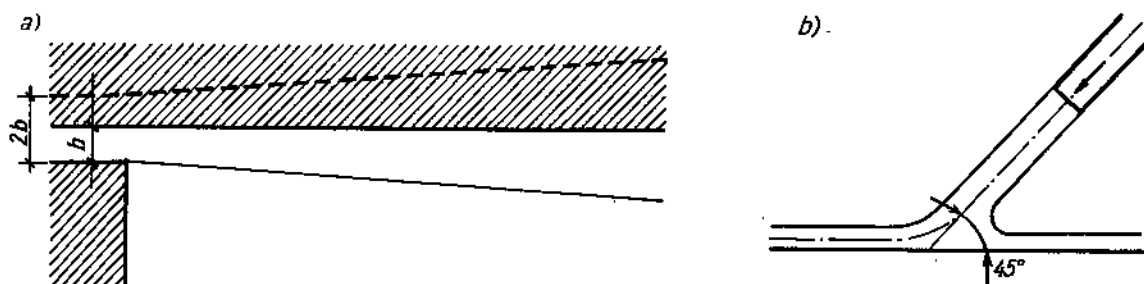
- Thay đổi lưu lượng tỉ đối:

$$\frac{L_x}{L_o} = 1,2 \sqrt{\frac{ax}{b} + 0,41} \quad (2.9a)$$

- Vận tốc trung bình bằng nửa vận tốc trục, tức $c_x = 0,5v_x$.

• Cũng tương tự như các công thức đối với luồng phẳng trượt trên mặt phẳng suy ra từ các công thức đối với luồng phẳng tự do, đối với luồng tròn trượt trên mặt phẳng cũng sử dụng các công thức đối với luồng tròn tự do nếu thay trị số đường kính của miệng tròn d_o bằng trị số $d_o \sqrt{2}$, ví dụ:

$$\frac{v_x}{v_o} = \frac{0,48}{\frac{ax}{d_o \sqrt{2}} + 0,145} = \frac{0,68}{\frac{ax}{d_o} + 0,205} \quad (2.9b)$$



Hình 2.8. Luồng phẳng trượt trên mặt phẳng

• Nếu luồng tròn hoặc phẳng xuất phát từ miệng thổi hướng vào mặt phẳng dưới góc 45° thì phần lớn không khí sẽ thổi về phía góc 135° , chỉ một phần nhỏ thổi ngược về phía sau (hình 2.8b). Nếu góc nghiêng là $22^\circ - 25^\circ$ thì thực tế toàn bộ không khí chuyển động theo chiều góc $158^\circ - 155^\circ$.

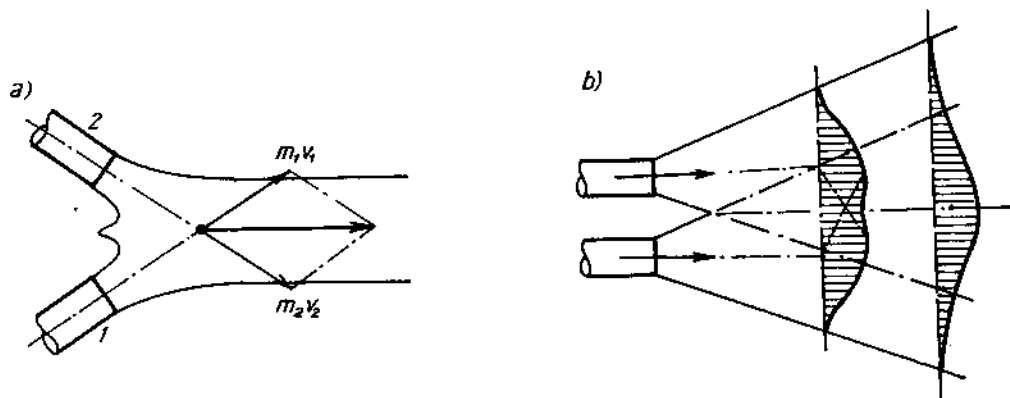
4. Tác dụng tương hỗ giữa các luồng

• Nếu 2 luồng không khí cắt nhau dưới góc nhọn thì hướng của chúng sau khi hoà trộn được xác định bằng vectơ tổng hợp của 2 vectơ động lượng $m_1 v_1$ và $m_2 v_2$ (hình 2.9a)

• Nếu các luồng song song hoà trộn với nhau thì vận tốc của luồng sau khi hoà trộn có thể tìm được bằng cách cộng vận tốc dọc trục của từng luồng riêng biệt (hình 2.9b).

2.2.1.3. Luồng tự do bất đẳng nhiệt

• Trường hợp nhiệt độ không khí trong luồng khác với nhiệt độ không khí xung quanh trục luồng sẽ uốn cong. Trục của luồng nóng cong lên, và trục của luồng lạnh cong xuống. Lực nâng xuất hiện do sự chênh lệch mật độ không khí trong luồng và không khí xung quanh là nguyên nhân làm cho luồng cong.



Hình 2.9. Tác dụng tương hỗ giữa các luồng

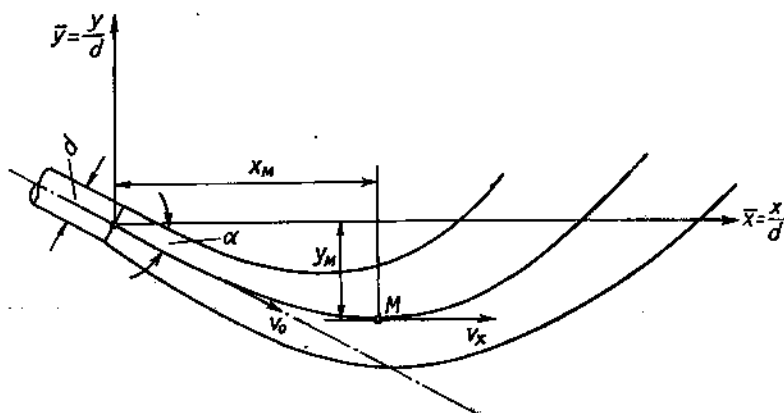
Độ cong của trục luồng phụ thuộc vào vận tốc ban đầu của luồng và hiệu số nhiệt độ hay mật độ không khí. Ở những điều kiện khác nhau, nếu vận tốc ban đầu của luồng càng cao thì độ cong của trục luồng càng bé, và ngược lại nếu hiệu số nhiệt độ càng lớn và vận tốc ban đầu càng bé thì độ cong của luồng càng lớn. Như vậy, độ cong của luồng phụ thuộc vào trọng lực và lực quán tính.

Độ cong của hai luồng sẽ tương tự, nếu hư số - tức chuẩn số Acimet (Ar) đối với chúng bằng nhau:

$$Ar = g \frac{(t_o - t_{xq})d}{T_{xq} v_o^2} \quad (2.10)$$

trong đó: g - gia tốc trọng trường, m/s^2 ; t_o , t_{xq} - nhiệt độ ban đầu của luồng (t_o) và nhiệt độ của không khí xung quanh (t_{xq}), $^{\circ}C$; d , v_o - đường kính miệng thổi (d), m và vận tốc ban đầu (tại miệng) của luồng (v_o), m/s ; $T_{xq} (= 273 + t_{xq})$ - nhiệt độ tuyệt đối của không khí xung quanh, K .

• Phương trình trục luồng (gần đúng) trong hệ toạ độ $\bar{x} = x/d$ và $\bar{y} = y/d$ (hình 2.10) như sau:



Hình 2.10. Luồng tự do bất đẳng nhiệt (luồng cong)

$$\bar{y} = 0,9Ar \left[\frac{\bar{x}}{\cos \alpha} \right]^2 \sqrt{a \frac{\bar{x}}{\cos \alpha}} - \bar{x} \operatorname{tg} \alpha \quad (2.11)$$

trong đó: \bar{x}, \bar{y} - các hệ toạ độ không thứ nguyên ($\bar{x} = x/d$; $\bar{y} = y/d$) của luồng; α - góc nghiêng ban đầu của luồng, °; a - hệ số rối của luồng.

Trường hợp đặc biệt, khi $\alpha = 0^\circ$, ta có:

$$\bar{y} = 0,9Ar \bar{x}^2 \sqrt{a\bar{x}} \quad (2.11a)$$

Các công thức trên được sử dụng đối với luồng nóng và luồng lạnh.

Tuần tự tính toán xác định trục luồng (tự do bất đẳng nhiệt):

- Biết $v_o, t_o - t_{xq}, T_{xq}$ và d xác định chuẩn số Ar .
- Biết góc α và hệ số a , đặt các giá trị của chúng vào công thức trục luồng (2.9) và cho các trị số $\bar{x} = x/d$ khác nhau, xác định các khoảng cách \bar{y} tương ứng.

- Xác định trị số tuyệt đối

$$y = d\bar{y}$$

- Nếu luồng cong so với trục x dưới góc α (hình 2.10) thì toạ độ của điểm vồng M sẽ là:

$$x_M = 0,583 \cos \alpha \sqrt{\frac{\sin^2 \alpha}{aA_r^2}}$$

$$\bar{y}_M = 0,35 \sin \alpha \sqrt{\frac{\sin^2 \alpha}{aA_r^2}}$$

- Vận tốc trên trục luồng (tại đoạn chính):

$$v_x = v_o \frac{0,48}{a \frac{\bar{x}}{\cos \alpha} + 0,145}$$

- Nhiệt độ trên trục luồng (tại đoạn chính):

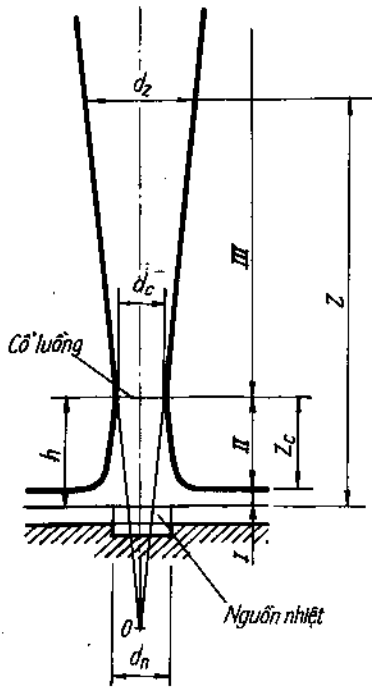
$$t_x = t_{xq} + (t_o - t_{xq}) \frac{0,35}{a \frac{\bar{x}}{\cos \alpha} + 0,145}$$

2.2.2. Luồng đối lưu bất đẳng nhiệt

Nếu trong không khí tĩnh (không chuyển động) ta đặt nguồn nhiệt có dạng tấm bản, hình trụ, hình khối lập phương hay hình hộp thì lớp không khí tiếp xúc với bề mặt nguồn nhiệt sẽ được nung nóng, giảm mật độ và bốc lên trên, thay thế bằng không khí xung quanh có mật độ lớn hơn (lạnh hơn). Ta có luồng không khí nóng được hình thành bên trên nguồn nhiệt gọi là *luồng đối lưu*.

2.2.2.1. Luồng đối lưu trong không gian không hạn chế

• Còn gọi là *luồng đối lưu tự do*. Trường hợp này ta phân biệt 3 đoạn đặc trưng có cấu tạo khác nhau, vận tốc và nhiệt độ khác nhau (hình 2.11):



Hình 2.11. Luồng nhiệt đối lưu trong không gian không hạn chế

Đoạn I: đoạn tạo luồng - luồng đối lưu được hình thành và lôi cuốn không khí xung quanh vào nguồn nhiệt.

Đoạn II: đoạn tăng tốc - các phần tử không khí chuyển động mạnh làm cho luồng thu hẹp kích thước và tạo nên "cổ luồng". Cổ luồng là ranh giới chuyển tiếp giữa đoạn tăng tốc (II) và đoạn chính (III).

Đoạn III: là đoạn chính - do hoà trộn với không khí xung quanh nên luồng mở rộng.

• Tính toán các thông số của luồng đối lưu bất đẳng nhiệt được tiến hành theo các công thức của Deriugin V.V..

Các thông số tại cổ luồng:

- Lưu lượng (tại cổ luồng, m³/s):

$$L_c = 0,253 \sqrt[3]{Q_{dl} d_n^5} \quad (2.12)$$

- Vận tốc trung bình theo diện tích (tại cổ luồng, m/s):

$$c_c = 0,55 \sqrt[3]{\frac{Q_{dl}}{d_n}} \quad (2.12a)$$

- Hiệu số nhiệt độ (tại cổ luồng):

$$t_c - t_{xq} = 3,25 \sqrt{\frac{Q_{dl}}{d_n^5}} \quad (2.12b)$$

trong đó: Q_{dl} - lượng nhiệt đối lưu do nguồn nhiệt toả, kW; d_n - đường kính của nguồn nhiệt phẳng, m; t_c, t_{xq} - nhiệt độ trung bình (theo diện tích) tại cổ luồng (t_c) và nhiệt độ không khí xung quanh (t_{xq}), °C.

- Đường kính của cổ luồng có thể nhận (gần đúng) $d_c \approx 0,766d_n$; và khoảng cách từ bề mặt nguồn nhiệt đến cổ luồng $h \approx 1,4 d_n$.

Các thông số của luồng bên trên độ cao cổ luồng (tại đoạn chính):

$$\frac{d_z}{d_c} = 0,505 \frac{z}{d_n} \quad (2.12c)$$

$$\frac{L_z}{L_c} = 0,323 \sqrt[3]{\left[\frac{z}{d_n}\right]^5} \quad (2.12d)$$

$$\frac{c_z}{c_c} = \frac{1,25}{\sqrt[3]{\frac{z}{d_n}}} \quad (2.12e)$$

$$\frac{\Delta t_z^{TB}}{\Delta t_c^{TB}} = \frac{3,1}{\sqrt{\left[\frac{z}{d_n}\right]^5}} \quad (2.12g)$$

trong đó: $d, L, c, \Delta t^{TB}$ tương ứng là đường kính, lưu lượng, vận tốc và hiệu số nhiệt độ trung bình theo diện tích ($\Delta t_z = t_z - t_{xq}, \Delta t_c = t_c - t_{xq}$); chỉ số "z" và "c" chỉ các thông số tại tiết diện (độ cao) z và tại cổ luồng.

Các công thức (2.10c) - (2.10g) chỉ đúng trong trường hợp $z/d_n > 2$.

Ví dụ 2.3. Nguồn nhiệt phẳng đường kính 0,5m, toả lượng nhiệt 3500W. Xác định đường kính và lưu lượng của luồng không khí nóng tại khoảng cách (độ cao) 2m so với nguồn nhiệt.

• Lưu lượng và đường kính của cổ luồng:

$$L = 0,253 \sqrt[3]{Q_{dl} d_n^5} = 0,253 \sqrt[3]{3,5 \cdot 0,5^5} = 0,121 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$d_c = 0,766 d_n = 0,766 \cdot 0,5 = 0,383 \text{ m}$$

• Đường kính và lưu lượng của luồng tại tiết diện $z = 2\text{m}$:

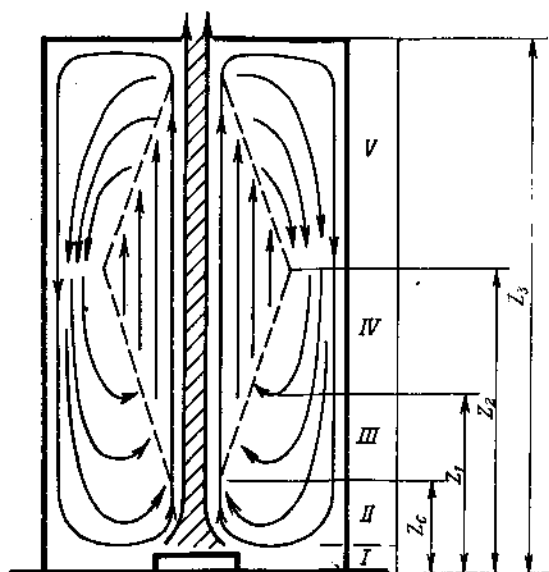
$$d_z = d_c 0,505 \frac{z}{d_n} = 0,383 \cdot 0,505 \frac{2}{0,5} = 0,774 \text{ m}$$

$$L_z = L_c 0,323 \sqrt[3]{\left[\frac{z}{d_n}\right]^5} = 0,121 \cdot 0,323 \sqrt[3]{\left[\frac{2}{0,5}\right]^5} = 0,394 \text{ m}^3/\text{s} (= 1418 \text{ m}^3/\text{h})$$

2.2.2.2. Luồng đối lưu trong không gian hạn chế

• Luồng đối lưu bất đẳng nhiệt trong trường hợp này, còn gọi là *luồng đối lưu nén ép*, khác hẳn luồng trong không gian không hạn chế.

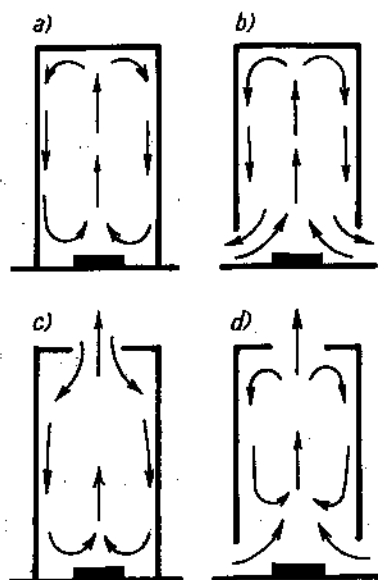
Quy luật chuyển động của luồng đối lưu nén ép được thể hiện trên hình 2.12. Khi kết cấu ngăn che không thấm thấu không khí luồng đối lưu được coi như luồng cụt có các đoạn: I - đoạn tạo luồng, II - đoạn tăng tốc; III - đoạn mở rộng tự do; IV - đoạn mở rộng nén ép, V - đoạn thu nhỏ.



Hình 2.12. Luồng nhiệt đối lưu trong không gian hạn chế

z_c , z_1 , z_2 , z_3 - tương ứng là độ cao cổ luồng, và độ cao các đoạn III, IV, V - so với nguồn nhiệt

• Song song với luồng đối lưu, *luồng tuần hoàn* không khí được hình thành. Luồng không khí nóng (vận chuyển) bốc lên trên, trở thành không khí tuần hoàn quay trở lại nguồn nhiệt (hình 2.12 và 2.13).



Hình 2.13. Sơ đồ chuyển động của luồng nhiệt đối lưu trong không gian hạn chế

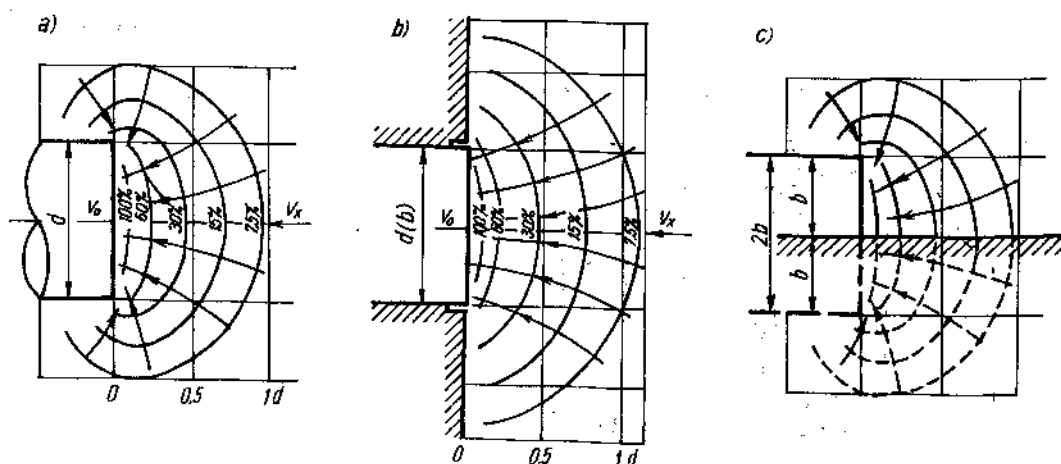
Nếu luồng khép kín (hình 2.13a), tức áp suất bên ngoài không ảnh hưởng, thì luồng tuần hoàn hoà trộn không khí nóng ở vùng trên và vùng dưới, làm tăng nhiệt độ không khí vùng làm việc. Nếu có các cửa ở vùng dưới (hình 2.13b), luồng đối lưu là luồng cắt. Nếu có các cửa ở vùng trên (hình 2.13c), luồng đối lưu cũng gần giống như luồng cắt. Nếu có cả cửa dưới và cửa trên (hình 2.13d), luồng đối lưu khi đó sẽ là luồng vận chuyển.

2.2.3. Chuyển động của không khí gần miệng hút

- Khác với luồng không khí thổi ra từ miệng thổi có phạm vi tác dụng rất lớn, tức luồng không khí đi được khá xa, thì ngược lại phạm vi tác dụng của không khí gần miệng hút rất bé.

Xung quanh miệng hút, trường vận tốc phân bố như những mặt cầu có tâm là tâm miệng hút. Lượng không khí đi qua những mặt cầu này (trong đơn vị thời gian) không đổi (bằng lưu lượng của miệng hút), trong khi diện tích các mặt cầu tỉ lệ với bình phương bán kính nên vận tốc các phần tử không khí chuyển động qua các mặt cầu ấy tỉ lệ nghịch với bình phương khoảng cách đến tâm miệng hút. Do đó vận tốc không khí càng xa miệng hút càng giảm rất nhanh.

- Quy luật giảm vận tốc tại vùng gần miệng hút (hình 2.14) phụ thuộc vào kích thước và hình dạng của miệng hút.



Hình 2.14. Đường cong giảm vận tốc của không khí hút gần miệng hút (phổ hút)

Nếu tại khoảng cách gấp vài lần đường kính của miệng thổi, tức ở đoạn đầu của luồng tự do, vận tốc của luồng không đổi, thì đối với miệng hút tại khoảng cách bằng 1 đường kính của miệng, vận tốc của không khí chỉ còn 5% vận tốc lớn nhất tại miệng hút (hình 2.14a).

Công thức xác định sự thay đổi vận tốc trực tỉ đối với luồng hút theo Macximov G.A. như sau:

$$\frac{v_x}{v_o} \approx \frac{v_x}{v_o^{TB}} = \frac{1}{1 + K \left[\frac{x}{\sqrt{F}} \right]^{1,4}} \quad (2.13)$$

trong đó: F - diện tích miệng hút, m²; x - khoảng cách từ miệng hút đến tiết diện đang xét, m; K - hệ số thực nghiệm.

Hệ số K phụ thuộc hình dạng và kích thước miệng hút được xác định theo công thức:

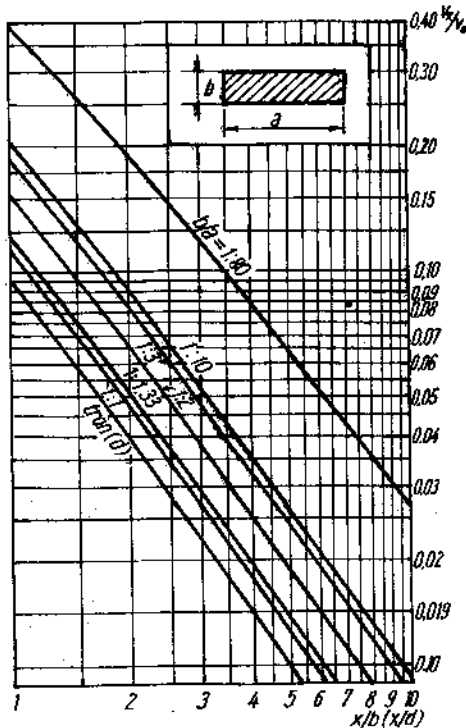
$$K = 7,7 \left[\frac{a}{b} \right]^{0,34}$$

(trong đó a, b - tương ứng là cạnh lớn và cạnh bé của miệng hút, m).

Để xác định gần đúng vận tốc tại khoảng cách x so với miệng thổi, có thể sử dụng công thức:

$$\frac{v_x}{v_o} = \frac{1}{1 + 10 \left[\frac{x}{\sqrt{F}} \right]^{1,2}}$$

Để tiện lợi hơn trong tính toán, người ta lập đồ thị xác định vận tốc trực tỉ đối v_x/v_o , trong đó đã kể đến hệ số K (hình 2.15).



Hình 2.15. Đồ thị xác định vận tốc không khí hút đối với miệng tròn và miệng chữ nhật

- Khi không gian hút bị hạn chế, trường vận tốc của luồng hút thay đổi. Ví dụ khi miệng hút đặt trong tường (mặt miệng hút sát với mặt tường) trường vận tốc gần như những bán cầu (hình 2.14b). Hoặc khi vùng hút bị hạn chế bởi một mặt phẳng song song với trục miệng hút và tiếp xúc với cạnh lớn (chiều dài) của miệng hút thì với độ chính xác cho phép có thể xem trường vận tốc như đối với miệng hút trong không gian không hạn chế với chiều cao (chiều rộng) gấp đôi, tức $2b$ (hình 2.14c).

Vậy mặt phẳng giới hạn làm tăng phạm vi hút tương đối.

Ví dụ 2.4. Miệng hút đường kính 400mm. Tại khoảng cách $x = 1\text{m}$, cần thiết phải có vận tốc trục $v_x = 0,5\text{m/s}$. Xác định lưu lượng của miệng hút.

- Xác định khoảng cách tỉ đối:

$$x/d = \frac{1}{0,4} = 2,5$$

- Theo đồ thị hình 2.15 đối với miệng tròn khi $x/d = 2,5$:

$$v_x/v_o = 0,028$$

- Từ đó vận tốc trung bình tại miệng hút:

$$v_o = \frac{0,5}{0,028} = 17,9 \text{ m/s}$$

Và lưu lượng của miệng hút:

$$L = v_o F 3600 = 17,9 \frac{\pi 0,4^2}{4} 3600 = 8090 \text{ m}^3/\text{h}$$

Ví dụ 2.5. Vận tốc của không khí tại miệng hút kích thước $300 \times 400\text{mm}$ là 8m/s . Tìm vận tốc trục v_x tại khoảng cách $x = 900\text{mm}$ so với miệng hút.

- Xác định các tỉ lệ b/a và x/b :

$$b/a = \frac{0,3}{0,4} = 1/1,33; \quad x/b = \frac{0,9}{0,3} = 3$$

- Theo đồ thị hình 2.15 đối với miệng chữ nhật $b/a = 1/1,33$ và $x/b = 3$

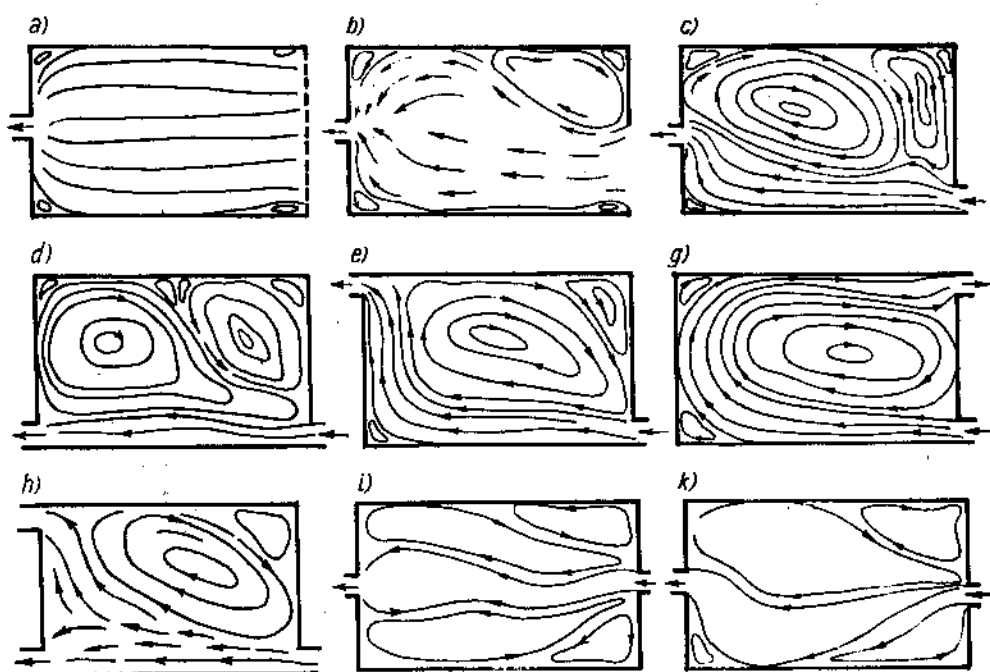
$$v_x/v_o = 0,029$$

Vậy vận tốc không khí (tại $x = 900\text{mm}$) bằng:

$$v_x = 8 \cdot 0,029 = 0,232 \text{ m/s}$$

2.2.4. Chuyển động của không khí trong phòng được thông gió phụ thuộc vào vị trí các miệng thổi và miệng hút

Để bố trí hợp lí các miệng thổi và miệng hút không khí trong phòng cần thông gió, cần phải nghiên cứu vị trí tương đối của chúng ảnh hưởng như thế nào đến sự chuyển động của không khí trong phòng (hình 2.16).



Hình 2.16. Chuyển động của không khí trong phòng được thông gió

- Giả sử không khí thổi được đưa vào phòng qua toàn bộ mặt tường đầu hồi, và không khí hút qua một ống đặt tại tâm của mặt tường đối diện (hình 2.16a), không khí sẽ chuyển động một cách đều đặn trong toàn bộ không gian của phòng với vận tốc như nhau trên từng tiết diện.

- Khi giảm chiều cao của miệng thổi sẽ tạo nên vùng xoáy tuần hoàn bên trên sau bức tường có miệng thổi (hình 2.16b). Vùng xoáy tuần hoàn sẽ được mở rộng và có kích thước tối đa khi miệng thổi hạ thấp đến gần mặt sàn (hình 2.16c).

- Đặc biệt chỉ có một khoảng không rất nhỏ của gian phòng được trao đổi với không khí sạch bên ngoài nếu miệng thổi và miệng hút đặt sát mặt sàn hay mặt trần (hình 2.16d).

- Ngược lại phần lớn không gian của phòng được trao đổi với không khí sạch nếu bố trí miệng thổi và miệng hút theo sơ đồ hình 2.16e. Nhưng sơ đồ bố trí miệng thổi và miệng hút ưu điểm nhất (khi toàn bộ không gian của phòng được trao đổi với không khí ngoài) là sơ đồ hình 2.16g.

- Các sơ đồ còn lại, như sơ đồ hình 2.16h cũng không phải là sơ đồ hợp lý, còn sơ đồ hình 2.16i và 2.16k tạo sự chuyển động không ổn định của không khí.

2.3. XÁC ĐỊNH LƯU LƯỢNG TRAO ĐỔI KHÔNG KHÍ

Xác định lưu lượng trao đổi không khí là một trong những bài toán quan trọng trong quá trình tính toán thiết kế và lắp đặt hệ thống thông gió.

Lưu lượng trao đổi không khí là lượng không khí cần thiết (tính bằng thể tích hay khối lượng) được thổi vào phòng hay hút ra khỏi phòng trong đơn vị thời gian nhằm bảo đảm điều kiện vệ sinh trong phòng, đồng thời đáp ứng các yêu cầu công nghệ đối với môi trường không khí trong phòng (phân xưởng) sản xuất.

2.3.1. Phương trình vi phân cơ bản của sự trao đổi không khí

Giả sử trong căn phòng thể tích bên trong $V \text{ m}^3$ có nguồn toả khí - hơi độc với cường độ $X \text{ g/h}$. Ta xác định lưu lượng trao đổi không khí trong trường hợp thông gió chung.

Nếu bây giờ ta bắt đầu thổi vào phòng, đồng thời hút ra khỏi phòng một lưu lượng không khí $L \text{ m}^3/\text{h}$ thì sau thời gian Z giờ, nồng độ khí - hơi độc trong phòng sẽ là bao nhiêu, nếu nồng độ trước khi hệ thống thông gió bắt đầu làm việc là y_1 và nồng độ trong không khí ngoài là $y_0 \text{ (g/m}^3\text{)}$.

Ta kí hiệu nồng độ chất khí tại một thời điểm bất kì sau khi hệ thống thông gió làm việc là y với điều kiện chất khí phân bố đều trong phòng. Lúc đó ta có phương trình vi phân của sự trao đổi không khí như sau:

- Lượng khí - hơi độc toả ra trong thời gian dZ :

$$XdZ, \text{ g}$$

- Lượng khí - hơi độc được đưa vào phòng cùng với không khí thổi cũng trong thời gian dZ :

$$Ly_0 dZ, \text{ g}$$

- Lượng khí - hơi độc tổng cộng có trong phòng sau thời gian dZ :

$$XdZ + Ly_0 dZ, \text{ g}$$

- Cũng trong thời gian dZ , lượng khí - hơi độc được hút ra khỏi phòng:

$$Ly dZ, \text{ g}$$

- Sự thay đổi lượng khí - hơi độc trong phòng bằng thể tích phòng nhân với gia số nồng độ:

$$XdZ + Ly_0 dZ - Ly dZ = Vdy \quad (2.14)$$

trong đó: Vdy - lượng khí hơi độc còn lại trong phòng sau thời gian dZ .

Phương trình (2.14) là phương trình cân bằng chất được thể hiện ở dạng vi phân, tức phương trình vi phân của quá trình thông gió, hay phương trình vi phân của sự trao đổi không khí. Trong phương trình này X , L , V , y_0 là những trị số không đổi, và ta có thể viết:

$$X + Ly_0 - Ly = \frac{Vdy}{dZ}$$

hay:

$$\frac{dy}{dZ} + \frac{Ly}{V} = \frac{X + Ly_0}{V} \quad (2.15)$$

Sau khi tích phân với trị số L không đổi, phương trình (2.15) có dạng:

$$y_Z = \frac{X + Ly_0}{L} \left[1 - e^{-Z \frac{L}{V}} \right] + y_1 e^{-Z \frac{L}{V}} \quad (2.16)$$

Khi hệ thống thông gió làm việc trong thời gian dài và liên tục thì $Z \rightarrow \infty$ và $e^{-Z \frac{L}{V}}$ bằng 0:

$$\lim_{Z \rightarrow \infty} e^{-Z \frac{L}{V}} = \lim_{Z \rightarrow \infty} \frac{1}{e^{Z \frac{L}{V}}} = 0$$

Khi đó phương trình (2.16) được rút gọn và có dạng:

$$y_Z = \frac{X + Ly_0}{L}$$

hay:

$$y_Z = y_0 + \frac{X}{L} \quad (2.17)$$

Tuy nhiên để giải bài toán, điều quan trọng không phải là tìm trị số y_Z mà tìm L , tức tìm lưu lượng trao đổi không khí cần thiết để bảo đảm sau quá trình thông gió nồng độ khí - hơi độc trong phòng (y_Z) không vượt quá tiêu chuẩn vệ sinh (y_{cp}). Như vậy thông thường y_Z là đại lượng cho trước và bằng y_{cp} ($y_Z = y_{cp}$) (trong đó y_{cp} là nồng độ cho phép).

Từ đó ta có:

$$L = \frac{X}{y_{cp} - y_0} \quad (2.18)$$

Nếu không khí ngoài (không khí thổi) không có khí - hơi độc, tức $y_0 = 0$ thì phương trình (2.17) và (2.18) có dạng:

$$y_Z = \frac{X}{L} \quad \text{và} \quad L = \frac{X}{y_{cp}} \quad (2.17a \text{ và } 2.18a)$$

Phương trình (2.18) và (2.18a) là công thức cơ bản tính toán lưu lượng trao đổi không khí khi trạng thái của môi trường không khí trong phòng xác định. "Trạng thái xác định" được hiểu là lượng khí - hơi độc tỏa vào phòng và sự pha loãng chúng ổn định theo thời gian, và chúng phân bố đều trong toàn bộ thể tích của phòng.

Chú thích: Đối với phòng có thể tích lớn, nguồn toả khí - hơi độc hoạt động gián đoạn hoặc lượng khí - hơi độc toả không nhiều, ta có thể không cho hệ thống thông gió hoạt động ngay khi phòng làm việc, mà để sau thời gian Z_0 khi nồng độ khí - hơi độc đạt đến giới hạn cho phép (y_{cp}):

$$Z_0 = \frac{V(y_{cp} - y_1)}{X}$$

(trong đó: y_1 - nồng độ ban đầu của khí - hơi độc có trong phòng).

2.3.2. Tính toán xác định lưu lượng trao đổi không khí để khử các yếu tố có hại

Lưu lượng trao đổi không khí hay còn gọi *lưu lượng thông gió* để khử các yếu tố có hại được xác định theo công thức (2.18). Các "yếu tố có hại" được quy ước bao gồm nhiệt thừa, hơi nước thừa, các loại khí - hơi độc và bụi.

2.3.2.1. Lưu lượng khử nhiệt thừa

$$G = \frac{Q_{th}}{c(t_R - t_v)} \quad (2.19)$$

trong đó: G - lưu lượng trao đổi không khí khử nhiệt thừa, kg/h; Q_{th} - lượng nhiệt thừa (nhiệt hiện), kJ/h; c - tỉ nhiệt của không khí, $= 1,005 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$; t_R , t_v - nhiệt độ không khí ra khỏi phòng (t_R) và không khí vào phòng (t_v), $^\circ\text{C}$.

- Lượng nhiệt thừa (kJ/h) xác định theo công thức:

$$Q_{th} = \sum Q_{t\alpha} + \sum Q_{thu} - \sum Q_{tt} \quad (2.20)$$

trong đó: $\sum Q_{t\alpha}$, $\sum Q_{thu}$, $\sum Q_{tt}$ - lượng nhiệt toả ($\sum Q_{t\alpha}$), thu ($\sum Q_{thu}$) và tổn thất ($\sum Q_{tt}$), kJ/h.

Lượng nhiệt toả ($Q_{t\alpha}$) bao gồm các lượng nhiệt toả vào phòng do người, do thắp sáng, do động cơ điện và các thiết bị dùng điện.... Lượng nhiệt thu (Q_{thu}) bao gồm lượng nhiệt thu do bức xạ mặt trời truyền vào nhà, về mùa hè. Lượng nhiệt tổn thất (Q_{tt}) bao gồm lượng nhiệt truyền ra ngoài qua kết cấu ngăn che, lượng nhiệt tổn thất do nung nóng nguyên vật liệu đưa từ ngoài vào.... Thành phần của $\sum Q_{t\alpha}$, $\sum Q_{thu}$ và $\sum Q_{tt}$ xem chương 3 (mục 3.1, 3.2, 3.3).

- Nhiệt độ không khí ra ($^\circ\text{C}$) phụ thuộc vào độ cao của miệng hút, hay độ cao cửa ra (nếu hút tự nhiên).

Nếu miệng hút đặt tại độ cao vùng làm việc thì $t_R = t_{vlv}$.

Nếu miệng hút đặt cao hơn độ cao vùng làm việc thì t_R được xác định như sau:

$$t_R = t_{vlv} + \beta (H - 2) \quad (2.21)$$

trong đó: t_{vlv} - nhiệt độ vùng làm việc (tại độ cao 2 mét cách mặt sàn), $^\circ\text{C}$; β - hệ số thay đổi nhiệt độ theo chiều cao (còn được gọi gradien nhiệt độ), $^\circ\text{C/m}$; H - độ cao của tâm miệng hút, kể từ mặt sàn, m.

- Khi tính toán, nhiệt độ không khí vùng làm việc (t_{vlv}), tức nhiệt độ tính toán bên trong ($t_{vlv} = t_T''$) được chọn theo yêu cầu vệ sinh (hay theo yêu cầu công nghệ - đối với phân xưởng sản xuất).

- Hệ số β là hệ số thực nghiệm phụ thuộc nhiều yếu tố, trong đó có biện pháp thổi không khí vào phòng. Hệ số β đối với nhà công cộng (rap hát, rạp chiếu bóng...) bằng 0,2 - 0,3; đối với phân xưởng sản xuất tùy theo phân xưởng nguội hay nóng bằng 0,3 - 1 (trường hợp đặc biệt có thể nhận 1,2). Đối với phân xưởng có độ cao nhỏ hơn 4 mét tăng nhiệt độ theo chiều cao có thể bỏ qua.

• Nhiệt độ t_R đối với phân xưởng sản xuất ngoài độ cao phân xưởng, còn phụ thuộc vào quá trình công nghệ, đặc điểm của thiết bị, và đặc biệt đối với phân xưởng nóng phụ thuộc vào tỉ số diện tích nguồn nhiệt chiếm chỗ và diện tích sàn (f/F). Những yếu tố này được thể hiện bởi hệ số m - được gọi là hệ số đặc trưng nhiệt độ:

$$m = \frac{t_{vlv} - t_v}{t_R - t_v} = \frac{\Delta t_{vlv}}{\Delta t_R} \quad (2.22)$$

Và khi đó nhiệt không khí ra sẽ bằng:

$$t_R = \frac{t_{vlv} - t_v}{m} + t_v = \frac{\Delta t_{vlv}}{m} + t_v \quad (2.23)$$

Sử dụng hệ số m , công thức (2.19) có dạng:

$$G = \frac{m Q_{th}}{c(t_{vlv} - t_v)} \quad (2.24)$$

Vậy hệ số m kể đến phần (đơn vị) nhiệt thừa so với toàn bộ nhiệt thừa của phân xưởng ảnh hưởng trực tiếp đến vùng làm việc. Trị số của nó có thể tham khảo ở phụ lục 1.

• Nhiệt độ không khí vào (t_v) trường hợp không xử lí không khí thổi, bằng nhiệt độ không khí tính toán bên ngoài ($t_v = t_N''$)

- Chọn t_T'' và t_N'' xem mục 2.4.1.

Chú thích: • Nếu Q_{th} tính bằng W (thay cho kJ/h) thì công thức (2.19) có dạng:

$$G = \frac{3,6 Q_{th}}{c(t_R - t_v)}$$

2.3.2.2. Lưu lượng khử hơi nước thừa

$$G = \frac{W}{d_R - d_v} = \frac{nW}{d_{vlv} - d_v} \quad (2.25)$$

trong đó: G - lưu lượng trao đổi không khí khử hơi nước thừa, kg/h; W - lượng hơi nước toả vào phòng, hay còn gọi lượng hơi nước thừa, hay lượng ẩm thừa, g/h; d_R, d_v, d_{vlv} - dung ẩm của không

khí ra (d_R), không khí vào (d_V) và dung ẩm cho phép của không khí vùng làm việc (d_{vl}), g/kg; n - hệ số kể đến phần hơi nước toả vào vùng làm việc so với toàn bộ hơi nước toả vào phòng, phần đơn vị.

- Các loại toả hơi nước và phương pháp tính toán lượng hơi nước toả (W) xem chương 3 (mục 3.4.1).

- Dung ẩm d_{vlv} và d_v được xác định trên biểu đồ $I - d$ (hình 1.1) tương ứng với các cặp thông số t và φ .

- Trị số n trường hợp sơ đồ thông gió "dưới - trên" (thổi tại vùng làm việc và hút ở vùng trên) nhận phụ thuộc chiều cao phân xưởng: bằng 0,6 - 0,8 đối với phân xưởng cao hơn 5m, bằng 0,8 - 0,9 đối với phân xưởng cao 3,5 - 5m, bằng 1,0 đối với phân xưởng thấp hơn 3,5m.

2.3.2.3. Lưu lượng khử khí - hơi độc

$$L = \frac{G_d}{C_{cp} - C_o} \quad (2.26)$$

trong đó: L - lưu lượng trao đổi không khí khử khí - hơi độc, m^3/h ; G_d - lượng khí - hơi độc toả vào phòng, g/h hoặc l/h; C_{cp} , C_o - nồng độ cho phép của khí - hơi độc có trong không khí vùng làm việc (C_{cp}) và trong không khí vào (C_o), g/ m^3 hoặc l/ m^3 .

2.3.2.4. Lưu lượng khử bụi

$$L = \frac{G_b}{s_{cp} - s_o} \quad (2.27)$$

trong đó: L - lưu lượng trao đổi không khí khử bụi, m^3/h ; G_b - lượng bụi toả vào phòng g/h; s_{cp} , s_o - nồng độ cho phép của bụi có trong không khí vùng làm việc (s_{cp}) và trong không khí vào (s_o), g/ m^3 .

Trong các công thức (2.26) và (2.27):

- G_d và G_b nhận theo số liệu công nghệ hay tính toán (xem chương 3 - mục 3.4.2) hoặc theo các số liệu đo đạc thực tế.

- C_{cp} , C_o và s_{cp} , s_o xem mục 2.4.2.

2.3.2.5. Xác định lưu lượng trao đổi không khí khử đồng thời nhiệt thừa và ẩm thừa

$$G = \frac{Q_{th}^*}{I_R - I_v} = \frac{mQ_{th}^*}{I_{vlv} - I_v} \quad (2.28)$$

trong đó: G - lưu lượng trao đổi không khí khử đồng thời nhiệt thừa và ẩm thừa, kg/h; Q_{th}^* - lượng nhiệt thừa, kể cả phần nhiệt ẩn, tức lượng nhiệt có trong hơi nước, kJ/h; I_R , I_v , I_{vlv} - nhiệt dung (entanpi) của không khí ra (I_R), không khí vào (I_v) và không khí vùng làm việc (I_{vlv}), kJ/kg.

- Lượng nhiệt thừa Q_{th}^* cũng xác định theo công thức (2.20) nhưng là lượng nhiệt toàn phần (gồm lượng nhiệt hiện và lượng nhiệt ẩn).

- Nhiệt dung I_R, I_v, I_{vlv} xác định trên biểu đồ I-d (hình 1.1) tương ứng với các cặp thông số t và φ .

Chú thích: Nếu Q_{th}^* tính bằng W (thay cho kJ/h) thì tương tự công thức (2.19), công thức (2.28) có dạng:

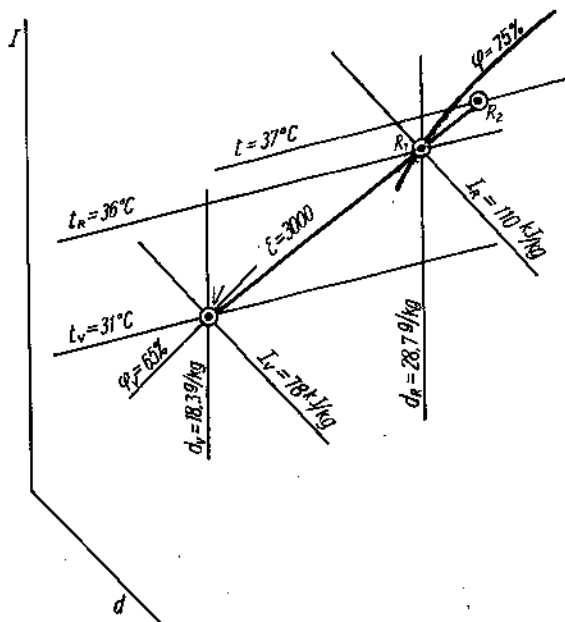
$$G = \frac{3,6Q_{th}^*}{I_R - I_v} = \frac{3,6mQ_{th}^*}{I_{vlv} - I_v}$$

Đối với phòng (phân xưởng) nóng và ẩm, tức có nhiệt thừa đồng thời có cả ẩm thừa, tính toán lưu lượng trao đổi không khí có thể bằng phương pháp đồ thị trên biểu đồ I-d như sau.

- Xác định hệ số góc:

$$\varepsilon = \frac{Q_{th}^*}{W}$$

- Kẻ tia quá trình qua điểm V - là điểm trạng thái không khí vào (hình 2.17). Điểm R - là điểm trạng thái không khí ra được xác định là điểm cắt nhau của tia ε và đường nhiệt độ t_R hay đường cong độ ẩm tương đối φ_R .



Hình 2.17. Xác định bằng đồ thị trên biểu đồ I-d lưu lượng trao đổi không khí khi đồng thời nhiệt thừa và ẩm thừa (ví dụ 2.9)

- Lưu lượng trao đổi không khí xác định theo công thức (2.28) và (2.25):

$$G = \frac{Q_{th}^*}{I_R - I_v} = \frac{W}{d_R - d_v}$$

trong đó: I_R, I_v và d_R, d_v lấy trị số trên biểu đồ I-d.

Ví dụ 2.6. Phân xưởng nóng có lượng nhiệt thừa $Q_{th} = 1100000$ W. Nhiệt độ không khí ngoài về mùa hè là $t_N = 30^\circ\text{C}$. Chiều cao từ sàn đến tâm miệng hút $H = 8\text{m}$. Xác định lưu lượng trao đổi không khí cần thiết.

- Nhận nhiệt độ không khí vùng làm việc (xem mục 2.4.1.2):

$$t_{vlv} = t_N + 3^\circ\text{C} = 30 + 3 = 33^\circ\text{C}$$

- Nhiệt độ không khí ra xác định theo công thức (2.21):

$$t_R = t_{vlv} + \beta (H - 2) = 33 + 1,0 (8 - 2) = 39^\circ\text{C}$$

(trong đó β nhận = 1,0)

- Lưu lượng trao đổi không khí - theo (2.19):

$$G = \frac{Q_{th}}{c(t_R - t_v)} = \frac{3,6.1100000}{1,005(39 - 30)} = 437800 \text{ kg/h}$$

$$(\quad = 437800 : 1,165) = 375800 \text{ m}^3/\text{h}$$

- Nếu theo công thức (2.24) với $m = 0,35$ thì:

$$G = \frac{mQ_{th}}{c(t_{vlv} - t_N)} = \frac{3,6.0,35.1100000}{1,005(33 - 30)} = 459700 \text{ kg/h}$$

Ví dụ 2.7. Lượng hơi nước toả trong phòng $W = 40$ kg/h. Các thông số của không khí bên ngoài và bên trong nhà: $t_N = 30^\circ\text{C}$; $\varphi_N = 65\%$; $t_T = t_N + 3 = 33^\circ\text{C}$; $\varphi_T = 75\%$. Áp suất khí quyển 101,3 kPa (760 mmHg). Xác định lưu lượng trao đổi không khí cần thiết.

- Theo biểu đồ I.d (hình 1.1):

$$\left. \begin{array}{l} t_N = 30^\circ\text{C} \\ \varphi_N = 65\% \end{array} \right\} \rightarrow d_N = 17,3 \text{ g/kg}; \quad \left. \begin{array}{l} t_T = 33^\circ\text{C} \\ \varphi_T = 75\% \end{array} \right\} \rightarrow d_T = 24,0 \text{ g/kg}$$

- Lưu lượng trao đổi không khí cần thiết - theo (2.25):

$$G = \frac{n..W}{d_{vlv} - t_v} = \frac{0,8.40000}{24,0 - 17,3} = 4780 \text{ kg/h}$$

$$(\quad = 4780 : 1,165) = 4100 \text{ m}^3/\text{h}$$

(trong đó: n nhận = 0,8).

Ví dụ 2.8. Xác định lưu lượng trao đổi không khí cần thiết để khử khí CO_2 cho phòng ngủ 3 người.

- Theo bảng 3.7 (chương 3) tìm lượng CO_2 toả của 1 người (ở trạng thái nghỉ ngơi) là 23/h.

Theo phụ lục 3 nhận nồng độ cho phép của khí CO_2 là $1,0 \text{ l/m}^3$, và nồng độ khí CO_2 có trong không khí ngoài là $0,5 \text{ l/m}^3$.

- Lưu lượng trao đổi không khí cần thiết - theo (2.26):

$$L = \frac{G_{CO_2}}{C_{cp} - C_o} = \frac{23.3}{1,0 - 0,5} = 138 m^3/h$$

Ví dụ 2.9. Xác định lưu lượng trao đổi không khí cần thiết cho phòng có nhiệt thừa $Q_{th} = 25000W$ và ẩm thừa $W = 30kg/h$. Không khí vào có các thông số: $t_v = 31^\circ C$, $\varphi_v = 65\%$, $I_v = 78kJ/kg$, $d_v = 18,3 g/kg$. Không khí ra có nhiệt độ t_R không lớn hơn $36^\circ C$ và độ ẩm φ_R không lớn hơn 75% (hình 2.17).

- Xác định hệ số góc theo (1.19):

$$\varepsilon = \frac{Q}{W} = \frac{3,6.25000}{30} = 3000$$

- Qua điểm V có các thông số I_v , d_v kẻ đường thẳng song song với đường $\varepsilon = 3000$. Đường này cắt đường $t = 36^\circ C$ tại điểm R_1 và đường $\varphi = 75\%$ tại R_2 .

- Vậy lưu lượng trao đổi không khí trong trường hợp này xác định từ điều kiện nhiệt độ ($t_R = 36^\circ C$) - theo công thức (2.26):

$$G = \frac{Q_{th}^*}{I_R - I_v} = \frac{3,6.25000}{110 - 78} = 2810 kg/h$$

(trong đó: $I_R = I_{R1} = 110kJ/h$ - xem hình 2.17)

Chú thích: Trong các công thức tính lưu lượng trao đổi không khí (2.19), (2.24) - (2.28) G kí hiệu cho lưu lượng tính bằng kg/h, và L - lưu lượng tính bằng m^3/h .

2.4. NHIỆT ĐỘ TÍNH TOÁN CỦA KHÔNG KHÍ BÊN TRONG VÀ BÊN NGOÀI NHÀ. NỒNG ĐỘ ĐỘC HẠI CHO PHÉP

Từ phương trình trao đổi không khí và các công thức (2.19) - (2.28) ta thấy muốn xác định lưu lượng trao đổi không khí cần thiết để khử các yếu tố có hại, phải biết các thông số t_{vlv} , φ_{vlv} , I_v , φ_v , C_{cp} , C_o , s_{cp} , s_o .

Các thông số khí hậu vùng làm việc (t_{vlv} , φ_{vlv}) còn gọi là các thông số khí hậu bên trong công trình (t_T , φ_T). Các thông số này cùng với các trị số C_{cp} , s_{cp} được xác định theo các tiêu chuẩn vệ sinh môi trường không khí.

Tiêu chuẩn vệ sinh môi trường không khí bên trong công trình bao gồm:

- Tiêu chuẩn điều kiện khí hậu;
- Tiêu chuẩn nồng độ giới hạn cho phép của các yếu tố có hại.

Các tiêu chuẩn này được quy định trong Tiêu chuẩn Việt Nam TCVN 5687-1992 [39] và trong "Một số tiêu chuẩn tạm thời về môi trường" (do Bộ Y tế ban hành) [36].

2.4.1. Nhiệt độ tính toán của không khí bên trong và bên ngoài nhà

Các thông số cho phép và hợp lí (dựa trên cơ sở kinh tế - kĩ thuật) của không khí bên trong nhà (t_T , φ_T) được thông gió bảo đảm trong giới hạn thông số tính toán của không khí bên ngoài nhà.

Tuy nhiên đối với hệ thống thông gió đơn thuần (không xử lý không khí thổi hay xử lý đơn giản) thông số bên trong bao gồm nhiệt độ tính toán bên trong (nhà) t_T^u và vận tốc chuyển động của không khí v . Còn độ ẩm (φ_T^u) cũng như nhiệt độ bề mặt (t_{bm}) không thuộc phạm vi khống chế của hệ thống thông gió. Mặc dầu vậy chúng cũng được khống chế một phần (tuy nhỏ) nhờ thay đổi các thông số t và v .

Ứng với các thông số bên trong (t_T^u , v), thông số bên ngoài bao gồm nhiệt độ tính toán của không khí bên ngoài nhà t_N^u .

2.4.1.1. Nhiệt độ tính toán của không khí bên ngoài nhà

Nhiệt độ của không khí bên ngoài luôn luôn thay đổi theo mùa trong năm và theo giờ trong ngày. Mùa đông nhiệt độ thấp hơn mùa hè và ban đêm nhiệt độ thấp hơn ban ngày. Tuy nhiên trong suốt thời gian mùa đông hay mùa hè nhiệt độ không khí thường dao động trên dưới một trị số nhất định nào đó có tính đặc trưng cho mùa ở mỗi địa phương.

Thường đối với công trình kĩ thuật, tính toán thiết kế xuất phát từ điều kiện làm việc bất lợi nhất của chúng. Đối với hệ thống sưởi ấm và thông gió, điều kiện làm việc bất lợi nhất là khi phải bù lượng nhiệt tổn thất lớn nhất (trong trường hợp sưởi ấm) về mùa đông - tức là khi nhiệt độ bên ngoài thấp nhất, hoặc là khi phải khử lượng nhiệt thừa lớn nhất (trong trường hợp thông gió chống nóng) về mùa hè - tức là khi nhiệt độ bên ngoài cao nhất.

Tuy nhiên ta không thể lấy nhiệt độ thấp nhất và cao nhất đã từng có của địa phương để làm nhiệt độ tính toán cho địa phương đó. Ví dụ ở Hà Nội nhiệt độ dưới 3°C chỉ xuất hiện một lần trong khoảng thời gian hàng trăm năm [2]. Nếu tính toán sưởi ấm hoặc thông gió theo nhiệt độ bên ngoài như thế thì hệ thống làm việc hết năng suất chỉ có 1 lần trong hàng trăm năm. Ngoài ra, thời gian có nhiệt độ thấp (hay cao) như vậy thường không kéo dài. Do tính chất nhiệt quán tính của kết cấu ngăn che, sự giảm hay tăng nhiệt độ trong khoảng thời gian ngắn không kịp ảnh hưởng đến nhiệt độ bên trong nhà.

Do đó xuất phát từ điều kiện kinh tế - kĩ thuật *nhiệt độ tính toán bên ngoài nhà* t_N^u của địa phương được chọn là nhiệt độ đặc trưng cho địa phương đó mà thời gian kéo dài của nó tương đối lâu, để cho ảnh hưởng của nó bắt đầu có tác dụng mạnh đến sự thay đổi nhiệt độ bên trong nhà.

Theo Tiêu chuẩn Việt Nam TCVN 5687-1992 [39] nhiệt độ tính toán bên ngoài nhà t_N^u được xác định như sau.

1. Về mùa đông

• Nhiệt độ tính toán của không khí bên ngoài nhà về mùa đông dùng để tính toán thiết kế sưởi ấm:

$$t_{N(s)}^u = \frac{t_{\min}^{TD} + t_{\min}^{TB}}{2} \quad (2.29)$$

trong đó: t_{\min}^{TD} , t_{\min}^{TB} - nhiệt độ tối thấp tuyệt đối (t_{\min}^{TD}) và nhiệt độ tối thấp trung bình (t_{\min}^{TB}) của tháng lạnh nhất, °C.

• Nhiệt độ tính toán của không khí bên ngoài nhà về mùa đông dùng để tính toán thiết kế thông gió được lấy bằng nhiệt độ tối thấp trung bình của tháng lạnh nhất:

$$t_{N(D)}'' = t_{\min}^{TB}$$

2. Về mùa hè

Nhiệt độ tính toán của không khí bên ngoài nhà về mùa hè dùng để tính toán thiết kế thông gió bằng nhiệt độ tối cao trung bình (đo lúc 13 - 15 giờ) của tháng nóng nhất:

$$t_{N(H)}'' = t_{\max}^{TB} \text{ (trong đó } t_{\max}^{TB} \text{ - nhiệt độ tối cao trung bình của tháng nóng nhất).}$$

Chú thích: • Các số liệu về các thông số nhiệt độ bên ngoài lấy trong Tiêu chuẩn Việt Nam TCVN 4088-1985 [38] (tham khảo phụ lục 2).

• Nhiệt độ tính toán của không khí bên ngoài nhà của một số nước được xác định như sau [1,2].

Ở Liên Xô cũ: nhiệt độ tính toán bên ngoài dùng để tính toán thiết kế sưởi ấm $t_{N(s)}''$ là nhiệt độ trung bình của 5 ngày liên tục lạnh nhất của 4 mùa đông lạnh nhất.

Ở Mỹ: nhiệt độ tính toán bên ngoài dùng để tính toán thiết kế sưởi ấm, thông gió và điều hoà không khí được xác định theo nhiệt độ khô và nhiệt độ ướt. Nhiệt độ tính toán về mùa hè là trị số nhiệt độ hàng giờ mà tần suất xuất hiện của nhiệt độ khô có trị số bằng hoặc cao hơn nhiệt độ đó chiếm 0,4; 1 và 2% tổng số giờ trong năm. Nhiệt độ ướt tính toán là trị số trung bình của tất cả các trị số nhiệt độ ướt xuất hiện đồng thời với các trị số nhiệt độ khô theo các mức % như trên.

Ở Trung Quốc: Nhiệt độ tính toán bên ngoài dùng để tính toán thiết kế thông gió về mùa đông là nhiệt độ khô trung bình của tháng lạnh nhất, về mùa hè là nhiệt độ khô trung bình lúc 14 giờ của tháng nóng nhất.

2.4.1.2. Nhiệt độ tính toán của không khí bên trong nhà

Nhiệt độ của không khí bên trong nhà được thông gió bảo đảm trong giới hạn phù hợp với điều kiện tiện nghi và mức lao động (trạng thái lao động) để cho con người sống và làm việc trong đó cảm thấy dễ chịu, không nóng bức về mùa hè, và không giá rét về mùa đông.

Nhiệt độ tính toán bên trong nhà t_T'' và vận tốc chuyển động của không khí v (bảng 2.3) được xác định dựa theo các tiêu chuẩn TCVN 5687-1992 ([39] - mục 2.1 - 2.6 kèm theo phụ lục 1 và 2) và tiêu chuẩn "Vi khí hậu vùng làm việc" ([36] - tiêu chuẩn 10, do Bộ Y tế ban hành) như sau.

1. Về mùa đông

Nhiệt độ tính toán của không khí bên trong nhà về mùa đông $t_{T(D)}''$ và vận tốc chuyển động của không khí v dùng để tính toán thiết kế thông gió (và sưởi ấm) là nhiệt độ và vận tốc tối ưu được ghi trong tiêu chuẩn (TCVN 5687-1992).

2. Về mùa hè

Nhiệt độ tính toán của không khí bên trong nhà về mùa hè dùng để tính toán thiết kế thông gió $t_{T(H)}''$ được xác định theo giới hạn yêu cầu về nhiệt độ tối đa được ghi trong tiêu chuẩn (vi khí hậu vùng làm việc).

Vận tốc chuyển động của không khí cũng dựa vào tiêu chuẩn trên và chỉ dẫn hiệu chỉnh vận tốc khi nhiệt độ tăng cao hơn so với điều kiện tiện nghi (tiêu chuẩn 5687-1992 - mục 2.3).

Bảng 2.3. Nhiệt độ tính toán (và vận tốc) của không khí bên trong nhà

Trạng thái lao động	Về mùa đông		Về mùa hè	
	$t_{T(D)}'', ^\circ\text{C}$	$v, \text{m/s}$	$t_{T(H)}'', ^\circ\text{C}$	$v, \text{m/s}$
Nghỉ ngơi	22 - 24	0,1 - 0,3	$t_N'' + (1-3)$ Nhưng $\nrightarrow 34^\circ\text{C}$	1,5 - 2,0
Lao động nhẹ	22 - 24	0,3 - 0,5		1,5 - 2,0
Lao động vừa	20 - 22	0,3 - 0,5		1,5 - 2,0
Lao động nặng	18 - 20	0,5 - 0,8		1,5 - 2,0

Chú thích: • Độ ẩm tối ưu (bên trong nhà) là $\phi = 60 - 75\%$, nếu $\phi > 80\%$ phải tăng vận tốc ($v > 2\text{m/s}$).

• Loại (trạng thái) lao động nhẹ tương ứng với mức tiêu hao năng lượng 170W, lao động vừa 170 - 290W, lao động nặng trên 290W.

• Tại vùng khí hậu nóng do $t_{N(H)}''$ cao ($> 33^\circ\text{C}$) nên không bảo đảm $t_{T(H)}'' \leq 34^\circ\text{C}$ có thể nhận $t_{T(H)}''$ ở mức thấp nhất so với $t_{N(H)}''$ (ví dụ $t_{T(H)}'' = t_{N(H)}'' + 1^\circ\text{C}$), nhưng phải tăng vận tốc chuyển động của không khí v (ứng với tăng 1°C nhiệt độ, cần tăng thêm vận tốc 0,5 - 1m/s, nhưng không nên vượt quá 3 - 4m/s đối với nhà dân dụng và 5 - 6m/s đối với nhà công nghiệp (TCVN 5687-1992).

2.4.2. Nồng độ cho phép của các yếu tố có hại

• Để đặc trưng cho mức độ trộn lẫn của các yếu tố có hại trong không khí (hay nói cách khác - mức độ ô nhiễm không khí), người ta dùng khái niệm *nồng độ*. Kí hiệu C đối với khí - hơi độc, và s đối với bụi.

Đơn vị nồng độ thường là mg/l hoặc g/m^3 - là khối lượng yếu tố có hại (khí - hơi độc hay bụi) tính bằng miligam trong 1 lít hỗn hợp khí (hay bụi) - không khí, hoặc tính bằng gam trên 1 mét khối hỗn hợp.

Ngoài ra nồng độ còn có thể được biểu thị bằng % theo thể tích hay % theo khối lượng.

Kí hiệu nồng độ tính theo % thể tích là m và theo % khối lượng là k. Ta có quan hệ giữa C và m như sau:

$$C = \frac{m\mu 1000}{22,4 \cdot 100} = \frac{m\mu}{2,24}$$

(trong đó: C - nồng độ tính bằng g/m³; μ - khối lượng phân tử của chất khí; 22,4 - thể tích, m³ của μ kg của chất khí ở 0°C và 760mmHg).

Và ngược lại:

$$m = \frac{2,24C}{\mu}$$

Ngoài đơn vị nồng độ là m tính bằng % theo thể tích, người ta còn dùng đơn vị nồng độ ppm - là phần triệu (10⁻⁶) theo thể tích:

$$\text{ppm} = \frac{22,4 \cdot 10^3}{\mu} C$$

Vì thể tích không khí thay đổi theo nhiệt độ nên nồng độ tính theo thể tích (C) cũng thay đổi theo nhiệt độ. Do đó để tiện lợi trong tính toán, người ta dùng nồng độ tính theo khối lượng chất khí (bụi) tính bằng gam có trong 1 kilogram hỗn hợp khí - không khí (bụi - không khí).

Ta có:

$$C^* = \frac{C}{\rho_{kk}}$$

(trong đó: C*, C - nồng độ tính bằng g/kg (C*) và g/m³ (C); ρ_{kk} - mật độ của hỗn hợp (lấy gần đúng bằng mật độ không khí), kg/m³).

• *Nồng độ giới hạn cho phép* gọi tắt là *nồng độ cho phép* của yếu tố có hại là nồng độ lớn nhất của yếu tố đó có trong không khí mà không gây tác hại đối với con người. Kí hiệu tương ứng đối với khí - hơi độc và bụi là C_{cp} và s_{cp}.

Nồng độ cho phép của khí - hơi độc (C_{cp}) và bụi (s_{cp}) trong phân xưởng sản xuất (vùng làm việc) được quy định trong tiêu chuẩn ([36] - tiêu chuẩn 1. Phụ lục 3 trích ghi nồng độ cho phép của một số khí hơi độc và bụi. Đối với công trình dân dụng (và công cộng), yếu tố độc hại thường là khí cacbonic (CO₂ - do người toả). Nồng độ cho phép của nó (C_{cp}^(CO₂)) và số liệu về nồng độ khí CO₂ có trong không khí ngoài) có thể tham khảo trong các tài liệu (xem phụ lục 3).

2.5. BỘI SỐ TRAO ĐỔI KHÔNG KHÍ

• *Bội số trao đổi không khí* là tỉ số thể tích không khí thổi (vào phòng) hay hút (ra khỏi phòng) trong đơn vị thời gian là 1 giờ và thể tích bên trong của phòng. Kí hiệu m_t đối với bội số thổi và m_h đối với bội số hút:

$$m_{t(h)} = \frac{L_{t(h)}}{V_p} \quad (2.30)$$

trong đó: $m_{t(h)}$ - bội số trao đổi không khí thổi (hay hút), 1/h (hay h^{-1}); $L_{t(h)}$ - lưu lượng trao đổi không khí thổi (hay hút), m^3/h ; V_p - thể tích bên trong của phòng, m^3 .

Đối với một số công trình (và hạng mục công trình), diện tích sử dụng, thể tích xây dựng... đều tiêu chuẩn hoá, do đó cường độ toả các yếu tố có hại cũng như bội số trao đổi không khí để khử chúng cũng có thể được tiêu chuẩn hoá. Vì vậy bội số trao đổi không khí được quy định tuỳ theo yêu cầu vệ sinh và đặc điểm, công năng của từng loại nhà.

- Tuỳ theo biện pháp thông gió áp suất âm hay dương, hay hệ thống cân bằng mà bội số trao đổi không khí chỉ có một trị số m_h hoặc m_t hoặc cả 2 với m_h lớn hơn hay nhỏ hơn m_t , hay bằng nhau. Ví dụ đối với các phòng hút thuốc, khu vệ sinh hay phòng thí nghiệm..., áp dụng thông gió áp suất âm và không cho phép thổi không khí vào phòng để phòng trường hợp nếu hệ thống hút không làm việc (do hư hỏng chẳng hạn) thì khí - hơi độc và mùi hôi thổi sẽ lan toả sang các phòng bên cạnh. Do đó đối với các phòng này không có m_t mà chỉ có m_h . Đối với các phòng thông gió áp suất dương (để tránh sự xâm nhập của không khí lạnh, nóng hoặc ô nhiễm từ bên ngoài hoặc từ các phòng bên cạnh) thì trị số $m_t > m_h$.

Chú thích: Khi sử dụng bội số trao đổi không khí (m_h và m_t - phụ lục 4) để xác định lưu lượng trao đổi không khí nên lưu ý do điều kiện khí hậu (nóng, ẩm) của ta nên lưu lượng trao đổi không khí ($L_{t(h)} = V_p \cdot m_{t(h)}$) hay bội số trao đổi không khí ($m_{t(h)}$) có thể lớn hơn so với tiêu chuẩn ghi trong các tài liệu nước ngoài.

Ví dụ 2.10. Xác định lưu lượng trao đổi không khí cho phòng mổ diện tích $(7 \times 5)m^2$; phòng cao 5m.

- Theo phụ lục 4, ta có đối với phòng mổ: $m_h = 5$, $m_t = 6$.
- Vậy lưu lượng trao đổi không khí cần thiết (theo 2.30) như sau:

- Lưu lượng hút:

$$L_h = V_p m_h = (7 \cdot 5 \cdot 5) \cdot 5 \cdot \frac{3}{5} = 525 \text{ m}^3/h$$

- Lưu lượng thổi:

$$L_t = V_p m_t = (7 \cdot 5 \cdot 5) \cdot 6 \cdot \frac{3}{5} = 630 \text{ m}^3/h$$

(trong đó: $3/5$ - hệ số hiệu chỉnh, xem chú thích phụ lục 4).

Chương 3. TỖN THẤT NHIỆT, TOẢ NHIỆT VÀ THU NHIỆT - TOẢ HƠI NƯỚC, TOẢ KHÍ - HƠI ĐỘC

3.1. TỖN THẤT NHIỆT

3.1.1. Tổn thất nhiệt qua kết cấu ngăn che

Sự chênh lệch nhiệt độ giữa không khí bên trong và bên ngoài nhà là nguyên nhân gây ra tổn thất nhiệt qua kết cấu ngăn che. Ở đây "tổn thất nhiệt" vừa có ý nghĩa là mất nhiệt khi nhiệt độ bên trong nhà cao hơn nhiệt độ bên ngoài nhà, nhưng cũng có thể là thu nhiệt khi nhiệt độ bên trong nhà thấp hơn nhiệt độ bên ngoài nhà. Chiều dòng nhiệt đi từ phía có nhiệt độ cao về phía có nhiệt độ thấp hơn.

Nếu biết chênh lệch nhiệt độ, tức biết nhiệt độ bên trong và bên ngoài nhà, ta có thể xác định *lượng nhiệt truyền qua kết cấu ngăn che* (tường, trần, sàn, nền và cửa) $Q(W)$ theo công thức sau:

$$Q = k F \Delta t \quad (3.1)$$

trong đó: k - hệ số truyền nhiệt của kết cấu ngăn che, $W/m^2 \cdot ^\circ C$; F - diện tích truyền nhiệt của kết cấu ngăn che, m^2 ; Δt - hiệu số nhiệt độ tính toán giữa không khí bên trong và bên ngoài nhà, $^\circ C$.

3.1.1.1. Hệ số truyền nhiệt của kết cấu ngăn che

Hệ số truyền nhiệt của kết cấu ngăn che k ($W/m^2 \cdot ^\circ C$) được xác định theo công thức:

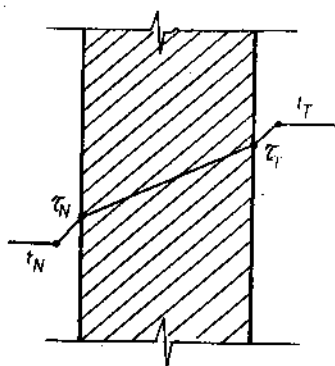
$$k = \frac{1}{R_o} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_T} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_N}} \quad (3.2)$$

trong đó: R_o - tổng nhiệt trở của kết cấu ngăn che, $m^2 \cdot ^\circ C/W$; α_T, α_N - hệ số trao đổi nhiệt bề mặt trong (α_T) và bề mặt ngoài (α_N) của kết cấu ngăn che, $W/m^2 \cdot ^\circ C$; $\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_n$ - chiều dày của các lớp vật liệu 1, 2, ..., n trong kết cấu ngăn che, m; $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$ - hệ số dẫn nhiệt của vật liệu trong các lớp tương ứng, $W/m \cdot ^\circ C$; λ lấy theo phụ lục 5.

1. Hệ số trao đổi nhiệt bề mặt (α)

Sát với bề mặt trong và bề mặt ngoài của kết cấu ngăn che có hiện tượng trao đổi nhiệt bằng đối lưu và bằng bức xạ (hình 3.1).

- Trường hợp không khí không bị xáo động do chuyển động qua lại của người, máy móc thiết bị và gió ta có *đối lưu tự nhiên* gây ra do sự chênh lệch nhiệt độ của bề mặt kết cấu ngăn che và của lớp không khí tiếp xúc.



Hình 3.1. Trao đổi nhiệt (bằng đối lưu và bằng bức xạ) tại bề mặt trong và bề mặt ngoài của kết cấu ngăn che

Trong thực tế, ta rất ít gặp hiện tượng trao đổi nhiệt bằng đối lưu tự nhiên vì không khí luôn luôn bị các yếu tố như gió, chuyển động của các máy móc, người v.v... làm xáo động. Trường hợp đó ta có *đối lưu cưỡng bức*.

Cường độ trao đổi nhiệt trong trường hợp đối lưu cưỡng bức cao hơn so với đối lưu tự nhiên khoảng 25%.

• Trao đổi nhiệt *bằng bức xạ* gây ra bởi sự chênh lệch nhiệt độ của bề mặt kết cấu ngăn che với nhiệt độ của tất cả các vật hoặc bề mặt bao quanh. Trong mức độ gần đúng khi tính toán hệ số truyền nhiệt k người ta cho rằng nhiệt độ của các đồ vật và bề mặt bao quanh (đối diện hoặc không đối diện) bằng nhiệt độ không khí xung quanh.

Ta có:

$$\alpha = \alpha_{dl} + \alpha_{bx} \quad (3.3)$$

trong đó: α_{dl} , α_{bx} - hệ số trao đổi nhiệt bằng đối lưu (α_{dl}) và bằng bức xạ (α_{bx}), $W/m^2 \cdot ^\circ C$.

Vậy hệ số trao đổi nhiệt bề mặt của kết cấu ngăn che α ($W/m^2 \cdot ^\circ C$) biểu thị lượng nhiệt (W) đi từ không khí vào $1m^2$ bề mặt hoặc ngược lại bằng đối lưu và bằng bức xạ khi hiệu số nhiệt độ của không khí và của bề mặt là $1^\circ C$.

Hệ số trao đổi nhiệt bề mặt (bảng 3.1) được xác định bằng thực nghiệm đối với từng loại kết cấu ngăn che.

Bảng 3.1. Hệ số trao đổi nhiệt bề mặt trong và bề mặt ngoài của kết cấu ngăn che

Bề mặt	Hệ số trao đổi nhiệt, $W/m^2 \cdot ^\circ C$		Nhiệt trở m^2 , $^\circ C/W$	
	α_T	α_N	$R_T = 1/\alpha_T$	$R_N = 1/\alpha_N$
Tường, sàn, trần (bề mặt nhẵn)	8,72	-	0,115	-
Cũng như trên, nhưng bề mặt có gờ thưa và tỉ số chiều cao (h) của gờ trên khoảng cách (a) giữa hai gờ $h/a = 0,24$	8,72	-	0,115	-

Bảng 3.1 (tiếp theo)

Bề mặt	Hệ số trao đổi nhiệt, $W/m^2 \cdot ^\circ C$		Nhiệt trở m^2 , $^\circ C/W$	
	α_T	α_N	$R_T = 1/\alpha_T$	$R_N = 1/\alpha_N$
Trần với bề mặt có gờ				
$h/a = 0,2 - 0,3$	8,14	-	0,123	-
$h/a > 0,3$	7,56	-	0,132	-
Tường, sàn, mái tiếp xúc trực tiếp với không khí ngoài	-	23,26	-	0,043
Trần dưới hần mái, sàn trên hầm lạnh	-	11,63	-	0,086

2. Hệ số dẫn nhiệt (λ)

Hệ số dẫn nhiệt của vật liệu λ ($W/m \cdot ^\circ C$) không cố định mà thay đổi phụ thuộc vào độ rỗng, độ ẩm và nhiệt độ của vật liệu.

- Vật liệu có độ rỗng càng lớn thì hệ số dẫn nhiệt của nó càng bé, vì trong các lỗ rỗng của vật liệu chứa không khí, mà không khí là chất có hệ số dẫn nhiệt bé nhất ($\lambda = 0,023 W/m \cdot ^\circ C$).

- Vật liệu có độ ẩm càng lớn thì hệ số dẫn nhiệt của nó càng lớn. Vật liệu ẩm tức nước chiếm chỗ thay cho không khí tại các lỗ rỗng, mà nước là chất có hệ số λ lớn hơn nhiều so với không khí (nước ở thể lỏng $\lambda = 0,58 W/m \cdot ^\circ C$, còn ở thể đặc $\lambda = 2,33 W/m \cdot ^\circ C$).

- Vật liệu có nhiệt độ càng lớn thì hệ số dẫn nhiệt của nó càng lớn. Sự thay đổi của λ theo nhiệt độ tuân theo quy luật bậc nhất:

$$\lambda = \lambda_0 + bt \quad (3.4)$$

trong đó: λ , λ_0 - hệ số dẫn nhiệt của vật liệu ở nhiệt độ $t^\circ C$ (λ) và ở nhiệt độ $0^\circ C$ (λ_0); b - hệ số tỉ lệ, kể đến sự tăng hệ số dẫn nhiệt theo nhiệt độ. Hệ số b khác nhau đối với các vật liệu khác nhau, thường thay đổi trong giới hạn 0,0001 - 0,001.

Trong tính toán người ta thường chọn trị số λ trong điều kiện nhất định (phụ lục 5).

3. Khe không khí

Trong nhiều trường hợp người ta dùng khe không khí làm lớp cách nhiệt cho kết cấu ngăn cản. Khi đó trong công thức tính k (3.2) thay cho đại lượng δ/λ cần đặt vào đó trị số nhiệt trở R_{kk} ($m^2 \cdot ^\circ C/W$) (bảng 3.2).

Bảng 3.2. Trị số nhiệt trở của khe không khí R_{kk} ($m^2 \cdot ^\circ C/W$)

Vị trí của khe không khí và nhiệt độ bên trong khe không khí	R_{kk} ứng với độ dày của khe không khí δ , cm						
	1	2	3	5	10	15	20-30
Lớp không khí đứng và ngang khi dòng nhiệt đi từ dưới lên							
khi nhiệt độ dương	0,129	0,138	0,138	0,138	0,146	0,155	0,155
khi nhiệt độ âm	0,146	0,155	0,163	0,172	0,181	0,189	0,189
Lớp không khí ngang khi dòng nhiệt đi từ trên xuống							
khi nhiệt độ dương	0,138	0,155	0,163	0,172	0,181	0,189	0,189
khi nhiệt độ âm	0,155	0,189	0,206	0,224	0,232	0,241	0,241

3.1.1.2. Hiệu số nhiệt độ tính toán

Hiệu số nhiệt độ tính toán giữa không khí bên trong và bên ngoài nhà Δt ($^\circ C$) được xác định theo công thức:

$$\Delta t = (t_T'' - t_N'')\Psi \quad (3.5)$$

trong đó: t_T'', t_N'' - nhiệt độ tính toán bên trong (t_T'') và bên ngoài nhà (t_N''), $^\circ C$; Ψ - hệ số phụ thuộc vào vị trí của kết cấu ngăn che so với không khí ngoài.

Sở dĩ có hệ số Ψ là vì kết cấu ngăn che không phải tất cả đều tiếp xúc với không khí ngoài. Ví dụ như trường hợp trần dưới hầm mái hay sàn trên tầng hầm. Nhiệt độ trong hầm mái cũng như trong tầng hầm luôn luôn khác nhiệt độ ngoài nhà. Do vậy lượng nhiệt truyền qua trần dưới hầm mái hay sàn trên tầng hầm được tính như trường hợp kết cấu ngăn che tiếp xúc trực tiếp với không khí ngoài cần nhân thêm hệ số hiệu chỉnh.

t_T'' và t_N'' (xem chương 2 - mục 2.4.1) lấy theo bảng 2.3 (chương 2 - mục 2.4.1.2) và phụ lục 2. Hệ số Ψ đối với một số loại kết cấu ngăn che như sau (bảng 3.3).

Bảng 3.3. Hệ số phụ thuộc vào vị trí mặt ngoài của kết cấu ngăn che

Loại kết cấu ngăn che	Hệ số Ψ
Tường ngoài, mái không có hầm mái và sàn thông với không khí ngoài	1,0
Trần dưới hầm mái	
khi mái bằng tôn, ngói, fibroximang với kết cấu mái không kín	0,9
cũng như trên nhưng kết cấu mái kín	0,8
khi mái lợp bằng giấy dầu	0,75
Tường ngăn giữa phòng được thông gió với phòng đệm không được thông gió	
nếu phòng đệm tiếp xúc với không khí ngoài	0,7
nếu phòng đệm không tiếp xúc với không khí ngoài	0,4
Sàn trên tầng hầm	
nếu tầng hầm có cửa sổ	0,6
nếu tầng hầm không có cửa sổ	0,4

3.1.1.3. Diện tích truyền nhiệt của kết cấu ngăn che

Diện tích truyền nhiệt của kết cấu ngăn che (F) được tính theo kích thước bao của kết cấu ngăn che.

Riêng đối với nền, diện tích truyền nhiệt được chia thành từng dải (bắt đầu từ vị trí của bức tường ngoài nằm trong đất), các dải nền có nhiệt trở riêng, tức ứng với chúng có hệ số truyền nhiệt (k) riêng (xem mục 3.1.1.6).

3.1.1.4. Nhiệt trở yêu cầu của kết cấu ngăn che

Kết cấu ngăn che ngoài chức năng chịu lực và ngăn cách giữa không gian bên ngoài và bên trong công trình để tạo ra hình khối kiến trúc, còn cần phải đáp ứng các yêu cầu về nhiệt kĩ thuật và vệ sinh môi trường. Đó là chống rét về mùa đông, chống nóng về mùa hè và chống hiện tượng ngưng tụ hơi nước trên bề mặt trong và trong lòng kết cấu.

Xuất phát từ yêu cầu chống rét về mùa đông, kết cấu ngăn che cần phải có nhiệt trở không được nhỏ hơn trị số giới hạn, gọi là *nhiệt trở yêu cầu* R_{yc} ($m^2 \cdot ^\circ C/W$) được xác định bằng công thức:

$$R_{yc} = \frac{t_{T(D)}'' - t_{N(D)}''}{\Delta t_{bm}} \Psi m R_T \quad (3.6)$$

trong đó: $t_{T(D)}''$, $t_{N(D)}''$ - nhiệt độ tính toán bên trong ($t_{T(D)}''$) và bên ngoài ($t_{N(D)}''$) nhà về mùa đông, $^\circ C$; Ψ - hệ số phụ thuộc vào vị trí mặt ngoài của kết cấu ngăn che (bảng 3.3); m - hệ số kể đến ảnh hưởng của nhiệt quán tính của kết cấu ngăn che; Δt_{bm} - độ chênh nhiệt độ cho phép của không khí bên trong phòng và mặt trong của kết cấu ngăn che $^\circ C$; R_T - nhiệt trở mặt trong của kết cấu ngăn che ($R_T = 1/\alpha_T, m^2 \cdot ^\circ C/W$).

• *Hệ số hiệu chỉnh* (m) kể đến ảnh hưởng nhiệt quán tính của kết cấu ngăn che. Hệ số m (bảng 3.4) phụ thuộc vào độ kiên cố, tức chỉ số nhiệt quán tính của kết cấu ngăn che D - là đại lượng không thứ nguyên được xác định theo công thức:

$$D = R_1 s_1 + R_2 s_2 + \dots + R_n s_n \quad (3.7)$$

trong đó: R_1, R_2, \dots, R_n - nhiệt trở của lớp vật liệu 1, 2, ..., n của kết cấu ngăn che, $R = \delta/\lambda$ (δ - độ dày; λ - hệ số dẫn nhiệt), $m^2 \cdot ^\circ C/W$; s_1, s_2, \dots, s_n - hệ số hàm nhiệt của lớp vật liệu 1, 2, ..., n của kết cấu ngăn che, $W/m^2 \cdot ^\circ C$ (phụ lục 5).

Bảng 3.4. Hệ số hiệu chỉnh m phụ thuộc vào chỉ số nhiệt quán tính D

Chỉ số nhiệt quán tính D		Hệ số m
$D \geq 7,1$	kết cấu nặng	1,00
$D = 4,1 - 7,0$	kết cấu trung bình	1,08
$D = 2,1 - 4,0$	kết cấu nhẹ	1,20
$D \leq 2,0$	kết cấu quá nhẹ	1,30

• *Nhiệt độ mặt trong* của kết cấu ngăn che có ý nghĩa quan trọng đối với cảm giác nhiệt của con người. Bề mặt bên trong của kết cấu ngăn che là bề mặt hấp thụ nhiệt bức xạ do người tỏa ra. Nếu nhiệt độ trên bề mặt kết cấu càng thấp thì con người có cảm giác càng lạnh vì lượng nhiệt con người mất đi do bức xạ càng lớn. Ngoài ra nếu nhiệt độ mặt trong của kết cấu thấp hơn nhiệt độ điểm sương của không khí trong phòng ($\tau_T < t_s$), sẽ xảy ra hiện tượng đọng sương, tức hơi nước trong không khí sẽ ngưng tụ trên bề mặt kết cấu gây ẩm ướt, mất vệ sinh và ảnh hưởng tới độ bền của kết cấu. Do đó khi tính toán kết cấu ngăn che, người ta chọn vật liệu và độ dày của chúng sao cho *độ chênh nhiệt độ giữa mặt trong và không khí trong phòng* Δt_{bm} ($^{\circ}\text{C}$) không vượt quá trị số tối đa cho phép:

$$\Delta t_{bm} = t_{T(D)}'' - \tau_T \quad (3.8)$$

trong đó: $t_{T(D)}''$, τ_T - nhiệt độ tính toán bên trong nhà về mùa đông ($t_{T(D)}''$) và nhiệt độ mặt trong của kết cấu ngăn che (τ), $^{\circ}\text{C}$.

Trị số Δt_{bm} được xác định từ điều kiện chống rét về mùa đông và chống đọng sương trên bề mặt kết cấu ngăn che đối với từng loại công trình như sau (bảng 3.5 - số liệu tham khảo).

Bảng 3.5. Trị số Δt_{bm} của một số loại công trình [2, 4, 27, 28]

Loại nhà và phòng	Trị số Δt_{bm} , $^{\circ}\text{C}$	
	đối với tường	đối với trần
Nhà ở, bệnh viện, nhà trẻ	6	4,5
Nhà hát, rạp chiếu phim, trường học, nhà ga và những phòng phụ trong nhà máy, xí nghiệp sản xuất có độ ẩm tính toán nhỏ hơn 60%	7	5,5
Phòng sản xuất có độ ẩm tính toán nhỏ hơn 50% (50 - 60%)	10 (8)	8 (7)
Phòng sản xuất có độ ẩm tính toán từ 60 - 75%	$t_T - t_s$	$t_T - t_s$
Phòng sản xuất có độ ẩm tính toán lớn hơn 75% và cho phép có ngưng tụ hơi nước trên mặt trong của kết cấu	6,5	$t_T - t_s$
Phòng sản xuất có nhiều nhiệt thừa và độ ẩm tính toán < 45%	12	12

Chú thích: • t_T , t_s - nhiệt độ tính toán của không khí (t_T) và nhiệt độ điểm sương (t_s) của không khí bên trong công trình, $^{\circ}\text{C}$.

• Trong mọi trường hợp đối với sàn nhận $\Delta t_{bm} = 2,5^{\circ}\text{C}$.

• Đối với các phòng sản xuất có lượng nhiệt tỏa lớn hơn khá nhiều lượng nhiệt tổn thất (lớn hơn không dưới 50%) thì Δt_{bm} không tiêu chuẩn hoá mà kết cấu ngăn che được chọn theo yêu cầu cấu tạo.

Trong điều kiện khí hậu Việt Nam, vì nhiệt độ bên ngoài về mùa đông không quá thấp nên với kết cấu ngăn che thông thường (không cách nhiệt) trị số Δt_{bm} (bảng 3.5) trong nhiều trường hợp có thể đạt được. Tuy nhiên cần lưu ý đến điều kiện chống đọng sương bề mặt trong, nên để an toàn cần bảo đảm τ_T lớn hơn t_s từ 1,5 đến 2°C tức $\tau_T \geq t_s + (1,5 - 2)^\circ\text{C}$.

3.1.1.5. Kiểm tra hiện tượng ngưng tụ hơi nước trong bề dày của kết cấu ngăn che

Kết cấu ngăn che ngoài thỏa mãn yêu cầu về phương diện chống bức xạ và đọng sương mặt trong còn thỏa mãn yêu cầu chống ngưng tụ hơi nước trong bề dày kết cấu.

Kiểm tra ngưng tụ hơi nước trong bề dày của kết cấu được thực hiện theo phương pháp của Phôkin K.F như sau.

• Nhiệt độ mặt trong của các lớp vật liệu của kết cấu ngăn che được xác định theo công thức:

$$\tau_i = t_{T(D)}'' - \frac{t_{T(D)}'' - t_{N(D)}''}{R_o} \left[\frac{1}{\alpha_T} + \sum_{i=1}^{i-1} \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right] \quad (3.9)$$

trong đó: τ_i - nhiệt độ bề mặt của lớp vật liệu thứ i , °C; δ_i , λ_i - chiều dày (δ_i), m và hệ số dẫn nhiệt (λ_i) W/m.°C của lớp vật liệu thứ i .

• Tổng ẩm trở của kết cấu ngăn che $R_{\mu 0}$, (m.h.Pa/g):

$$R_{\mu 0} = R_{\mu T} + \frac{\delta_1}{\mu_1} + \frac{\delta_2}{\mu_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\mu_n} + R_{\mu N} \quad (3.10)$$

trong đó: $R_{\mu T}$, $R_{\mu N}$ - ẩm trở trên bề mặt trong ($R_{\mu T}$) và ngoài ($R_{\mu N}$) của kết cấu, m.h. Pa/g (bảng 3.6); δ_i , μ_i - chiều dày (δ_i), m và hệ số thẩm thấu hơi nước (μ_i), g/m. h.Pa của lớp vật liệu thứ i (phụ lục 5).

Bảng 3.6. Ẩm trở bề mặt trong và ngoài của kết cấu [3, 4, 37]

Đặc trưng của phòng (độ ẩm tương đối φ của không khí gần mặt trong của kết cấu) và vận tốc của không khí ngoài (v_g)	Ẩm trở, m.h.Pa/g	
	$R_{\mu T}$	$R_{\mu N}$
Phòng khô, nhiệt thừa lớn ($\varphi = 25\%$)	0,98	-
Phòng khô ($\varphi = 40\%$)	0,91	-
Phòng ẩm bình thường ($\varphi = 55\%$)	0,60	-
Phòng tương đối ẩm ($\varphi = 70\%$)	0,34	-
Phòng ẩm ($\varphi = 85\%$)	0,16	-
Khi bề mặt kết cấu luôn có nước ngưng tụ ($\varphi = 100\%$)	0	-
$v_g \leq 1\text{m/s}$	-	0,25
$v_g = 2 - 3\text{m/s}$	-	0,12
$v_g = 4 - 5\text{m/s}$	-	0,06

Chú thích: • Ẩm trở $R_{\mu T}$ ứng với nhiệt độ bề mặt trong của kết cấu ngăn che $\tau_T = 25^\circ\text{C}$.

- Trị số sức trương hơi nước trên bề mặt của các lớp vật liệu của kết cấu ngăn che:

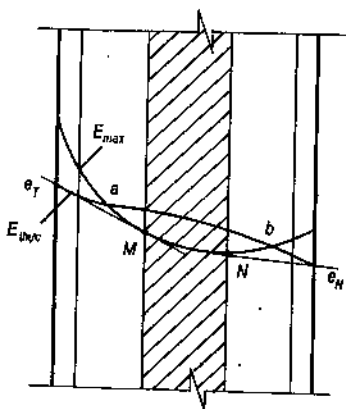
$$e_i = e_T - \frac{e_T - e_N}{R_{\mu 0}} \left[R_{\mu T} + \sum_{i=1}^{i-1} \frac{\delta_i}{\mu_i} \right] \quad (3.11)$$

trong đó: e_i - áp suất hơi nước trên bề mặt trong của lớp vật liệu thứ i (tính từ trong ra ngoài), Pa;
 e_T, e_N - áp suất hơi nước của không khí bên trong (e_T) và bên ngoài (e_N), Pa (được xác định dựa vào công thức độ ẩm của không khí: $\varphi = e/E$).

- Từ trị số nhiệt độ τ_i trên bề mặt mỗi lớp vật liệu ta tra được trị số áp suất hơi nước bão hoà E_i tương ứng (phụ lục 6), lập đường cong áp suất thực của hơi nước (e), (ứng với các giá trị e_i, e_T và e_N) và đường cong áp suất bão hoà hơi nước (E), (ứng với các giá trị E_i).

Nếu đường E và đường e không cắt nhau (trong trường hợp này đường cong E nằm phía trên so với đường cong e) thì không có hiện tượng ngưng tụ hơi nước trong bề dày kết cấu.

- Nếu đường cong E và đường cong e cắt nhau thì sẽ có hiện tượng ngưng tụ hơi nước ở vùng có trị số E nhỏ hơn trị số e (hình 3.2). Để xác định vùng ngưng tụ hơi nước, từ điểm e_T và e_N trên mặt trong và mặt ngoài kết cấu ta vẽ hai đường tiếp tuyến với đường cong E , khoảng cách giữa hai điểm tiếp xúc là vùng ngưng tụ hơi nước trong bề dày kết cấu (vùng từ điểm M đến N).



Hình 3.2. Xác định vùng ngưng tụ hơi nước trong bề dày của kết cấu ngăn che

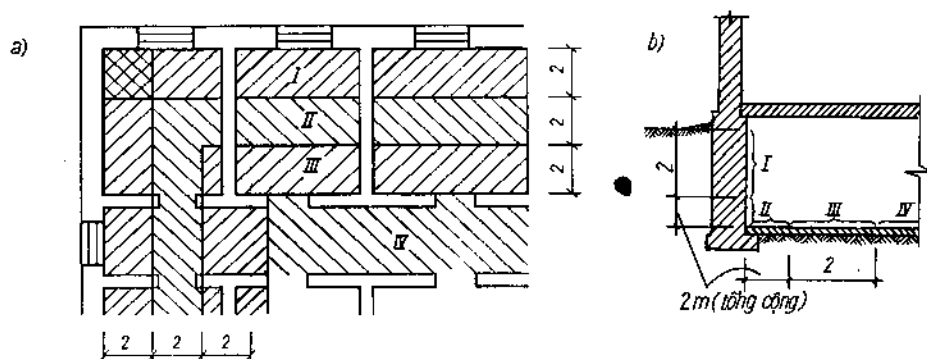
3.1.1.6. Nhiệt trở của nền

Quy luật truyền nhiệt qua kết cấu nền và bề dày lớp đất dưới nền rất phức tạp phụ thuộc vào sự phân bố nhiệt trong lớp đất nằm trong phạm vi của nhà. Nhưng vì lượng nhiệt truyền qua nền chiếm tỉ trọng không lớn so với tổng lượng nhiệt truyền qua kết cấu ngăn che nên người ta áp dụng phương pháp tính gần đúng phù hợp với thực nghiệm như sau.

Chia mặt nền thành từng dải dọc theo tường ngoài theo thứ tự I, II, III, IV từ ngoài vào trong, mỗi dải có bề rộng 2 mét, dải cuối cùng (dải IV) là phần còn lại.

- Trường hợp mặt nền ngang với mặt đất, dải I nằm trên mặt nền (mép ngoài của dải I là chân tường tiếp giáp với nền) (hình 3.3a).

- Trường hợp mặt nền thấp hơn mặt đất thì phần tường ngoài chìm trong đất cũng được coi là nền, và các dải được chia bắt đầu từ mép trên của phần tường ngoài chìm trong đất (hình 3.3b).



Hình 3.3. Chia dải

a) mặt nền; b) bắt đầu từ phần tường ngoài chìm trong đất

Hệ số truyền nhiệt k của nền được xác định theo nhiệt trở của từng dải nền được chia.

• Đối với nền trực tiếp trên đất

- Trường hợp nền không cách nhiệt, không phụ thuộc vào chiều dày và gồm các lớp vật liệu có hệ số dẫn nhiệt $\lambda \geq 1,163 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$, nhiệt trở của các dải R_i ($\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$) như sau:

$$R_I = 2,2; R_{II} = 4,3; R_{III} = 8,6; R_{IV} = 14,2$$

- Trường hợp nền cách nhiệt tức gồm các lớp vật liệu có hệ số dẫn nhiệt $\lambda' < 1,163 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ ứng với chiều dày cách nhiệt δ' (m), nhiệt trở của các dải R'_i ($\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$) được xác định theo công thức:

$$R'_i = R_i + \frac{\delta'}{\lambda'} \quad (3.12)$$

trong đó: R_i - nhiệt trở của các dải nền không cách nhiệt, $\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$ (theo số liệu ghi ở trên) δ' , λ' - chiều dày (δ'), m và hệ số dẫn nhiệt (λ'), $\text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ của các lớp vật liệu cách nhiệt.

• Đối với nền trên gối tựa nhiệt trở của dải R''_i ($\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$) được xác định như sau:

$$R''_i = \frac{1}{0,85} \left[R_i + \frac{\delta'}{\lambda'} \right] \quad (3.12a)$$

Chú thích: • Khi tính toán tổn thất nhiệt qua nền (theo công thức 3.1), trị số độ chênh nhiệt độ Δt vẫn lấy như khi tính toán với các kết cấu khác.

• Diện tích truyền nhiệt F xác định ứng với các dải (I, II, III và IV). Riêng dải I, diện tích tại các góc nhà được tính hai lần, tức là theo cả hai chiều của hai tường ngoài tạo nên góc nhà (xem hình 3.3a).

3.1.2. Tổn thất nhiệt khác (đối với nhà công nghiệp)

3.1.2.1. Do nung nóng nguyên vật liệu đưa từ ngoài vào phân xưởng

Khi đưa nguyên vật liệu từ ngoài vào phân xưởng, không khí trong phân xưởng sẽ mất đi một lượng nhiệt để nâng nhiệt độ của vật liệu từ nhiệt độ ban đầu (t_d) lên bằng nhiệt độ không khí trong phân xưởng (t_c), lượng nhiệt đó (Q_{vl} , W) được xác định bằng công thức:

$$Q_{vl} = 0,278 G_{vl} c_{vl} (t_c - t_d) \beta \quad (3.13)$$

trong đó: G_{vl} - khối lượng nguyên vật liệu đưa vào phân xưởng, kg/h; c_{vl} - tỉ nhiệt của vật liệu, kJ/kg $^{\circ}C$ (phụ lục 6); t_d , t_c - nhiệt độ ban đầu (t_d) và nhiệt độ cuối cùng (t_c) của vật liệu, $^{\circ}C$; β - hệ số kể đến cường độ nhận nhiệt không đều theo thời gian của vật liệu.

Nếu vật liệu được đưa từ bên ngoài vào, nhận $t_d = t_N$; $t_c = t_T$.

Hệ số β được xác định như sau:

- Đối với vật liệu khối: giờ thứ nhất $\beta = 0,50$; giờ thứ hai $\beta = 0,30$; giờ thứ ba $\beta = 0,20$.
- Đối với vật liệu rời: giờ thứ nhất $\beta = 0,40$; giờ thứ hai $\beta = 0,25$; giờ thứ ba $\beta = 0,15$.

Để an toàn trong tính toán ta nhân hệ số $\beta = 0,5$ đối với vật liệu khối và $\beta = 0,4$ đối với vật liệu rời.

3.1.2.2. Do nung nóng phương tiện vận tải

Tổn thất nhiệt do nung nóng phương tiện vận tải đi vào phân xưởng (xe goòng, xe đẩy v.v...) Q_{vt} (W) được xác định theo công thức:

$$Q_{vt} = 0,278 \beta \sum_{i=1}^{n=i} G_i c_i (t_i - t_T) \quad (3.14)$$

trong đó: G_i , c_i - khối lượng (G_i), kg và tỉ nhiệt (c_i), kJ/kg $^{\circ}C$ của bộ phận, chi tiết i của phương tiện vận tải, t_i , t_T - nhiệt độ không khí trong phân xưởng ($t_T = t_T^u$) và nhiệt độ của bộ phận, chi tiết i của phương tiện vận tải (t_i), $^{\circ}C$; β - hệ số kể đến cường độ nhận nhiệt không đều theo thời gian.

3.2. TOẢ NHIỆT

3.2.1. Toả nhiệt do người

Nhiệt toả do người gồm nhiệt hiện và nhiệt ẩn. Nhiệt hiện (q_h) nung nóng và làm tăng nhiệt độ không khí xung quanh. Nhiệt ẩn (q_a) làm bốc hơi mồ hôi trên bề mặt da. Nhiệt ẩn tuy có làm tăng entanpi của không khí nhưng hầu như không ảnh hưởng đến nhiệt độ.

Tính toán nhiệt toả do người trong trường hợp thông gió khử nhiệt thừa chỉ tính phần nhiệt hiện (q_h). Khi tính cho hệ thống điều hoà không khí phải tính lượng nhiệt toàn phần gồm cả nhiệt hiện và nhiệt ẩn ($q = q_h + q_a$).

• Nhiệt toả do người phụ thuộc vào nhiệt độ, vận tốc của không khí xung quanh, trạng thái lao động và tính chất giữ nhiệt của quần áo. Lượng nhiệt hiện do một người toả q_h (W) được xác định bằng công thức:

$$q_h = \beta_1 \beta_2 (2,5 + 10,3 \sqrt{v_{xq}})(35 - t_{xq}) \quad (3.15)$$

trong đó: β_1, β_2 - hệ số cường độ lao động (β_1) và hệ số kể đến tính chất giữ nhiệt của quần áo (β_2); v_{xq} - vận tốc chuyển động của không khí xung quanh, m/s; t_{xq} - nhiệt độ không khí xung quanh, $t_{xq} = t_T^{\text{tt}}$, °C.

Các hệ số β_1, β_2 , được nhận như sau:

- Hệ số β_1 bằng 1,05 với công việc nhẹ; bằng 1,07 với công việc vừa và bằng 1,15 với công việc nặng.
- Hệ số β_2 bằng 1,0 với quần áo nhẹ; bằng 0,65 với quần áo bình thường và bằng 0,4 với quần áo ấm.

• Lượng nhiệt toả ra do người Q_n (W):

$$Q_n = n q_h \quad (3.16)$$

trong đó: q_h - lượng nhiệt hiện do một người toả, W/người xác định theo công thức (3.15) hay bảng 3.7; n - số người trong phòng, người.

3.2.2. Toả nhiệt do thấp sáng

Toả nhiệt do thấp sáng Q_{ts} (W) được xác định theo công thức:

$$Q_{ts} = 10^3 N_{ts} \eta_1 \eta_2 \quad (3.17)$$

trong đó: N_{ts} - tổng công suất các bóng đèn, kW; η_1, η_2 - hệ số kể đến phần nhiệt toả vào phòng (η_1) và hệ số sử dụng đèn (η_2).

Hệ số η_1 bằng 0,4 - 0,7 đối với đèn huỳnh quang và bằng 0,8 - 0,9 đối với đèn dây tóc; hệ số η_2 nhận bằng 0,92 - 0,97.

3.2.3. Toả nhiệt từ động cơ và thiết bị dùng điện

Trong quá trình làm việc của các máy móc, thiết bị dùng điện, khi các động cơ hoạt động, điện năng chuyển hoá thành nhiệt năng. Lượng nhiệt này (Q_d , W) được xác định bằng công thức:

$$Q_d = 10^3 N \mu_1 \mu_2 \mu_3 \mu_4 \quad (3.18)$$

trong đó: N - tổng công suất của các động cơ điện, kW; $\mu_1, \mu_2, \mu_3, \mu_4$ - hệ số sử dụng công suất lắp đặt máy ($\mu_1 = 0,7 - 0,9$); hệ số tải trọng của động cơ - tỉ số giữa công suất yêu cầu và công suất cực đại ($\mu_2 = 0,5 - 0,8$); hệ số làm việc không đồng thời của các động cơ điện ($\mu_3 = 0,5 - 1$); hệ số kể đến độ nhận nhiệt của môi trường không khí ($\mu_4 = 0,65 - 1$).

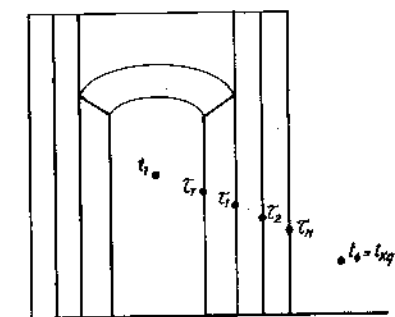
Bảng 3.7. Lượng nhiệt q , q_h , hơi nước g_h và khí g_{CO_2} do người [2, 9]

Trạng thái lao động	Nhiệt độ không khí xung quanh, °C																	gCO ₂								
	15					20					25					30					35					
	q, W	q _h , W	g _{hnp} , g/h	q, W	q _h , W	g _{hnp} , g/h	q, W	q _h , W	g _{hnp} , g/h	q, W	q _h , W	g _{hnp} , g/h	q, W	q _h , W	g _{hnp} , g/h	q, W	q _h , W		g _{hnp} , g/h	g/h	l/h					
Nhẹ	155	120	55	150	100	75	145	65	115	145	40	150	145	40	150	145	6	200	50	25						
Vừa	210	135	110	205	105	140	200	70	185	200	40	230	200	40	230	200	6	280	70	35						
Nặng	290	165	185	290	130	240	290	95	295	290	50	355	290	50	355	290	12	415	90	45						
Lao động trí óc, nghỉ ngơi	145	115	40	130	90	60	115	60	80	115	40	110	115	40	110	115	12	150	45	23						
Trẻ em dưới 12 tuổi	70	60	18	60	40	22	45	30	25	45	25	35	45	25	35	45	-	66	24	12						

Khi tính toán có thể nhận tích số của các hệ số ($\mu_1 \cdot \mu_2 \cdot \mu_3 \cdot \mu_4$) bằng 0,25.

3.2.4. Toả nhiệt từ lò nung

Giả sử ta có cấu tạo của lò nung được thể hiện ở hình 3.4. Sự phân bố nhiệt độ của thành lò từ trong ra ngoài như sau:



Hình 3.4. Sơ đồ cấu tạo và sự phân bố nhiệt độ của thành lò nung

t_1 - nhiệt độ bên trong của lò nung, là đại lượng cho trước do yêu cầu công nghệ, $^{\circ}\text{C}$ ($t_1 = t_f$).

τ_T - nhiệt độ bề mặt trong của thành lò, $^{\circ}\text{C}$;

$\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_n$ - nhiệt độ mặt ngoài của các lớp vật liệu thứ i kể từ trong ra ngoài, $^{\circ}\text{C}$;

τ_N - nhiệt độ mặt ngoài của thành lò, $^{\circ}\text{C}$;

t_4 - nhiệt độ không khí xung quanh lò, $^{\circ}\text{C}$ - thường nhận bằng nhiệt độ tính toán bên trong phân xưởng.

Lượng nhiệt toả từ lò nung bao gồm lượng nhiệt truyền qua thành và nóc lò, lượng nhiệt truyền qua đáy lò và lượng nhiệt toả từ cửa lò.

3.2.4.1. Nhiệt truyền qua thành lò và nóc lò

Có thể xác định bằng các phương pháp sau:

- Toả nhiệt từ bề mặt ngoài của thành, nóc lò ra không khí xung quanh.
- Truyền nhiệt qua kết cấu thành, nóc lò từ bề mặt trong đến bề mặt ngoài;

1. Nhiệt toả từ mặt ngoài của thành, nóc lò

$$Q_{l,n} = \alpha_N F (\tau_N - t_4) \quad (3.19)$$

trong đó: $Q_{l,n}$ - lượng nhiệt toả từ mặt ngoài của thành (nóc) lò ra không khí xung quanh, W; α_N - hệ số trao đổi nhiệt bề mặt ngoài của thành (nóc) lò, $\text{W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$; F - diện tích của thành (nóc) lò, m^2 ; τ_N, t_4 - nhiệt độ mặt ngoài của thành lò (τ_N) và nhiệt độ không khí trong phân xưởng ($t_4 = t_T^H$), $^{\circ}\text{C}$.

Hệ số trao đổi nhiệt bề mặt α_N ($\text{W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$) được xác định theo công thức:

$$\alpha_N = l (\tau_N - t_4)^{0.25} + \frac{C_{qd}}{\tau_N - t_4} \left[\left(\frac{273 + \tau_N}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + t_4}{100} \right)^4 \right] \quad (3.20)$$

trong đó: l - hệ số kích thước đặc trưng, $W/m^2 \cdot ^\circ C^{5/4}$, phụ thuộc vào vị trí của thành, nóc lò - bằng 2,56 đối với bề mặt đứng, bằng 3,26 đối với bề mặt ngang; C_{qd} - hệ số bức xạ nhiệt quy điển, bằng $4,9 W/m^2 \cdot ^\circ C^4$.

2. Nhiệt truyền qua kết cấu thành, nóc lò

$$Q'_{t,n} = kF(\tau_T - \tau_N) \quad (3.21)$$

trong đó: $Q'_{t,n}$ - lượng nhiệt truyền qua kết cấu thành, (nóc) lò - từ bề mặt trong đến bề mặt ngoài, W; k - hệ số truyền nhiệt của thành (nóc) lò, $W/m \cdot ^\circ C$.

Hệ số truyền nhiệt k ($W/m^2 \cdot ^\circ C$):

$$k = \frac{l}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}} \quad (3.22)$$

trong đó: $\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_n$ - chiều dày của các lớp vật liệu 1, 2, ..., n của thành (nóc) lò, m; $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$ - hệ số dẫn nhiệt của các lớp vật liệu 1, 2, ..., n của thành (nóc) lò, $W/m \cdot ^\circ C$.

Hệ số λ xác định theo công thức (3.4), trong đó t được lấy theo trị số nhiệt độ trung bình tại 2 mặt của lớp vật liệu (bảng 3.8).

Bảng 3.8. Đặc trưng của một số gạch chịu lửa và gạch cách nhiệt [4,11]

Loại gạch	Mật độ ρ , kg/m^3	Nhiệt độ cực đại cho phép, $^\circ C$	Hệ số dẫn nhiệt λ , $W/m^\circ C$
Gạch đỏ và gạch sa mốt	1800 - 1900	1350 - 1450	$0,837 + 0,58 \cdot 10^{-3} t$
Gạch đinat	1900 - 1950	1700	$0,93 + 0,7 \cdot 10^{-3} t$
Gạch magezit	1600 - 1800	1650 - 1700	$6,16 + 2,9 \cdot 10^{-3} t$
Gạch diatomit	580	900	$0,116 + 0,23 \cdot 10^{-3} t$
Gạch diatomit bột	450	900	$0,093 + 0,23 \cdot 10^{-3} t$

• Khi tính toán $Q_{t,n}$ và $Q'_{t,n}$ theo công thức (3.19) và (3.21) ta đều gặp khó khăn vì ta chưa biết được các trị số τ_T , τ_N và nhiệt độ của các lớp vật liệu t_i , ta chỉ biết nhiệt độ bên trong lò (t_1) và nhiệt độ trong phân xưởng (t_4). Để đơn giản ta giải bằng phương pháp gần đúng. Trình tự tính toán như sau.

- Nhận nhiệt độ mặt trong của thành (nóc) lò thấp hơn nhiệt độ trong lò là $5^\circ C$, tức $\tau_T = t_1 - 5^\circ C$.

- Giả thiết nhiệt độ mặt ngoài các lớp vật liệu ($\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_n$) và nhiệt độ mặt ngoài của thành (nóc) lò (τ_N).

- Xác định hệ số α_N theo công thức (3.20).

- Tính lượng nhiệt toả từ mặt ngoài của kết cấu thành (nóc) lò vào phân xưởng theo công thức $q = \alpha_N (\tau_N - t_4)$, (W/m^2).

- Tính hệ số truyền nhiệt k từ mặt trong của thành (nóc) lò ra mặt ngoài theo công thức (3.22).

- Xác định lượng nhiệt đi qua bề dày của thành (nóc) lò theo công thức $q' = k(\tau_T - \tau_N)$, (W/m^2)

- Lập phương trình cân bằng nhiệt theo nguyên tắc lượng nhiệt đi qua bề dày của thành, (nóc) lò bằng lượng nhiệt truyền từ mặt ngoài của thành (nóc) lò ra không khí xung quanh ($q = q'$) tức:

$$\alpha_N(\tau_N - t_4) = k(\tau_T - \tau_N) \quad (3.23)$$

Nếu q và q' chênh nhau không lớn hơn 5% thì tính toán đúng tức giả thiết các trị số $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_N$ đúng.

Nếu kết quả tính q và q' chênh nhau lớn hơn 5% tức giả thiết các trị số $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_N$ chưa hợp lí, ta phải chọn lại các trị số nhiệt độ đó để tính toán lại theo trình tự trên.

Sau khi xác định được trị số q ($\approx q'$) nhân kết quả tìm được với diện tích F (công thức 3.19 và 3.21) để xác định lượng nhiệt truyền qua thành (nóc) lò, tức $Q_{t,n} = q.F$.

3.2.4.2. Nhiệt truyền qua đáy lò

Nhiệt truyền qua đáy lò $Q_d(W)$ được xác định theo công thức:

$$Q_d = mf \frac{F\lambda(t_1 - t_4)}{D} \quad (3.24)$$

trong đó: m - hệ số kể đến phần nhiệt đi vào phòng; f - hệ số phụ thuộc vào hình dáng của đáy lò; F , D - diện tích (F), m^2 và đường kính tương đương theo diện tích ($D = 1,13 \sqrt{F}$), m của đáy lò; λ - hệ số dẫn nhiệt của vật liệu đáy lò, $W/m.^{\circ}C$.

Hệ số m nhận bằng 0,5 - 0,7.

Hệ số $f = 4,1$ đối với đáy tròn, bằng 4,6 đối với đáy vuông và bằng 3,9 đối với đáy chữ nhật.

3.2.4.3. Nhiệt toả từ cửa lò

Nhiệt toả từ cửa lò $Q_c(W)$ bao gồm lượng nhiệt toả từ cửa lò khi đóng ($Q_c^{\text{đóng}}$) và khi mở ($Q_c^{\text{mở}}$):

$$Q_c = Q_c^{\text{đóng}} + Q_c^{\text{mở}} \quad (3.25)$$

1. Nhiệt toả từ cửa lò khi đóng

Cánh cửa lò thường chế tạo bằng gang, bên trong là lớp gạch chịu lửa. Lượng nhiệt truyền từ cánh cửa lò khi đóng toả vào phân xưởng cũng được xác định tương tự như truyền nhiệt qua thành lò.

$$Q_c^{\text{đóng}} = \alpha_N F_c (\tau_N^c - t_4) \frac{Z}{60} \quad (3.26)$$

trong đó: α_N - hệ số trao đổi nhiệt bề mặt bên ngoài của cánh cửa, $W/m^2 \cdot ^\circ C$; F_c - diện tích cánh cửa, m^2 ; τ_N^c , t_4 - nhiệt độ mặt ngoài của cánh cửa (τ_N^c) và nhiệt độ không khí trong phân xưởng (t_4), $^\circ C$; Z - thời gian đóng cửa trong 1 giờ, ph.

2. Nhiệt toả từ cửa lò khi mở

Gồm hai thành phần:

- Nhiệt bức xạ từ cửa lò vào phân xưởng khi cửa lò mở trống. Cường độ bức xạ phụ thuộc vào nhiệt độ mặt trong của thành lò và nhiệt độ mặt trong của tường, sàn nhà hoặc nhiệt độ bề mặt của các thiết bị, máy móc khác nằm đối diện với cửa lò.

- Nhiệt toả từ bản thân cánh cửa lò khi mở.

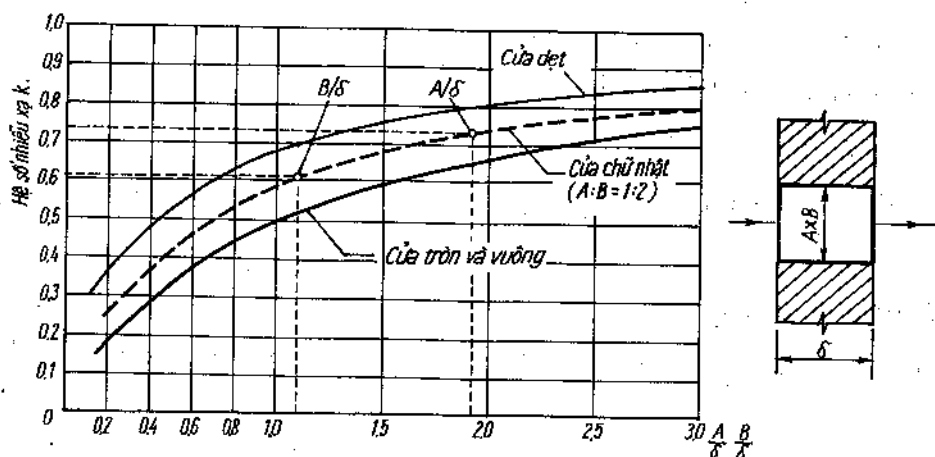
• Lượng nhiệt bức xạ từ cửa lò được xác định theo công thức:

$$Q_c^{\text{bx}} = C \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_4}{100} \right)^4 \right] k F_c \frac{60 - Z}{60} \quad (3.27)$$

Đại lượng $(T_4/100)^4$ rất bé so với $(T_1/100)^4$, do vậy công thức (3.27) có thể thay bằng công thức:

$$Q_c^{\text{bx}} = C \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 k F_c \right] \frac{60 - Z}{60} \quad (3.27a)$$

trong đó: C - hệ số bức xạ của vật đen tuyệt đối, bằng $5,76 W/m^2 \cdot ^\circ C^4$; k - hệ số nhiều xạ, xác định theo đồ thị hình 3.5.



Hình 3.5. Đồ thị xác định hệ số nhiều xạ k

Các đường cong trên đồ thị được lập cho từng dạng của cửa lò: vuông, tròn, chữ nhật, khe. Trên trục hoành là tỉ số kích thước giữa các cạnh A, B của cửa lò và bề dày δ của thành lò, trục tung là hệ số nhiễu xạ k của cửa lò.

Ứng với tỉ số A/δ ta có k_1 ; B/δ ta có k_2 ; Hệ số trung bình $k = \frac{k_1 + k_2}{2}$

• Ngoài lượng nhiệt bức xạ từ trong lò qua cửa lò còn lượng nhiệt tự bản thân cánh cửa lò toả vào phân xưởng. Người ta coi như lượng nhiệt toả do cánh cửa lò khi mở bằng 1/2 lúc đóng, nghĩa là:

$$Q_{\text{cánh}}^{\text{mở}} = \frac{1}{2} Q_{\text{c}}^{\text{đóng}} \frac{60 - Z}{Z} \quad (3.28)$$

- Vậy tổng lượng nhiệt toả từ cửa lò khi mở $Q_{\text{c}}^{\text{mở}}$ (W) bằng:

$$Q_{\text{c}}^{\text{mở}} = Q_{\text{c}}^{\text{bx}} + Q_{\text{cánh}}^{\text{mở}} \quad (3.29)$$

3.2.5. Toả nhiệt từ sản phẩm của quá trình cháy

Trong quá trình đốt nhiên liệu, nhiệt toả ra từ sản phẩm cháy Q_{spc} (W) toả toàn bộ vào phân xưởng được xác định bằng công thức:

$$Q_{\text{spc}} = 0,278 G_{\text{nl}} Q_{\text{th}}^{\text{ct}} \eta \quad (3.30)$$

trong đó: G_{nl} - lượng nhiên liệu tiêu thụ trong 1 giờ, kg/h; $Q_{\text{th}}^{\text{ct}}$ - nhiệt năng công tác của nhiên liệu, kJ/kg (bảng 3.9); η - hệ số cháy không hoàn toàn của nhiên liệu, nhận bằng 0,9 - 0,97.

Bảng 3.9. Nhiệt năng (nhiệt trị thấp) công tác của một số nhiên liệu [4,8, 27]

Nhiên liệu	Nhiệt năng công tác $Q_{\text{th}}^{\text{ct}}$, kJ/kg	Nhiên liệu	Nhiệt năng công tác $Q_{\text{th}}^{\text{ct}}$, kJ/kg
Củi độ ẩm 20%	6500	Dầu mazut	39100 - 41200
Than bùn hong khô, độ ẩm 25%	8500 - 9200	Xăng ô tô	42700
Than nâu	7400 - 18000	Khí thiên nhiên	23600 - 42900
Than đá	14700 - 29600	Khí lò ga từ than đá	5200 - 6100
Than antraxit	23800 - 26900	Khí lò ga từ than bùn	6400
Than cốc từ than đá	29000	Axetilen	56100
Đá phiến cháy	29300 - 37300	Butan	120250*
		Propan	91340*

Chú thích: ** Nhiệt năng công tác tính bằng kJ/m³

3.2.6. Toả nhiệt từ thiết bị dùng hơi nước

Trong các thiết bị dùng hơi nước (như búa đập, búa rèn...) nhiệt năng của hơi nước chuyển hoá thành cơ năng. Lượng nhiệt toả trong quá trình làm việc của thiết bị dùng hơi nước Q_{hn} (W) được xác định theo công thức:

$$Q_{hn} = 0,278 G_{ht} (I_d - I_c) \eta \quad (3.31)$$

trong đó: G_{ht} - lượng hơi nước đi vào thiết bị, kg/h; I_d , I_c - entanpi ban đầu (I_d) và entanpi cuối cùng (I_c) của hơi nước, kJ/kg; η - hệ số làm việc không đồng thời của thiết bị dùng hơi nước.

- Entanpi ban đầu (I_d) là entanpi của hơi nước đi vào thiết bị, nhận theo công nghệ.
- Entanpi cuối cùng (I_c) là entanpi của hơi nước ra khỏi thiết bị phụ thuộc vào trạng thái hơi nước ra khỏi thiết bị.

- Đối với hơi quá nhiệt:

$$I_c = 2500 + 1,84 t_T \quad (3.32)$$

- Đối với hơi bão hoà:

$$I_c = 4,19 t_T \quad (3.33)$$

trong đó: t_T - nhiệt độ không khí trong phân xưởng, °C.

3.2.7. Toả nhiệt từ bề mặt thoáng

Khi nhiệt độ bề mặt dung dịch của bể (thùng) chứa trong phân xưởng cao hơn nhiệt độ không khí xung quanh, sẽ có lượng nhiệt hiện toả vào phòng từ bề mặt của dung dịch. Lượng nhiệt đó (Q_{dd} , W) được xác định như sau:

$$Q_{dd} = (5,7 + 4,07v) (t_{dd} - t_{xq}) F \quad (3.34)$$

trong đó: v - vận tốc chuyển động của không khí trên bề mặt dung dịch, m/s; t_{dd} , t_{xq} - nhiệt độ bề mặt dung dịch (t_{dd}) và nhiệt độ không khí xung quanh bể ($t_{xq} = t_T''$), °C; F - diện tích bề mặt thoáng của dung dịch, m².

3.2.8. Toả nhiệt từ đường ống dẫn nhiệt

3.2.8.1. Trường hợp ống không bảo ôn

Nhiệt toả từ đường ống dẫn nhiệt trong trường hợp ống không bảo ôn Q_o (W) được xác định theo công thức sau:

$$Q_o = \pi d l \alpha (t_o - t_{xq}) \quad (3.35)$$

trong đó, d , l - đường kính ngoài (d) và chiều dài (l) của ống, m; α - hệ số trao đổi nhiệt bề mặt ngoài của ống, W/m².°C; t_o , t_{xq} - nhiệt độ chất mang nhiệt trong ống (t_o) và nhiệt độ không khí xung quanh ($t_{xq} = t_T''$), °C.

Hệ số trao đổi nhiệt α ($\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$) được xác định như sau:

$$\alpha = 9,3 + 0,047t_0 + 7 \sqrt{v} \quad (3.36)$$

trong đó: v - vận tốc chuyển động của không khí gần đường ống, m/s.

3.2.8.2. Trường hợp ống có bảo ôn

Nhiệt tỏa từ đường ống dẫn nhiệt bảo ôn Q (W) được xác định theo công thức:

$$Q_0^{(b\ddot{o})} = \frac{2\pi l(t_0 - t_{xq})}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_1}{d_0} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_2}{d_1} + \dots + \frac{1}{\lambda_n} \ln \frac{d_n}{d_{n-1}} + \frac{2}{\alpha d_n}} \quad (3.37)$$

trong đó: $d_0, d_1, d_2, \dots, d_n$ - đường kính ngoài của bản thân ống (d_0) và của các lớp vật liệu bảo ôn 1, 2, ..., n tính từ trong ra ngoài (d_1, d_2, \dots, d_n), m; $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$ - hệ số dẫn nhiệt của lớp vật liệu bảo ôn 1, 2, ..., n $\text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$; α - hệ số trao đổi nhiệt tại mặt ngoài của lớp bảo ôn ngoài cùng với không khí trong phòng, $\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

3.2.9. Tỏa nhiệt do quá trình nguội dần của sản phẩm nung nóng

Phần lớn các loại vật liệu rắn hoặc lỏng được nung nóng trong quá trình sản xuất không phải bao giờ cũng nguội ngay ở trong phòng, nơi mà chúng được nung nóng. Thường chúng được mang sang phòng khác để gia công, chế tạo. Khi đó nhiệt tỏa từ những vật liệu đó trong quá trình nguội dần có tác dụng nung nóng không khí trong phòng, phải được tính toán như một yếu tố tỏa nhiệt độc lập.

3.2.9.1. Trường hợp sản phẩm trong quá trình nguội dần không thay đổi trạng thái

Trường hợp này, sản phẩm vẫn giữ nguyên trạng thái ban đầu của nó (lỏng hoặc rắn). Lượng nhiệt tỏa Q_{sp} (W) được xác định theo công thức:

$$Q_{sp} = 0,278 c_{sp} (t_d - t_c) G_{sp} \beta \quad (3.38)$$

trong đó: c_{sp} - tỉ nhiệt trung bình của sản phẩm, $\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$; G_{sp} - lượng sản phẩm cùng loại để nguội, kg/h; β - hệ số kể đến cường độ tỏa nhiệt theo thời gian, nhận $\beta = 0,5$; t_d, t_c - nhiệt độ ban đầu (t_d) và nhiệt cuối cùng ($t_c = t_T^n$), $^\circ\text{C}$.

3.2.9.2. Trường hợp sản phẩm trong quá trình nguội dần có thay đổi trạng thái

Trường hợp này, sản phẩm chuyển từ trạng thái lỏng sang trạng thái rắn. Lượng nhiệt tỏa Q_{sp} (W) được xác định theo công thức:

$$Q_{sp} = 0,278 [c_l(t_d - t_{nc}) + i + c_r(t_{nc} - t_c)] G_{sp} \beta \quad (3.39)$$

trong đó: c_l, c_r - tỉ nhiệt trung bình của sản phẩm ở thể lỏng (c_l) và ở thể rắn (c_r), $\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$; t_{nc} - nhiệt độ nóng chảy (t_{nc}), $^\circ\text{C}$ và entanpi nóng chảy (i), kJ/kg của vật liệu.

• Tỷ nhiệt trung bình của sản phẩm thể rắn c_r (kJ/kg.°C) ở nhiệt độ t xác định theo công thức:

$$c_r = a + b(273 + t) \quad (3.40)$$

trong đó: a, b - tỷ nhiệt ở nhiệt độ 0°C (a), kJ/kg.°C và hệ số tỷ lệ (b).

- Các trị số c_p, t_m, i và số liệu tính toán c_r tra theo bảng 3.10.

Bảng 3.10. Đặc trưng vật lý của một số loại vật liệu [4, 27]

Vật liệu	Tỷ nhiệt ở thể rắn $c_r = a + b(273 + t)$, kJ/kg.°C			Nhiệt độ nóng chảy t_{nc} , °C	Entanpi nóng chảy i , kJ/kg	Tỷ nhiệt ở thể lỏng c_l , kJ/kg.°C
	t , °C	a	b			
Nhôm Al	0 - 658	4,8	0,003	660	399,4	7,6
Bitmut Bi	25 - 271	4,49	0,005	271	54,43	7,21
Silic Si	25 - 1327	5,5	0,00088	1417	534,7	7,07
Mangan Mn	25 - 727	5,7	0,003	1245	272,0	10,83
Đồng Cu	25 - 1084	5,41	0,0015	1083	180,0	7,44
Niken Ni	25 - 360	4,06	0,007	-	-	-
	360 - 1452	6,0	0,0018	1453	293,0	9,11
Thiếc Sn	25 - 232	4,42	0,0068	232	60,7	7,85
Chì Pb	0 - 328	6,17	0,0016	327	23,15	7,13
Thép	0 - 1227	0,46	0,000193	130-1500	96,3	1,17
Kẽm Zn	23 - 420	5,35	0,0024	420	102,2	7,01
Gang	0 - 1227	0,53	0,000197	1050 - 1500	98,4	1,05

3.3. THU NHIỆT DO BỨC XẠ MẶT TRỜI

Lượng nhiệt thu do bức xạ mặt trời truyền vào nhà qua kết cấu ngăn che phụ thuộc vào cường độ bức xạ mặt trời chiếu lên mặt phẳng kết cấu, khả năng cản nhiệt bức xạ của kết cấu.

Cường độ bức xạ mặt trời trên một mặt phẳng nào đó là lượng nhiệt tính bằng W do các tia bức xạ mặt trời chiếu trên một đơn vị diện tích mặt phẳng ấy, kí hiệu là q_{bx} , W/m^2 , hay W/cm^2 .

3.3.1. Nhiệt bức xạ mặt trời truyền vào nhà qua cửa kính

Nhiệt bức xạ mặt trời truyền vào nhà qua cửa kính được xác định bằng công thức:

$$Q_{bx}^k = \tau_1 \tau_2 \tau_3 \tau_4 q_{bx} F \quad (3.41)$$

trong đó: $\tau_1, \tau_2, \tau_3, \tau_4$ - hệ số trong suốt kể đến độ trong suốt của kính (τ_1), độ bẩn của mặt kính

(τ_2), độ che khuất bởi khuôn cửa (τ_3) và bởi hệ thống che nắng (τ_4); q_{bx} - cường độ bức xạ của mặt trời trên mặt phẳng đứng chịu bức xạ tại thời điểm tính, phụ thuộc vào hướng của kết cấu, W/m^2 (phụ lục 7); F - diện tích cửa kính chịu bức xạ, m^2 .

- Hệ số $\tau_1 = 0,9$ đối với cửa kính 1 lớp; $\tau_1 = 0,81$ đối với cửa kính 2 lớp.

- Hệ số $\tau_2 = 0,8$ đối với cửa kính 1 lớp đặt đứng; $\tau_2 = 0,65$ đối với cửa kính 1 lớp đặt nghiêng; $\tau_2 = 0,7$ đối với cửa kính 2 lớp đặt đứng.

- Hệ số $\tau_3 = 0,61 - 0,64$ đối với cửa kính 1 lớp khuôn gỗ; $\tau_3 = 0,30 - 0,55$ đối với cửa kính 2 lớp khuôn gỗ; $\tau_3 = 0,75 - 0,79$ đối với cửa kính 1 lớp khuôn kim loại; $\tau_3 = 0,81 - 0,83$ đối với cửa kính nghiêng khuôn kim loại.

- Hệ số $\tau_4 = 0,95$ đối với ô văng; $\tau_4 = 0,7$ đối với cửa chớp; $\tau_4 = 0,65 - 0,8$ đối với cửa kính sơn trắng đục; $\tau_4 = 0,7$ đối với rèm bên ngoài; $\tau_4 = 0,4$ đối với rèm bên trong; $\tau_4 = 0,3$ đối với kính nhám; $\tau_4 = 0,25$ đối với màn chắn.

3.3.2. Nhiệt bức xạ mặt trời truyền vào nhà qua mái và tường

Nhiệt bức xạ truyền qua kết cấu mái hoặc tường Q_{bx} (W) gồm hai thành phần: do chênh lệch nhiệt độ và do dao động nhiệt độ:

$$Q_{bx} = Q_{bx}^{\Delta t} + Q_{bx}^{A\tau} \quad (3.42)$$

trong đó: $Q_{bx}^{\Delta t}$, $Q_{bx}^{A\tau}$ - nhiệt bức xạ mặt trời truyền vào nhà qua mái hoặc tường do chênh lệch nhiệt độ ($Q_{bx}^{\Delta t}$) và do dao động nhiệt độ ($Q_{bx}^{A\tau}$), W.

3.3.2.1. Nhiệt bức xạ mặt trời truyền vào nhà do chênh lệch nhiệt độ

Khi tia nắng chiếu lên bề mặt kết cấu, một phần phản chiếu lại bầu trời, một phần bị bề mặt kết cấu hấp thụ. Phần năng lượng bị hấp thụ đó có tác dụng làm nóng kết cấu ngăn che, làm cho nhiệt độ bề mặt của kết cấu đó tăng cao, vì vậy nhiệt độ không khí ở gần bề mặt đó cũng tăng. Để kể đến tác dụng đó của bức xạ mặt trời người ta thay thế cường độ bức xạ bằng một trị số *nhiệt độ tương đương* $t_{td}(^{\circ}C)$ của không khí bên ngoài:

$$t_{td} = \frac{\rho q_{bx}^{tb}}{\alpha_n} \quad (3.43)$$

trong đó: ρ - hệ số hấp thụ bức xạ mặt trời của bề mặt kết cấu ngăn che; q_{bx}^{tb} - cường độ bức xạ trung bình trên mặt kết cấu, W/m^2 ; α_n - hệ số trao đổi nhiệt bề mặt ngoài của kết cấu ngăn che, $W/m^2.^{\circ}C$.

• Hệ số hấp thụ bức xạ ρ của bề mặt kết cấu ngăn che biểu diễn phần nhiệt bức xạ do kết cấu hấp thụ được. Hệ số ρ phụ thuộc vào tính chất và màu sắc của vật liệu ở lớp ngoài của kết cấu (bảng 3.11).

Bảng 3.11. Hệ số hấp thụ bức xạ mặt trời ρ của kết cấu ngăn che [2]

Vật liệu	ρ	Vật liệu	ρ
Vật liệu mái:			
fibroximang	0,65	ngói đỏ và nâu	0,60
tôn tráng kẽm	0,65	Vật liệu tường:	
giấy dầu	0,88	đá granit đỏ	0,55
giấy dầu có phủ lớp cát mịn	0,65	gạch nung	0,65
tôn quét sơn trắng	0,45	gạch silicat	0,35
mái tôn quét sơn màu sẫm	0,81	vữa trát	0,40

• Nhiệt độ tương đương (t_{td}) kết hợp với nhiệt độ trung bình của không khí ngoài (t_N^{tb}) cho ta trị số *nhiệt độ tổng trung bình* t_{lg}^{tb} ($^{\circ}\text{C}$) của không khí ngoài nhà:

$$t_{lg}^{tb} = t_N^{tb} + t_{td} = t_N^{tb} + \frac{\rho \cdot q_{bx}^{tb}}{\alpha_N} \quad (3.44)$$

trong đó: t_N^{tb} - nhiệt độ trung bình của không khí ngoài, được nhận là nhiệt độ trung bình của tháng nóng nhất (tháng 6 hoặc tháng 7 - tháng có nhiệt độ tính toán không khí bên ngoài dùng cho thông gió), (phụ lục 3).

Lượng nhiệt bức xạ mặt trời truyền vào nhà qua kết cấu ngăn che *do chênh lệch nhiệt độ* $Q_{bx}^{\Delta t}$ (W) được xác định theo công thức:

$$Q_{bx}^{\Delta t} = k F (t_{lg}^{tb} - t_T) \quad (3.45)$$

trong đó: k - hệ số truyền nhiệt của kết cấu ngăn che, $\text{W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ (công thức 3.2); F - diện tích của kết cấu ngăn che, m^2 ; t_{lg}^{tb} , t_T - nhiệt độ tổng cộng trung bình ngoài nhà (t_{lg}^{tb}) và nhiệt độ không khí bên trong phòng (t_T), $^{\circ}\text{C}$.

3.3.2..2 Nhiệt bức xạ mặt trời truyền vào nhà do dao động nhiệt độ

• Cũng như nhiệt độ không khí, cường độ bức xạ mặt trời dao động theo thời gian với chu kỳ 24 giờ (hình 3.6). Biên độ dao động của cường độ bức xạ A_q (W) được xác định bằng công thức:

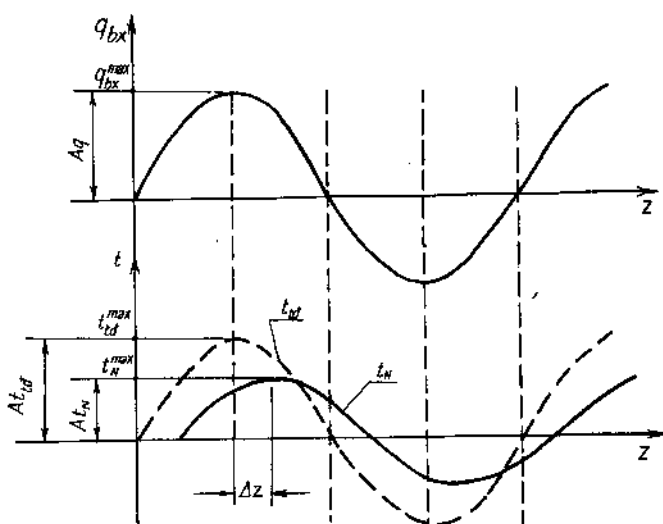
$$A_q = q_{bx}^{\max} - q_{bx}^{tb} \quad (3.46)$$

trong đó: q_{bx}^{\max} , q_{bx}^{tb} - cường độ bức xạ cực đại (q_{bx}^{\max}) và cường độ bức xạ trung bình (q_{bx}^{tb}) trên bề mặt kết cấu, W/m^2 .

$$q_{bx}^{tb} = \frac{\sum q_{bx}}{24} \quad (3.47)$$

trong đó: $\sum q_{bx}$ - tổng cường độ bức xạ mặt trời của các giờ có nắng trong ngày, W/m^2 (phụ lục 7).

Ứng với biên độ dao động này, nhiệt độ tương đương sẽ có biên độ dao động Δt_{td} ($^{\circ}\text{C}$):



Hình 3.6. Sự lệch pha giữa dao động nhiệt độ tương đương và nhiệt độ bên ngoài

$$At_{td} = \frac{\rho A_q}{\alpha_N} = \frac{\rho (q_{bx}^{max} - q_{bx}^{tb})}{\alpha_N} \quad (3.48)$$

• Nhiệt độ không khí bên ngoài cũng dao động theo thời gian với chu kỳ 24 giờ (hình 3.5) với biên độ là $At_N(^{\circ}C)$. Biên độ At_N lấy theo tài liệu quan trắc khí tượng của địa phương. Trường hợp thiếu số liệu, có thể xác định theo công thức sau:

$$At_N = t_{13} - t_N^{tb} \quad (3.49)$$

trong đó: t_{13} - nhiệt độ trung bình ngày vào lúc 13 giờ của tháng nóng nhất, cũng chính là nhiệt độ trung bình lớn nhất của tháng nóng nhất (tức tháng có nhiệt độ tính toán bên ngoài).

• Tổng hợp biên độ dao động của nhiệt độ tương đương với biên độ dao động của không khí ngoài cho ta trị số biên độ dao động của nhiệt độ tổng $At_{tg} (^{\circ}C)$ được xác định theo công thức sau:

$$At_{tg} = (At_{td} + At_N) \cdot \psi \quad (3.50)$$

trong đó: ψ - hệ số lệch pha phụ thuộc vào độ lệch pha $\Delta Z = Z_{t_N}^{max} - Z_{t_{td}}^{max}$ và tỉ số giữa biên độ dao động của nhiệt độ tương đương và nhiệt độ bên ngoài (At_{td}/At_N), (bảng 3.12).

Bảng 3.12. Hệ số lệch pha ψ [2, 4]

$\frac{At_{td}}{At_N}$	Độ lệch pha ΔZ , h									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	0,99	0,96	0,92	0,87	0,79	0,71	0,61	0,50	0,38	0,26
2	0,99	0,97	0,93	0,88	0,82	0,75	0,66	0,57	0,49	0,41
3	0,99	0,97	0,94	0,90	0,85	0,79	0,73	0,66	0,60	0,55
4	1,00	0,98	0,96	0,93	0,89	0,85	0,81	0,76	0,73	0,69

Dao động của nhiệt độ tổng At_{tg} sẽ truyền vào nhà, khi đi qua bề dày của kết cấu ngăn che nó bị tắt dần và trên mặt bên trong của kết cấu biên độ dao động chỉ còn lại v lần nhỏ hơn so với biên độ dao động tổng trên mặt ngoài.

v gọi là độ tắt dần của dao động nhiệt độ, có thể xác định bằng công thức gần đúng của Bogoslovski V.N. như sau:

$$v = e^{\frac{D}{\sqrt{2}}} \left[0,83 + 3 \frac{\sum R}{D} \right] \quad (3.51)$$

trong đó: D - chỉ số nhiệt quán tính của kết cấu ngăn che (công thức 3.7); $\sum R$ - tổng nhiệt trở của các lớp vật liệu trong kết cấu ngăn che $[\sum R = \sum (\delta_i / \lambda_i)]$, $m^2 \cdot ^\circ C / W$.

• *Biên độ dao động của nhiệt độ trên bề mặt trong $At_T (^\circ C)$ của kết cấu ngăn che được xác định bằng công thức:*

$$At_T = \frac{At_{tổng}}{v} \quad (3.52)$$

Lượng nhiệt bức xạ mặt trời truyền vào nhà qua kết cấu ngăn che *do dao động nhiệt độ* Q_{bx}^{At} (W) được xác định theo công thức:

$$Q_{bx}^{At} = \alpha_T \cdot At_T \cdot F \quad (3.53)$$

3.4. TỎA HƠI NƯỚC, TỎA KHÍ - HƠI ĐỘC

3.4.1. Tỏa hơi nước

3.4.1.1. Tỏa hơi nước do người

Trong quá trình hoạt động, làm việc con người tỏa một lượng hơi nước vào phòng nhằm duy trì cân bằng nhiệt của cơ thể. Lượng hơi nước (hay lượng ẩm) tỏa do người G_{hn} (g/h) phụ thuộc vào nhiệt độ, độ ẩm, vận tốc của môi trường không khí xung quanh và trạng thái lao động mà con người tiến hành được xác định theo công thức:

$$G_{hn} = ng \quad (3.54)$$

trong đó: g - lượng ẩm do một người tỏa, g/h.người (bảng 3.7); n - số người có trong phòng, người.

3.4.1.2. Tỏa hơi nước do bốc hơi từ bề chứa

1. Khi không khí trên mặt nước không chuyển động

Lượng hơi nước bốc hơi W (g/h) xác định theo công thức:

$$W = 25,2 \cdot 10^3 (p_{bh} - p_o) \frac{F}{B} \quad (3.55)$$

trong đó: p_{bh} , p_o - áp suất hơi nước bão hòa của không khí ở nhiệt độ mặt nước (p_{bh}) và áp suất riêng của hơi nước trong không khí trong phòng (p_o) kPa; B - áp suất khí quyển, kPa; F - diện tích bề mặt bốc hơi, m^2 .

Áp suất hơi nước bão hòa của lớp không khí sát bề mặt nước p_{bh} xác định theo biểu đồ I-d và phụ lục 6.8 ứng với nhiệt độ mặt nước t . Nhiệt độ mặt nước t phụ thuộc vào nhiệt độ trung bình của nước trong bể chứa (bảng 3.13).

Bảng 3.13. Nhiệt độ mặt nước t phụ thuộc vào nhiệt độ nước t_n

$t_n, ^\circ\text{C}$	$t, ^\circ\text{C}$	$t_n, ^\circ\text{C}$	$t, ^\circ\text{C}$	$t_n, ^\circ\text{C}$	$t, ^\circ\text{C}$
20	18	50	45	80	69
25	23	55	48	85	75
30	28	60	51	90	82
35	33	65	54	95	90
40	37	70	58	100	97
45	41	75	63		

2. Khi không khí (trên mặt nước) chuyển động

Lượng hơi nước bốc hơi $W(\text{g/h})$ được xác định theo công thức:

$$W = (6,9 + 0,4t + 13,1v)10^3 (p_{bh} - p_o) \frac{F}{B} \quad (3.56)$$

trong đó: t - nhiệt độ mặt nước, $^\circ\text{C}$; v - vận tốc của không khí chuyển động trên mặt nước, m/s .

3.4.1.3. Tỏa hơi nước từ sàn ẩm

Lượng hơi nước bốc hơi đoạn nhiệt từ sàn ướt $W(\text{g/h})$ được xác định theo công thức:

$$W = 6,1 F (t_T - t_U) \quad (3.57)$$

trong đó: t_T, t_U - nhiệt độ không khí trong phòng (t_T) và nhiệt độ ướt (t_U); $^\circ\text{C}$.

3.4.1.4. Tỏa hơi nước từ bán thành phẩm

Các bán thành phẩm đưa vào phòng có thể thay đổi lượng hơi nước chứa trong chúng. Lượng hơi nước bốc hơi từ bán thành phẩm $W(\text{g/h})$ được xác định theo công thức:

$$W = (y_1 - y_2) G \quad (3.58)$$

trong đó: y_1, y_2 - lượng hơi nước chứa trong bán thành phẩm khi vào phòng (y_1) và khi ra khỏi phòng (y_2), g/kg bán thành phẩm; G - khối lượng bán thành phẩm đưa vào phòng trong 1 giờ, kg/h .

3.4.2. Tỏa khí và hơi độc

3.4.2.1. Tỏa khí do bốc hơi của các chất dung môi và vật liệu sơn

• Lượng khí trung bình bốc hơi từ bề mặt vật liệu được quét sơn và dung môi $G(\text{g/h})$ được xác định bằng công thức:

$$G = \frac{A m F}{100Z} \quad (3.59)$$

trong đó: A - lượng sơn hoặc dung môi tiêu thụ trên $1m^2$ bề mặt vật liệu, g; m - hàm lượng chất bốc hơi trong vật liệu sơn hoặc chất dung môi, %; F - diện tích bề mặt bốc hơi, m^2 ; Z - thời gian bốc hơi, h.

• Lượng khí bốc hơi từ chất dung môi và sơn trong các phân xưởng sơn G (g/h) còn có thể được xác định bằng công thức:

$$G = \frac{a A m n}{100} \quad (3.60)$$

trong đó: a - năng suất trung bình của một công nhân, bằng $12 m^2/h$. người khi sơn bằng chổi sơn cầm tay, bằng $50m^2/h$. người khi sơn bằng máy phun sơn; n - số công nhân trong phân xưởng sơn, người.

Các trị số A và n trong công thức (3.59) và (3.60) có thể tham khảo trong bảng 3.14.

Bảng 3.14. Lượng sơn tiêu thụ để quét một lớp trên bề mặt vật liệu và hàm lượng chất bay hơi chứa trong sơn [2, 4, 17, 22]

Chất sơn và phương pháp sơn	Lượng sơn tiêu thụ A, g/m^2	Hàm lượng chất bay hơi m, %
Sơn không màu (sơn bằng chổi)	200	92
Sơn màu và men trắng (sơn bằng máy phun)	180	75
Chất phủ nitro (quét bằng chổi)	100 - 180	35 - 10
Keo nitro (quét bằng chổi)	160	80 - 5
Sơn bằng cách phun	60 - 90	35

3.4.2.2. Tỏa khí do đốt nhiên liệu

Khi đốt nhiên liệu một số chất khí được tạo ra như dioxit sunfua (SO_2), cacbonic (CO_2), nitơ oxit (NO).... Lượng khí có hại tạo ra do đốt nhiên liệu G (g/h) được xác định theo công thức:

$$G = 10^3 \cdot G_{nl} \cdot g_k \quad (3.61)$$

trong đó: G_{nl} - lượng nhiên liệu tiêu thụ trong 1 giờ, kg/h; g_k - lượng sản phẩm cháy tạo thành khi đốt cháy 1kg nhiên liệu, kg/kg.

3.4.2.3. Tỏa khí do người

Lượng khí (cacbonic CO_2) do người G_{CO_2} (g/h) tỏa vào phòng phụ thuộc vào trạng thái lao động và lứa tuổi được xác định theo công thức:

$$G_{CO_2} = n \cdot g_{CO_2} \quad (3.62)$$

trong đó: g_{CO_2} - lượng khí CO_2 do một người tỏa, g/h.người hoặc l/h.người (bảng 3.7); n - số người có trong phòng, người.

3.4.3. Tính chất gây nổ của khí - hơi và bụi

• Khi thiết kế các hệ thống thông gió khử khí, hơi độc và bụi cần lưu ý có một số chất khí, hơi và bụi có khả năng gây nổ khi nồng độ của chúng trong không khí đạt tới một giới hạn nhất định - gọi là *giới hạn nổ*.

Hỗn hợp khí - không khí và bụi - không khí chỉ nổ trong giới hạn nồng độ xác định từ giới hạn dưới đến giới hạn trên. *Giới hạn nổ dưới* là nồng độ nhỏ nhất của khí, hơi, bụi trong không khí có khả năng gây nổ khi tiếp xúc với lửa. *Giới hạn nổ trên* là nồng độ lớn nhất của khí, hơi, bụi trong không khí vẫn còn khả năng gây nổ khi tiếp xúc với lửa. Nếu giảm hoặc tăng nồng độ của khí, hơi, bụi xuống dưới giới hạn nổ dưới hoặc vượt quá giới hạn nổ trên (bảng 3.15), hỗn hợp không còn khả năng gây cháy và nổ mặc dù tiếp xúc với lửa.

Bảng 3.15. Giới hạn nổ của một số chất khí và bụi thường gặp [2, 25]

Tên chất khí	Theo thể tích, %		Theo trọng lượng, mg/l	
	Giới hạn nổ dưới	Giới hạn nổ trên	Giới hạn nổ dưới	Giới hạn nổ trên
Amoniac NH_3	15,5	27,0	112,0	189,0
Axetilen C_2H_2	1,3	82,0	16,50	885,6
Axeton	1,6	13,0	38,6	314,0
Xăng - nhiệt độ sôi 105°C	2,4	4,90	137,0	281,0
Benzen C_6H_6	1,3	9,50	42,0	308,0
Hydro H_2	4,0	80,0	3,4	66,4
Cacbonic CO_2	12,5	90,0	145,0	928,0
Hydro sunfua H_2S	4,3	41,5	61,0	628,0
Khí đốt thiên nhiên	4,8	13,5	24,0	67,5
Bụi thuốc lá	-	-	68,0	-
Bụi bông	-	-	25,2	-
Bụi chè	-	-	32,8	-
Bụi bột gạo, bột mì	-	-	30,2	-
Bụi bột ngô	-	-	37,8	-
Bụi sữa bột	-	-	7,6	-

Khi có nhiều chất khí, hơi, bụi tỏa đồng thời, *giới hạn nổ của hỗn hợp* x (g/m^3) xác định theo công thức:

$$x = \frac{100}{\frac{n_1}{x_1} + \frac{n_2}{x_2} + \dots + \frac{n_n}{x_n}} \quad (3.63)$$

trong đó: n_1, n_2, \dots, n_n - nồng độ của khí thành phần trong hỗn hợp, % thể tích; x_1, x_2, \dots, x_n - giới hạn nổ tương ứng của khí, hơi, bụi thành phần, g/m³.

- Mỗi một hỗn hợp khí - không khí và bụi - không khí có nhiệt độ cháy và nổ nhất định. Nếu nhiệt độ này đạt được, mặc dầu chỉ với thành phần nhỏ của hỗn hợp, toàn bộ hỗn hợp sẽ cháy và nổ. Phản ứng cháy phát triển và lan truyền với tốc độ lớn và nhanh. Phần lớn nguyên nhân của nổ là do tia lửa điện tiếp xúc với khí và bụi.

Vì vậy khi thiết kế hệ thống thông gió, tuyệt đối không đặt động cơ điện trong đường ống vận chuyển khí - bụi để tránh khả năng gây cháy và nổ.

Biện pháp tích cực để ngăn chặn hiện tượng nổ, khi tính toán lưu lượng hút khí, hơi và bụi L_h (m³/h) cần đảm bảo điều kiện:

$$L_h > \frac{G}{x_d} \quad (3.64)$$

trong đó: G - lượng khí (hoặc hơi, bụi) đi vào chụp hút, g/h; x_d - nồng độ giới hạn nổ dưới của khí (hoặc hơi, bụi) tương ứng, g/m³.

Chương 4. CÁC BỘ PHẬN CẤU TẠO CỦA HỆ THỐNG THÔNG GIÓ

4.1. CẤU TẠO CỦA HỆ THỐNG THÔNG GIÓ NHÀ Ở, NHÀ CÔNG CỘNG VÀ NHÀ CÔNG NGHIỆP

4.1.1. Hệ thống thông gió

Thông gió, tức tổ chức trao đổi không khí được thực hiện bằng cách hút không khí bị ô nhiễm (do nhiệt, do hơi nước, do khí - hơi độc và do bụi) ra khỏi phòng, đồng thời thay thế chúng bằng không khí sạch (có thể được xử lý) có các thông số (nhiệt độ, độ ẩm và vận tốc chuyển động) thích hợp được thổi từ ngoài vào. Tương ứng ta có: *hệ thống hút và hệ thống thổi*.

- *Trong nhà ở* thường dùng hệ thống hút tự nhiên bằng cột áp, hệ thống thổi cơ khí hay không khí ngoài vào nhà qua cửa và các khe hở của kết cấu ngăn che.

- *Trong nhà công cộng* áp dụng biện pháp thông gió tự nhiên kết hợp với thông gió cơ khí.

Đối với khách sạn, bệnh viện, trường học, công sở...: hút tự nhiên bằng cột áp, thổi cơ khí hoặc không khí ngoài vào nhà qua cửa và khe hở của kết cấu ngăn che.

Đối với rạp hát, rạp chiếu bóng, thư viện, công trình thể thao... (nơi tập trung đông người): thổi cơ khí kết hợp hút cơ khí hoặc tự nhiên bằng các chụp thải tự nhiên.

- *Trong nhà công nghiệp*: thông gió tự nhiên kết hợp thông gió cơ khí và thông gió cục bộ kết hợp thông gió chung.

Thông gió cục bộ thường áp dụng bằng các hệ thống thổi cơ khí và hút cơ khí hay tự nhiên.

Thông gió chung bằng các hệ thống thổi tự nhiên và cơ khí và hút tự nhiên (hoặc có thể hút tự nhiên kết hợp hút cơ khí). Thông gió tự nhiên trong trường hợp này được thực hiện bằng các hệ thống cửa sổ, cửa ra vào và cửa mái.

4.1.2. Các bộ phận chủ yếu của hệ thống thông gió

4.1.2.1. Hệ thống thổi

Hệ thống thổi thường gồm các bộ phận sau:

- Bộ phận thu không khí: gồm cửa lấy không khí ngoài và mương hay ống dẫn, qua đó không khí ngoài đi vào hệ thống thông gió;

- Buồng thổi: đặt máy quạt cùng động cơ điện và các thiết bị xử lý không khí như lọc bụi và khí, sấy nóng, làm lạnh, làm ẩm...;
- Hệ thống đường ống dẫn: không khí theo đường ống (hút) đến máy quạt, rồi từ máy quạt theo hệ thống đường ống (đẩy) đến các phòng được thông gió;
- Bộ phận phân phối không khí: còn gọi miệng thổi, cùng lưới chắn, lá điều chỉnh (lưu lượng và hướng), qua đó không khí thổi vào phòng;
- Các bộ phận điều chỉnh lưu lượng không khí: như van tiết lưu, lá chắn, lá hướng dòng đặt tại bộ phận thu không khí và các ống nhánh.

4.1.2.2. Hệ thống hút

Hệ thống hút thường gồm các bộ phận:

- Miệng hút có lưới chớp hoặc lưới ô vuông;
- Hệ thống đường ống dẫn: dẫn không khí từ miệng hút đến máy quạt, rồi từ máy quạt đến bộ phận thải không khí.
- Buồng hút: đặt máy quạt cùng động cơ điện;
- Hệ thống hay thiết bị lọc không khí (nếu cần thiết) trước khi thải ra khí quyển;
- Bộ phận thải không khí ra ngoài khí trời, gọi là chụp thải;
- Các bộ phận điều chỉnh lưu lượng như van tiết lưu, lá chắn....

Hệ thống thông gió bất kì có thể không gồm đầy đủ các bộ phận nêu trên. Ví dụ hệ thống thổi không phải lúc nào cũng có lưới lọc và thiết bị sấy nóng, làm lạnh, làm ẩm..., hệ thống thổi hoặc hút có khi không có đường ống dẫn, hệ thống thổi hoặc hút (tự nhiên) không có quạt cùng động cơ điện.

4.2. MIỆNG THỔI, MIỆNG HÚT KHÔNG KHÍ

Miệng thổi, miệng hút và vị trí lắp đặt chúng cần đáp ứng những yêu cầu chính sau đây:

- Vận tốc không khí thoát ra từ miệng thổi hay đi vào miệng hút cần nằm trong giới hạn hợp lý để không gây ồn và gây cảm giác khó chịu cũng như cản trở hoạt động và quá trình công nghệ trong phòng (phân xưởng);
- Hình dạng, kích thước và vị trí lắp đặt thích hợp để có sức cản thủy lực nhỏ nhất. Tuy nhiên kích thước trong điều kiện có thể cần gọn gàng (không cồng kềnh), hình thức bên ngoài đẹp, vị trí lắp đặt phù hợp với nội thất công trình, đặc biệt đối với nhà ở và công trình công cộng;
- Có thể điều chỉnh được lưu lượng và chiều hướng luồng không khí.

4.2.1. Miệng thổi

Đặc trưng cơ bản của miệng thổi là chiều hướng và độ khuếch tán của luồng không khí (độ khuếch tán là độ giảm vận tốc khi luồng phân bố). Biết được các trị số đó có thể chọn miệng thổi phù hợp với điều kiện cho trước.

- *Hướng* của luồng có thể dọc trục miệng thổi hoặc dưới góc nào đó so với trục miệng thổi.

- Tùy theo *độ khuếch tán* có thể chia luồng thành: luồng compắc, luồng rẽ quạt (hay li tâm) và luồng trung gian (giữa compắc và rẽ quạt).

- Luồng compắc tạo thành từ miệng thổi tiết diện tròn hay gần vuông. Luồng compắc đi xa, tức giữ được vận tốc tương đối nào đó (ví dụ $v/v_0 = 0,1$) tại tiết diện xa nhất từ miệng thổi. Luồng này có góc mở thường không lớn.

- Luồng rẽ quạt phân bố theo các hướng và tắt rất nhanh.

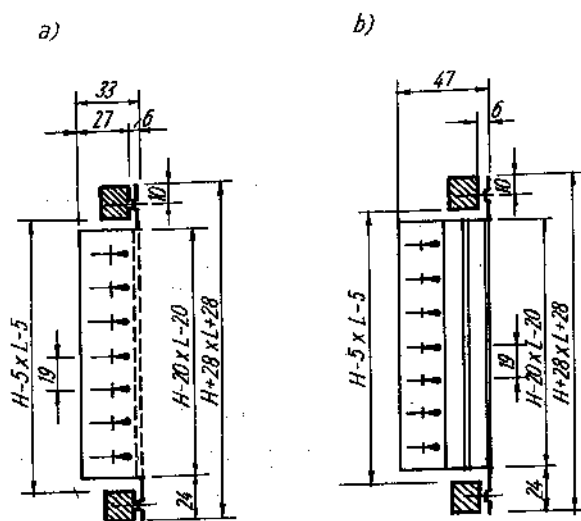
Luồng càng khuếch tán thì vận tốc trong luồng càng giảm nhanh, sự hoà trộn giữa luồng với không khí xung quanh càng nhanh và tính chất của luồng (nhiệt độ và nồng độ) càng chóng gần với không khí xung quanh.

Sau đây là một số ví dụ điển hình về cấu tạo và lắp đặt miệng thổi.

4.2.1.1. Đối với nhà ở và công trình công cộng

- Để bảo đảm mỹ quan và hoà hợp với nội thất kiến trúc, miệng thổi thường có tiết diện chữ nhật, vuông và dạng khe đặt sát tường và trần, tránh lộ ra ngoài.

Miệng thổi tiết diện chữ nhật thổi ngang với các tấm chớp di động có thể có một số kiểu (hình 4.1).



Hình 4.1. Miệng thổi ngang tiết diện chữ nhật với các tấm chớp di động

a) kiểu có lưới cố định và các chớp ngang hay chỉ có hệ thống chớp ngang; b) kiểu 2 hệ thống cánh chớp (ngang và đứng).

H, L - kích thước miệng thổi, mm

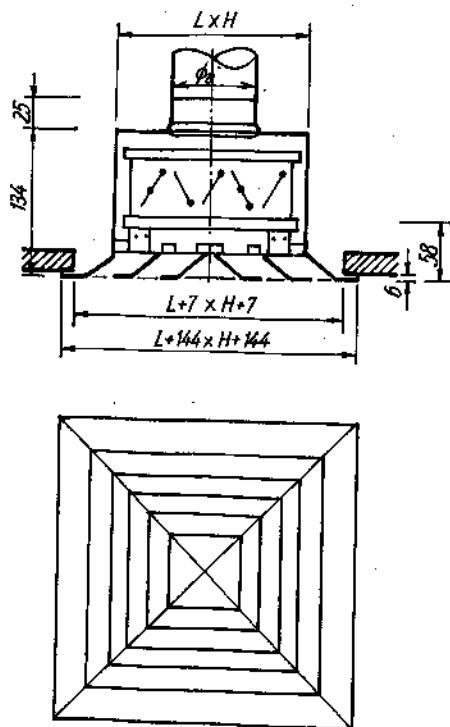
- Cấu tạo của kiểu miệng thổi gồm có khung bằng sắt góc, lưới cố định trên khung và các cánh chớp di động đặt sau lưới (hình 4.1a). Vị trí các cánh chớp (van) được điều chỉnh nhờ cần van tương ứng với lưu lượng không khí.

- Cũng kiểu miệng thổi trên, nhưng không có lưới cố định mà có 1 hay 2 hệ thống cánh chớp điều chỉnh lưu lượng và hướng luồng không khí xung quanh mặt phẳng ngang hay mặt phẳng đứng (hình 4.1a và 4.1b).

- Kiểu hoàn thiện hơn có 2 hoặc 3 hệ thống chớp và van: 1 hay 2 hệ thống cánh chớp điều chỉnh hướng luồng không khí (xung quanh mặt phẳng ngang và đứng) và 1 hệ thống van điều chỉnh lưu lượng không khí nằm phía sau. Chiều dày miệng thổi kiểu này tương ứng có thể là 83mm thay cho 33mm (hình 4.1a) và 97mm thay cho 47mm (hình 4.1b).

Kiểu miệng thổi ngang như trên có thể có kích thước vuông, nhưng rất hạn chế, ví dụ thường chỉ có kích thước 300×300 .

Miệng thổi tiết diện vuông kiểu loa 6 cánh thổi đứng khuếch tán không khí theo 4 hướng (hình 4.2).



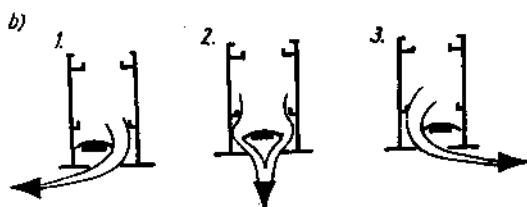
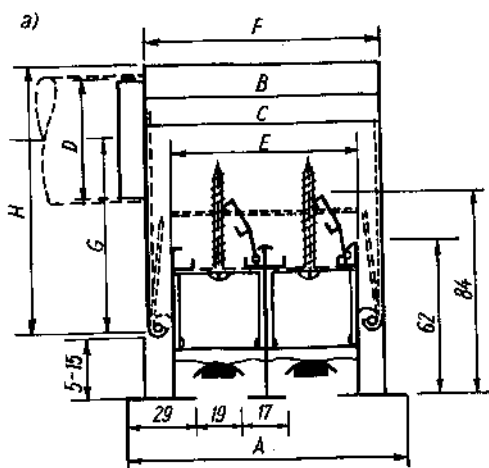
Hình 4.2. Miệng thổi đứng tiết diện vuông kiểu loa 6 cánh

L, H - kích thước miệng thổi, mm

Sau hệ thống cánh loa cố định là hệ thống van điều chỉnh lưu lượng.

Đối với miệng thổi kiểu khe (chiều cao H chỉ đến 150mm) cũng có thể có cấu tạo như miệng thổi tiết diện chữ nhật nêu trên (hình 4.1a) nhưng thay cho hệ thống chớp và lưới là hệ thống tấm chắn cố định đặt dọc theo chiều dài L, và bên trong là hệ thống van điều chỉnh lưu lượng. Miệng thổi kiểu này thổi ngang.

Miệng thổi kiểu khe khuếch tán được cấu tạo từ các khâu, có từ 1 đến 4 khâu (hình 4.3a) được lắp trên trần (và trên tường tại vị trí sát trần).



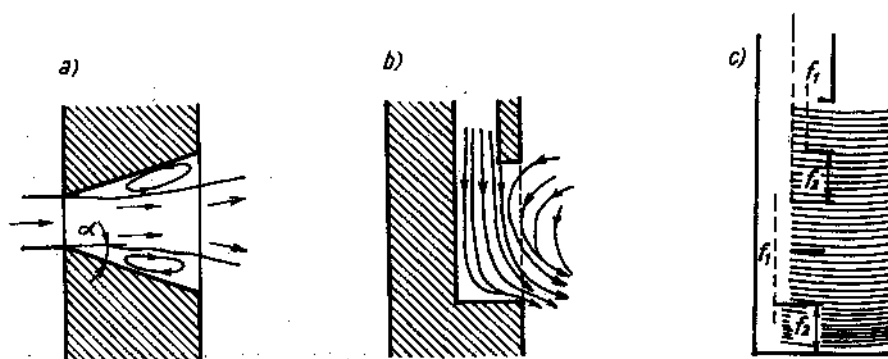
Hình 4.3. Miệng thổi kiểu khe khuếch tán được cấu tạo từ 2 khâu (a) và khâu miệng thổi với vị trí làm việc (1, 2, 3) của nắp van (b)

A, B, C, D, E, G, H - kích thước cấu tạo của miệng thổi; F - kích thước lỗ trần.

- Khâu (hình 4.3b) gồm hệ thống cánh và nắp van điều chỉnh lưu lượng và hướng luồng không khí. Hệ thống điều chỉnh này rất nhạy và có thể đóng khít (tương ứng với lưu lượng hầu như bằng 0), đồng thời cho phép khí luồng không khí phun ra với góc 180° (hình 4.3b1, 4.3b3) tổn thất lưu lượng không đáng kể vì bề mặt thực mà không khí đi qua không thay đổi.

Các miệng thổi được trình bày ở trên đều có hình thức dễ nhìn, nhất là miệng thổi tiết diện vuông (6 cánh loa) và miệng thổi kiểu khe (khuếch tán) được sử dụng phổ biến trong hệ thống thông gió và điều hoà không khí như hình thức trang trí trần rất có hiệu quả.

• Thông thường vận tốc chuyển động của không khí trong mương hoặc đường ống khá lớn. Do đó miệng thổi phải có tiết diện lớn hơn tiết diện mương hay đường ống. Để luồng không khí thổi ra được đều đặn, mương hay đường ống cần được mở rộng tiết diện từ từ khi nối với miệng thổi. Góc mở α của loa (hình 4.4a) bằng $4-10^\circ$.



Hình 4.4. Chuyển động của không khí từ mương hay đường ống qua miệng thổi

a) mở rộng từ từ ($\alpha = 4-10^\circ$); b) luồng không khí đối chiều dưới góc 90° ; c) luồng không khí đối chiều, nhưng có đặt lá hướng dòng

Nếu khí đi ra, luồng không khí đối chiều, dưới góc 90° chẳng hạn thì luồng do quán tính sẽ thoát ra tại phần dưới của miệng thổi, còn tại phần trên sẽ tạo thành vùng xoáy (hay gió quẩn) (hình 4.4b). Để tránh hiện tượng ấy, người ta đặt lá hướng dòng vuông góc với dòng không khí trong mương hay đường ống (hình 4.4c).

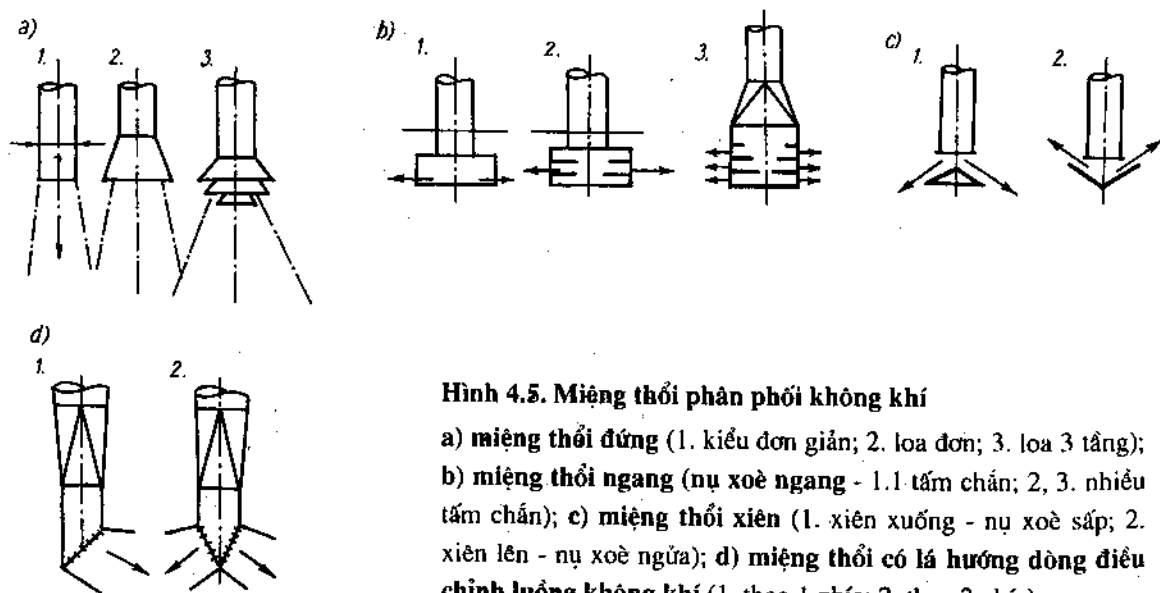
Đối với miệng thổi đứng (đặt trên trần) nếu luồng không khí đối chiều, có thể lắp miệng thổi vào đáy hộp góp không khí và đường ống nối vào hộp tại phần trên của vách đứng của hộp (tương tự hình 4.3a).

4.2.1.2. Đối với nhà công nghiệp

Trong nhà công nghiệp khác với nhà ở và công trình công cộng là cần phải đưa không khí đến từng vùng hay từng vị trí làm việc của người công nhân với lưu lượng có khi rất lớn, và về phương diện mỹ quan không đòi hỏi cao, nên miệng thổi có thể nhô ra ngoài và có dạng khác với các dạng vừa nêu ở trên.

• Miệng thổi trong trường hợp này còn được gọi *miệng thổi phân phối không khí dùng thổi đứng, thổi ngang hoặc thổi xiên*, và có thể thổi theo 1 hay nhiều phía (hình 4.5).

Miệng thổi đứng có 3 kiểu: kiểu đơn giản - là tiết diện cuối của đường ống, kiểu loa đơn và kiểu loa 3 tầng (hình 4.5a).

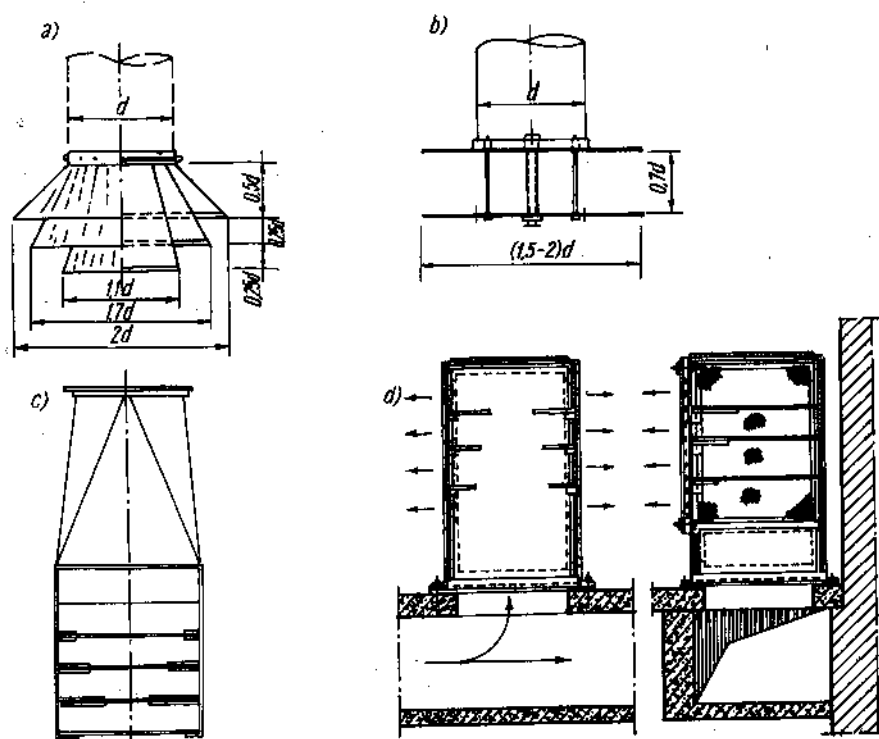


Miệng thổi ngang (theo các phía): nhờ tấm chắn ngang (1 hoặc nhiều tấm) đặt vuông góc với chiều chuyển động của không khí trong đường ống (hình 4.5b).

Miệng thổi xiên (theo các phía): nếu thay các tấm chắn ngang (hình 4.5b) bằng các tấm chắn hình nón đặt sấp hay đặt ngửa (hình 4.5c).

Miệng thổi xiên theo 1 hoặc 2 phía: với lá hướng dòng có thể điều chỉnh được góc độ thổi so với mặt phẳng ngang (hình 4.5d).

- Kích thước và cấu tạo của miệng thổi loa 3 tầng, miệng thổi ngang 1 tấm chắn và một số miệng thổi ngang khác như sau (hình 4.6).



Hình 4.6. Cấu tạo của miệng thổi phân phối không khí

a) miệng thổi loa 3 tầng; b) miệng thổi ngang (1 tấm chắn); c) miệng thổi 3 phía đặt sát tường; d) miệng thổi 3 phía đặt trên sàn

Trong số các miệng thổi phân phối không khí dùng trong nhà công nghiệp, *miệng thổi loa 3 tầng* (hình 4.6a) rất được phổ biến. Miệng thổi này tạo được luồng có vận tốc tắt rất nhanh nên được sử dụng trong trường hợp cần thổi lưu lượng lớn không khí từ trên xuống với số lượng miệng thổi hạn chế và vận tốc yêu cầu nhỏ.

Ngoài ra, dùng trong nhà công nghiệp còn có *miệng thổi Baturin* với các lá hướng dòng được lắp trong các hệ thống thổi cục bộ để thổi luồng không khí có các thông số khí hậu (t , ϕ , v) và độ trong sạch cần thiết đến các vị trí thao tác chịu cường độ bức xạ, nóng và nồng độ độc hại cao. Các miệng thổi này được đề cập ở chương 7 (mục 7.5.2.2).

4.2.2. Miệng hút

4.2.2.1. Miệng hút chung

Được lắp trong các hệ thống hút chung cơ khí, áp dụng đối với nhà ở, nhà công cộng và nhà công nghiệp.

- Trường hợp này đối với nhà và công trình công cộng miệng thổi tiết diện chữ nhật và khe thổi (hình 4.1) cũng có thể là miệng hút với điều kiện không khí đi ngược lại. Nhưng sử dụng thường nhất là miệng hút tiết diện chữ nhật và khe hút với lưới ô vuông hoặc các cánh chớp cố định.

- Đối với nhà công nghiệp thường dùng hơn cả là miệng hút đứng đặt trên cao (sát trần, gần mái) theo kiểu miệng hút đơn giản và loa đơn (hình 4.5a1, 4.5a2), miệng hút ngang 1 và 2 phía (hình 4.5d1, 4.5d2). Miệng hút 3 phía (hình 4.6c, 4.6d) ít sử dụng.

4.2.2.2. Miệng hút cục bộ

Miệng hút cục bộ, còn gọi là chụp hút chỉ áp dụng đối với nhà công nghiệp. Chụp hút cục bộ có thể là chụp kín, chụp nửa kín và chụp hở dùng để hút khí nóng (nhiệt), khí - hơi độc và bụi ngay tại nguồn phát sinh ra chúng - đó là các lò, các bể, các thiết bị công nghệ toả các yếu tố có hại nêu trên. Các chụp hút này được đề cập ở chương 7 (mục 7.2, 7.3, 7.4) và có thể tham khảo từng trường hợp cụ thể trong các tài liệu tương ứng [2, 4, 6, 11, 25, 26, 27, 31, 32...].

4.3. ĐƯỜNG ỐNG DẪN KHÔNG KHÍ

Đường ống dẫn không khí được chế tạo từ các vật liệu khác nhau và có hình dạng tiết diện ngang khác nhau (chữ nhật, vuông, tròn).

- Không phụ thuộc vào vật liệu chế tạo ống và cấu tạo của ống và mương dẫn, trạng thái bề mặt trong của ống và mương, số lượng và hình dạng chỗ uốn cong và chuyển tiết diện có ý nghĩa quan trọng, vì sức cản thủy lực phụ thuộc vào các yếu tố trên. Bề mặt nhẵn bảo đảm sức cản ma sát bé, ngoài ra ít bám bụi và dễ làm sạch ống.

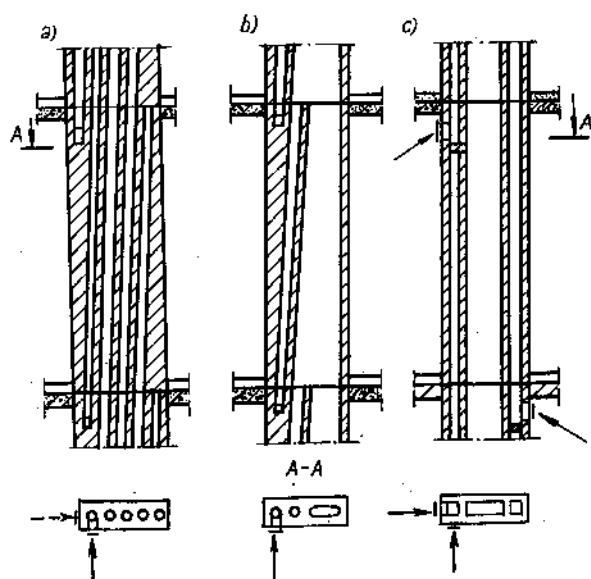
- Đường ống dẫn không khí cần có độ dẫn nhiệt bé, ít thấm thấu hơi nước và chịu lửa tốt. Yếu tố chịu lửa rất quan trọng vì lửa dễ lan truyền theo hệ thống ống dẫn (từ phòng nọ sang phòng kia).

- Hình dạng hợp lý nhất của tiết diện đường ống là hình dạng ứng với diện tích tiết diện ngang nhất định có chu vi bé nhất, vì chu vi càng bé thì sức cản ma sát càng bé. Rõ ràng ống có tiết diện tròn lợi nhất, tiếp theo là ống tiết diện vuông rồi đến ống tiết diện chữ nhật. Đường ống tiết diện chữ nhật tuy không lợi về mặt sức cản thủy lực, nhưng nó thuận lợi trong chế tạo, lắp đặt và nhất là hoà hợp với kết cấu xây dựng và bảo đảm mỹ quan công trình.

4.3.1. Đường ống dùng trong nhà ở và công trình công cộng

- Trong nhà ở và công trình công cộng, đường ống thường được chế tạo từ các vật liệu xây dựng nên toà nhà, ví dụ bê tông, gạch, ..., và thường đặt ngầm trong tường.

- *Mương dẫn chế tạo trong nhà máy dạng tấm (blôc) hay panen từ bê tông, bê tông cốt thép và các vật liệu khác (hình 4.7).*



Hình 4.7. Mương dẫn dạng tấm chế tạo trong nhà máy

a) với các mương nghiêng độc lập; b) với các mương nhánh nghiêng; c) với 2 mương nhánh song song

Các tấm thông gió cho nhà dưới 5 tầng được sản xuất với các mương dẫn riêng cho từng tầng (hình 4.7a).

Các tấm thông gió cho nhà từ 5 tầng trở lên với mục đích giảm diện tích chiếm chỗ của mương, người ta chế tạo theo sơ đồ ống nhánh vượt qua 1 hay nhiều tầng để vào ống góp. Những tấm này có mương góp tiết diện lớn nối các mương đứng từ các tầng với nó (hình 4.7b, 4.7c).

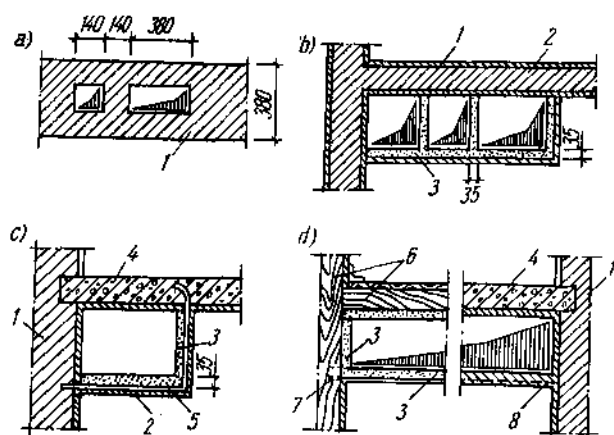
Bố trí mương độc lập từ các phòng nhằm bảo đảm chống cháy cho hệ thống thông gió, đồng thời cách âm và đáp ứng yêu cầu vệ sinh.

- *Mương dẫn bằng gạch đặt trong tường trong (hình 4.8a) với kích thước cho phép tối thiểu $1/2 \times 1/2$ viên gạch.*

Để chống ngưng tụ hơi nước, tức tránh đọng sương, gây ẩm thành ống dẫn, ở những vùng khí hậu lạnh, người ta không đặt mương trong tường ngoài.

- Trường hợp không đặt được mương ngầm trong tường, người ta dùng *mương áp tường* (hình 4.8b) làm bằng các tấm xi - thạch cao, xi măng amian, bê tông xi dày 30 - 40mm, hay bằng thép tấm (tôn), hoặc nhựa. Kích thước tối thiểu của mương áp tường là $100 \times 150\text{mm}$.

- Hoặc nếu là đường ống ngang, người ta dùng *mương treo*, hoặc *mương đóng* (hình 4.8c, 4.8d).



Hình 4.8. Cấu tạo của mương dẫn

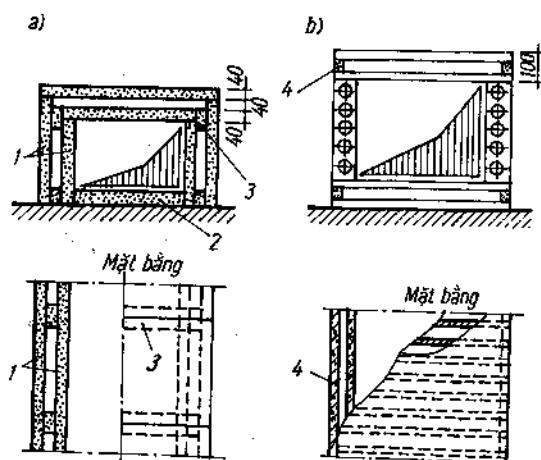
a) mương đặt trong tường; b) mương đứng áp tường; c) mương ngang treo; d) mương ngang đóng

1. tường gạch; 2. vữa trát; 3. tấm xi - thạch cao; 4. sàn chịu lửa; 5. thanh treo bằng thép; 6. kết cấu gỗ; 7. thép chữ T; 8. vữa trát trên lưới

Trường hợp trong hành lang chẳng hạn, dùng mương đóng liên tục suốt chiều rộng trần hành lang, với độ cao tối thiểu 150mm.

• Mương của hệ thống hút được nối vào *hộp góp trên trần*, từ hộp góp không khí qua chụp thải, hoặc thoát ra ngoài ở dạng mương độc lập.

Trong các *hầm mái*, để tránh ảnh hưởng của không khí lạnh hoặc nóng xung quanh đến không khí lưu thông trong ống dẫn, người ta làm ống dẫn bằng tôn có bảo ôn hoặc mương dẫn ghép 2 lớp từ các tấm xi - thạch cao, giữa chúng là khe không khí (hình 4.9a) hay từ các tấm thạch cao nhiều lỗ (hình 4.9b).



Hình 4.9. Mương dẫn đặt trên hầm mái

a) ghép 2 lớp tấm xi - thạch cao; b) từ các tấm thạch cao nhiều lỗ

1. tấm xi - thạch cao; 2. vữa thạch cao; 3. gạch xi - thạch cao; 4. ngàm vữa thạch cao

Trường hợp đường ống phục vụ một số phòng thì âm có thể truyền từ phòng nọ sang phòng kia, do đó cần có biện pháp *cách âm*.

• Đối với nhà ở và công trình công cộng, thường sử dụng *ống mềm* để nối đường ống với các miệng thổi và miệng hút đặt trên trần. Ống mềm bằng kim loại được chế tạo bằng phương pháp cơ học từ các dải thép được hàn trong điều kiện nhà máy. Ống mềm

(có học bổng thủy tinh) dùng phổ biến trong hệ thống thông gió và điều hoà không khí ngoài việc lắp đặt rất tiện lợi và dễ dàng, còn có tác dụng giảm âm và cách âm.

4.3.2. Đường ống dùng trong nhà công nghiệp

4.3.2.1. Vật liệu và kích thước ống

• Đối với nhà công nghiệp, vật liệu làm ống phụ thuộc vào tính chất của môi trường vận chuyển trong ống. Chiều dày ống phụ thuộc vào tính chất môi trường và kích thước ống.

- Ống thép được chế tạo từ thép tấm (tôn).

Nếu không khí vận chuyển trong ống có nhiệt độ không lớn hơn 80°C, chiều dày thép tấm như sau (mm):

Kích thước ống (mm)	100-200	225-450	500-800	900-1600	1800-2000
Chiều dày thép làm ống	0,5	0,6	0,7	1,0	1,4

Nếu không khí có nhiệt độ lớn hơn 80°C hay không khí chứa tạp chất cơ học hoặc tạp chất ăn mòn - ống làm bằng thép dày 1,4mm và lớn hơn.

Trường hợp ống tiết diện chữ nhật, chiều dày thép tấm như sau (mm):

Kích thước ống (mm)	100 × 150-200 × 250	200 × 300 - 1000 × 1000	1000 × 1200 - 1600 × 2000
Chiều dày thép làm ống	0,5	0,7	0,9

Ống kích thước 1 trong 2 cạnh lớn hơn 2000mm, chiều dày thép tấm xác định theo điều kiện độ bền.

Đường ống của hệ thống hút phải có tiết diện tròn, chế tạo bằng phương pháp hàn và có độ dày 1,5 - 2mm. Nếu vận chuyển bụi mài mòn hàm lượng lớn hơn 1000 mg/m³ thì dày 2,5 - 3mm.

- Ống nhựa được dùng đối với môi trường xâm thực (ăn mòn), ví dụ hệ thống hút cục bộ trong phân xưởng mạ và rửa.

Sử dụng ống nhựa hạn chế ở nhiệt độ 65°C và phải bảo đảm an toàn chống cháy.

- Ống hợp kim titan và ống thép không gỉ cũng được dùng đối với môi trường xâm thực.

Hợp kim titan sử dụng ở dạng tấm cán nguội dày 0,3 - 10mm, dạng thỏi đường kính 10 - 60mm và que hàn đường kính 1 - 7mm. Hợp kim titan làm ống thông gió phải có tính dẻo cao và tính chịu ăn mòn.

Ống làm bằng thép không gỉ sử dụng rất hạn chế, trong trường hợp có lí do xác đáng.

- Ống mềm kim loại với các mối nối di động để nối hệ thống thông gió với chụp hút cục bộ.

• Kích thước tiết diện ngang của ống như sau (xem thêm chương 5 - mục 5.5.2).

Đối với ống thép tiết diện tròn: đường kính 80 - 2000mm.

Đối với ống thép tiết diện chữ nhật: có 2 cỡ $100 \times 150 - 1600 \times 2000\text{mm}$ và $600 \times 2400 - 3200 \times 2400\text{mm}$.

Kích thước ống nhựa (tròn và chữ nhật) và ống mềm kim loại xem các tài liệu tham khảo [23, 26, 27,...].

4.3.2.2. Chế tạo ống và nối ống

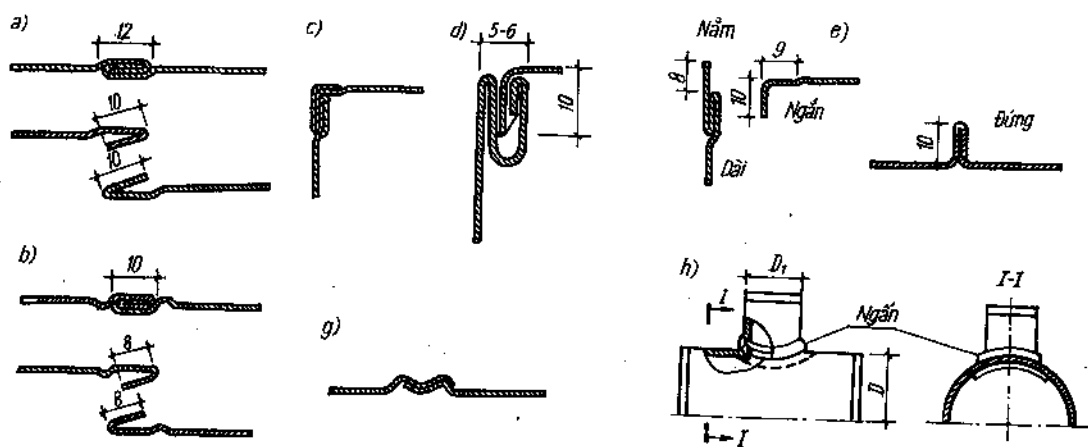
1. Chế tạo ống

• Đường ống dẫn không khí bằng kim loại được chế tạo từ các tấm kim loại bằng phương pháp ghép mí và hàn.

Đối với ống tròn, nếu chiều dày kim loại nhỏ hơn 1,25mm thì các tấm kim loại được nối với nhau bằng ghép mí đơn kiểu nằm (hình 4.10a), ghép mí kép kiểu nằm (hình 4.10b).

Đối với ống tiết diện chữ nhật, nếu chiều dày kim loại nhỏ hơn 1,25mm, các tấm kim loại nối với nhau bằng ghép mí nằm (hình 4.10a, 4.10b) và ghép mí ở góc ống (hình 4.10c), nếu chiều dày nhỏ hơn 1mm - ghép mí góc ngắn với vấu (hình 4.10d).

Mối hàn dọc từ các tấm kim loại nếu chiều dày nhỏ hơn 1,5mm là mối hàn chồng, nếu chiều dày 1,5 - 2mm - mối hàn chồng hoặc mối hàn ghép mối.



Hình 4.10. Các kiểu ghép mí

a) ghép mí đơn kiểu nằm; b) ghép mí kép kiểu nằm; c) ghép mí tại góc ống; d) ghép mí góc ngắn với vấu; e) ghép mí dọc - kiểu đứng và nằm; g) ghép mí với ngắn; h) nối đoạn cắt với đoạn ống thẳng (chạc ba)

- Đường ống làm bằng thép tấm (tôn) mỏng - chiều dày nhỏ hơn 1,5mm chế tạo bằng ghép mí hay hàn; chiều dày lớn hơn 1,5mm - hàn.

- Đường ống làm bằng hợp kim nhôm dày từ 1,5mm trở xuống chế tạo bằng ghép mí, dày lớn hơn 1mm - chế tạo bằng hàn.

Tất cả các mối hàn dọc tại cuối ống, gần vị trí lắp bích cần được gia cố - bằng hàn điểm, kẹp chặt....

- Các đoạn thẳng của ống tròn xoắn (kiểu lò xo) tiết diện tròn được chế tạo từ các dải thép đen và thép mạ kẽm dày 0,5 - 1,25mm và rộng 135mm trên máy bằng phương pháp ghép mí nằm (hình 4.10a, 4.10b). Nếu thép cuộn dày 0,8 - 2mm, rộng 200 - 700mm bằng phương pháp hàn chồng. Đường kính ống xoắn 100 - 2000mm.

- Các phụ tùng nối ống như cút, chạc ba, chuyển tiết diện... được nối từ các khâu, phụ thuộc vào chiều dày bằng ghép mí hoặc hàn.

Trường hợp ghép mí: Các khâu của ngoặt đối với hệ thống hút bụi và vận chuyển bằng khí ép nối với nhau bằng ghép mí dọc đứng và nằm (hình 4.10e), đối với hệ thống hút - thổi chung - có thể bằng ghép mí với ngấn (hình 4.10g). (Ghép mí với ngấn được dùng rất hạn chế). Các khâu của phụ tùng nối ống tiết diện chữ nhật nối với nhau bằng ghép mí góc ngấn với vấu (hình 4.10d). Đoạn cút nối với đoạn ống thẳng (của chạc ba) bằng ghép mí với ngấn dẹt (cán) (hình 4.10h).

- Đường ống dẫn không khí bằng nhựa cần bảo đảm các yêu cầu về độ kín và độ bền, trên đoạn ống thẳng không được có độ võng và vết gãy. Độ dày của ống phụ thuộc tiết diện ống. Để ống có độ dẻo nhất định, cần nung chế liệu đến nhiệt độ 120 - 140°C, thời gian nung phụ thuộc vào chiều dày tấm nhựa.

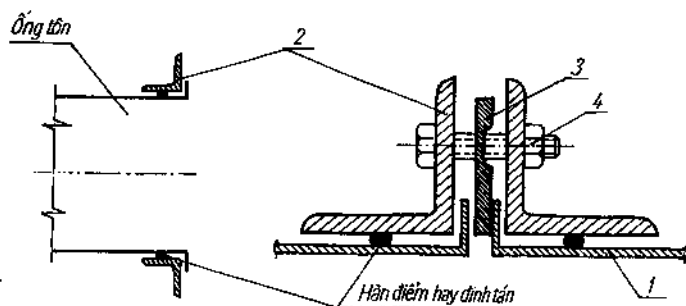
Các tấm nhựa được hàn bởi các mỏ hàn chuyên dụng và que hàn nhựa được làm mềm bởi khí nén (áp suất 8 - 10 kPa) ở nhiệt độ 220 - 240°C. Đường kính và chiều dài que hàn phụ thuộc vào chiều dày tấm nhựa và chiều dài mối hàn.

2. Nối ống

- Đường ống thép được chế tạo từng đoạn ống có chiều dài tối đa 2,5m (bằng chiều dài tấm tôn). Các đoạn ống tiết diện chữ nhật, nếu có một chiều lớn hơn 400mm cần tăng cường dạng các ngấn theo chu vi hoặc theo đường chéo, nếu lớn hơn 1000mm cần thêm khung tăng cường bên trong hoặc bên ngoài ống (khung tăng cường bên trong hình tròn hoặc oval chống 4 mặt ống).

Các đoạn ống thẳng nối trực tiếp với nhau và nối qua phụ tùng nối ống bằng mặt bích (hình 4.11) hoặc đai kẹp và phương pháp tương tự (hình 4.12, 4.13).

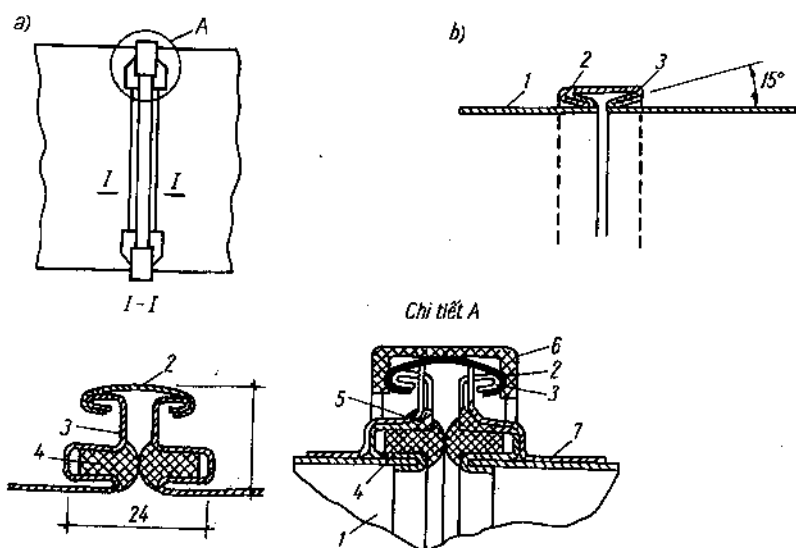
- Vật liệu làm bích đối với ống tròn có thể là thép tấm nếu đường kính nhỏ hơn 160mm, bằng thép dẹt nếu đường kính nhỏ hơn 315mm và bằng các loại thép góc tùy thuộc vào kích thước ống nếu đường kính lớn hơn 315mm. Vật liệu làm bích đối với ống tiết diện chữ nhật là thép góc.



Hình 4.11. Nối ống bằng mặt bích

1. thành ống; 2. mặt bích bằng thép góc; 3. đệm cao su; 4. bulông

- Nối bằng đai kẹp (hình 4.12) dùng cho ống tiết diện chữ nhật kích thước 200×250 - 1000×1000 mm.

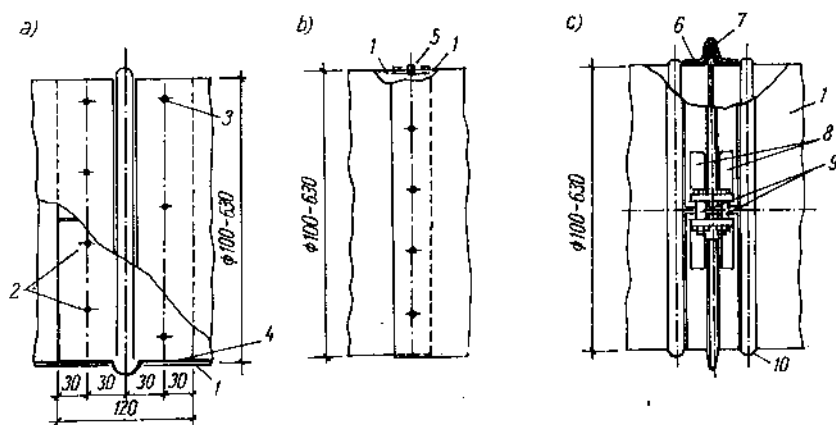


Hình 4.12 Các kiểu đai kẹp nối ống tiết diện chữ nhật (a, b)

1. thành ống; 2. đai kẹp; 3. khớp; 4. đệm cao su; 5. sợi capron ở 4 góc; 6. chi tiết trang trí - ở 4 góc; 7. tăng cứng - ở 4 góc

- Nối ống bằng vòng lót, bằng niệng loe và bằng đai ôm (hình 4.13) dùng cho ống tròn đường kính 100 - 900mm.

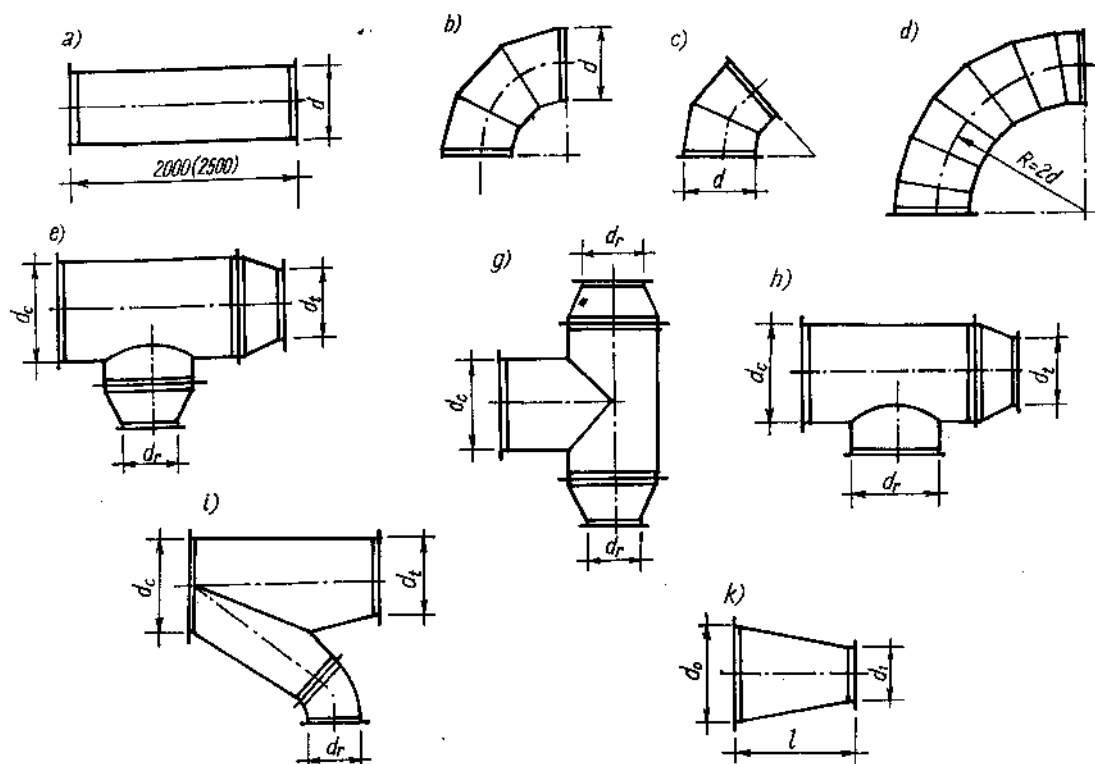
• Phụ tùng nối ống (hình 4.14, 4.15) dùng để chuyển hướng đường ống (ngoặt, cút), để nối nhánh phụ với tuyến chính (chạc ba), để thay đổi tiết diện lớn sang bé và ngược lại, chữ nhật sang tròn và ngược lại (chuyển tiết diện).



Hình 4.13. Các kiểu nối ống tiết diện tròn

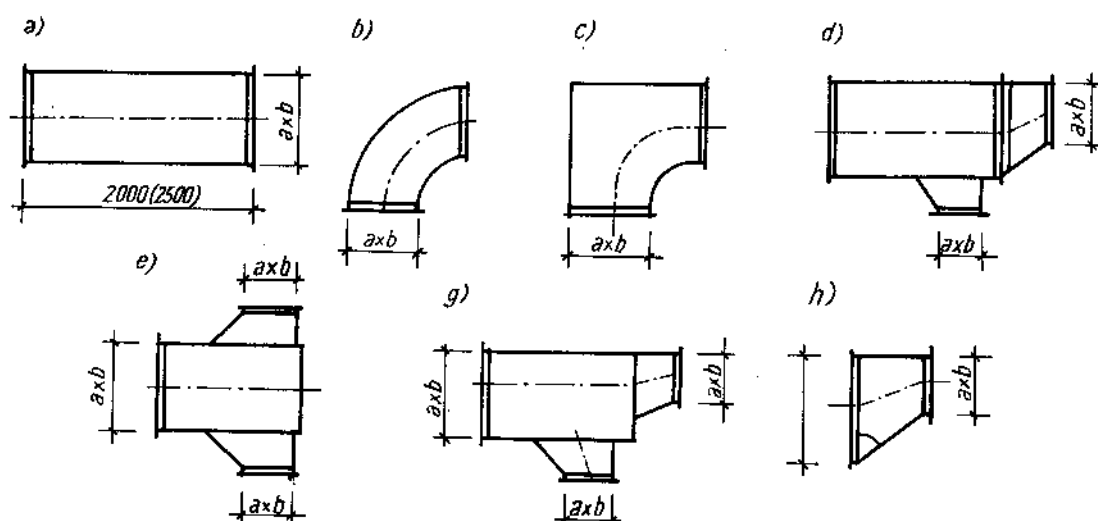
a) bằng vòng lót; b) bằng miệng lọc; c) bằng đai ôm

1. thành ống; 2. hàn điểm; 3. đỉnh tán; 4. vòng lót; 5. đỉnh vít hay đỉnh tán; 6. đai ôm bằng kim loại; 7. đệm cao su; 8. mẫu đai; 9. bulông; 10. ngăn



Hình 4.14. Phụ tùng nối ống tiết diện tròn

a) đoạn ống thẳng; b, c) cút (90°) và ngoặt (45°) của hệ thống thông gió chung; d) cút (90°) của hệ thống hút và vận chuyển bằng khí ép; e, g, h) chạc ba của hệ thống thông gió chung; i) chạc ba của hệ thống hút và vận chuyển bằng khí ép; k) chuyển tiết diện



Hình 4.15. Phụ tùng nối ống tiết diện chữ nhật

a) đoạn ống thẳng; b, c) cút (90°); d, e, g) chạc ba; h) chuyển tiết diện

4.4. BỘ PHẬN THU VÀ THẢI KHÔNG KHÍ

4.4.1. Bộ phận thu không khí

Vị trí lắp đặt và cấu tạo của bộ phận thu không khí cần phải đáp ứng những yêu cầu chính sau đây:

- Không khí vào miệng thu phải sạch, không hoặc ít bị ô nhiễm;
- Hình thức cấu tạo phải phối hợp với kiến trúc ngôi nhà, nhất là đối với nhà ở và công trình công cộng.

• Để không khí thổi vào nhà được sạch, bộ phận thu không được đặt gần nguồn gây ô nhiễm như cạnh đường không lát, cạnh bãi than, ống khói, nhà vệ sinh, bếp, phòng thí nghiệm hay phòng sản xuất toả khí - hơi độc, bụi....

Kinh nghiệm cho thấy, khoảng cách tối thiểu giữa bộ phận thu không khí và nguồn gây ô nhiễm 12m theo chiều ngang và 6m theo chiều đứng thì khả năng gây ô nhiễm không khí thổi không đáng kể [20].

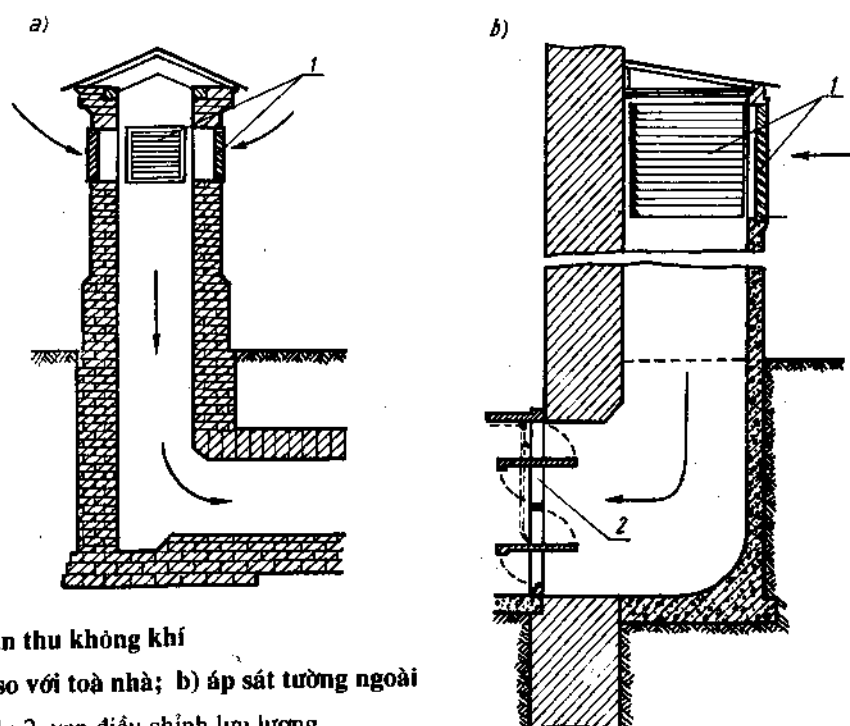
• Về hình thức cấu tạo, bộ phận thu không khí có thể chia thành 3 nhóm tương ứng với vị trí của chúng so với toà nhà được thông gió:

- Đặt ở khoảng cách xa hay gần toà nhà;
- Đặt trực tiếp gần tường ngoài hoặc ngay trên tường ngoài;
- Đặt bên trên mái nhà.

Khi khu vực xung quanh toà nhà bị ô nhiễm, bộ phận thu không khí đặt ở khoảng cách nhất định so với toà nhà. Trường hợp này bộ phận thu có dạng như tháp nhỏ

(hình 4.16a). Bên trên - ở độ cao 2m (hoặc lớn hơn) so với mặt đất có cửa chớp để chống bụi và rác. Bên dưới có mương ngầm dẫn đến buồng thổi.

Bề mặt trong của tháp và mương cần láng nhẵn bằng xi măng hay lát gạch men để chống thấm, tránh cho tháp và mương khỏi ẩm, mốc. Kích thước của tháp và mương cần tính toán để người có thể vào khi cần làm sạch theo định kì.



Hình 4.16. Bộ phận thu không khí

a) ở khoảng cách so với toà nhà; b) áp sát tường ngoài

1. lưới chớp cố định; 2. van điều chỉnh lưu lượng

Trường hợp bộ phận thu không khí *đặt gần tường*, tức *áp sát tường* (hình 4.16b), cửa chớp có thể đặt ở 1, 2 hay 3 mặt, buồng thổi nằm ở tầng hầm.

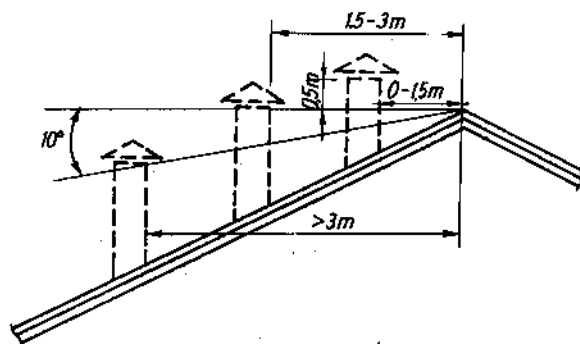
Bộ phận thu không khí *đặt trực tiếp trên tường* thường áp dụng đối với nhà công nghiệp. Trường hợp này buồng thổi nằm trên sàn công tác, ở độ cao gần với độ cao miệng thu.

Đối với bộ phận thu đặt gần tường hoặc trên tường, cửa chớp (miệng thu) đều đặt cao tối thiểu 2m so với mặt đất.

Bộ phận thu không khí *đặt trên mái*, có dạng kiểu tháp nhỏ với các cửa chớp, hay đơn giản là ống đứng tròn hay chữ nhật, bên trên có nón che mưa. (Cấu tạo của bộ phận thu kiểu ống đứng như bộ phận thải với không khí đi ngược chiều - xem mục 4.4.2 - hình 4.18). Trường hợp này bộ phận thu đặt cách bộ phận thải tối thiểu 10m, hoặc thấp hơn bộ phận thải tối thiểu 2m.

4.4.2. Bộ phận thải không khí

• Bộ phận thải không khí cần được đưa lên *trên mái nhà*. Độ cao của chúng (tính đến mép trên cùng của mương hay ống thải) phụ thuộc vào vị trí của chúng trên mái ngôi nhà (hình 4.17) như sau:



Hình 4.17. Độ cao tối thiểu của bộ phận thải không khí phụ thuộc vào khoảng cách của chúng so với sống mái nhà

- Vượt khỏi mái nhà không thấp hơn 0,5m nếu khoảng cách từ mương hay ống thải nhỏ hơn hoặc bằng 1,5m so với sống mái nhà;

- Không thấp hơn sống mái nhà nếu khoảng cách từ mương hay ống thải bằng 1,5 - 3m so với sống mái nhà;

- Không thấp hơn đường thẳng kéo từ sống mái nhà xuống dưới dưới góc 10° so với mặt phẳng ngang nếu khoảng cách từ mương hay ống thải lớn hơn 3m so với sống mái nhà.

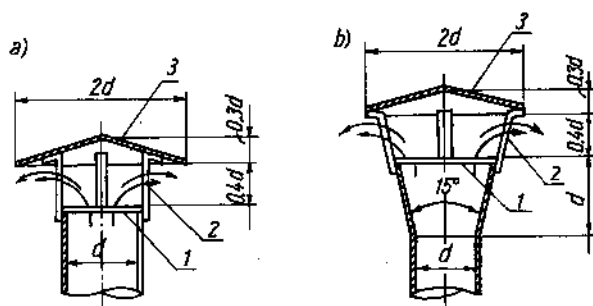
Trường hợp nhà công nghiệp có cửa mái, mép trên của mương hay ống thải phải cao hơn mép trên của cửa mái không nhỏ hơn 2m.

• Hình dạng của bộ phận thải không khí cũng cần phối hợp với kiến trúc ngôi nhà.

Phụ thuộc vào hệ thống hút (tự nhiên hay cơ khí) mà đầu mương hay ống thải - gọi là chụp thải, có cấu tạo khác nhau. Có 2 loại chụp thải.

- *Chụp thải tự nhiên* (còn gọi là chụp thoát gió - cấu tạo xem chương 8 - mục 8.5.3) lắp tại đầu bộ phận thải của hệ thống hút tự nhiên nhằm tăng cường sức hút của bộ phận thải;

- *Chụp thải cơ khí* lắp tại đầu bộ phận thải của hệ thống hút cơ khí. Cấu tạo của chụp thải cơ khí đơn thuần là nón che mưa lắp bên trên miệng ra nhằm bảo vệ mương và ống thải chống mưa và sự xâm nhập của chất bẩn có trong không khí ngoài. Khi thiết kế chụp thải cơ khí cần chú ý kích thước tương đối của chúng (hình 4.18). Để giảm sức cản bên dưới miệng ra cần có đoạn mở rộng dài 1 đường kính ống với góc mở 15° (hình 4.18b) và khoảng cách từ mép dưới của miệng ra đến chỗ thấp nhất của nón che mưa có thể tăng lên bằng 1d (thay cho 0,4d - hình 4.18a, 4.18b).

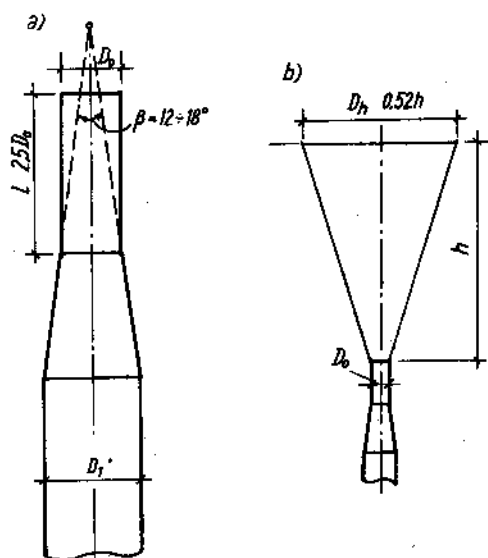


Hình 4.18. Chụp thải cơ khí

a) với nón che mưa; b) với loa và nón che mưa

1. vòng tròn; 2. thanh chống; 3. nón che mưa

Ngoài ra, người ta còn dùng ống phun thải thay cho chụp thải. Tại miệng ra của bộ phận thải, thay cho nón che mưa của chụp thải cơ khí là côn thu, và cuối cùng là ống hình trụ (hình 4.19a). Nhờ tiết diện thu nhỏ của ống hình trụ, không khí thoát ra tại đầu trên của nó có vận tốc lớn (có thể đến 40m/s), và không khí bắn được phun lên cao, dễ dàng khuếch tán trong khí quyển. Chiều cao nâng h (hình 4.19b) được xác định theo công thức của Molchanov B. S. [22] khi không có gió là $h = 2,17 v_0 D_0$.



Hình 4.19. Ống phun thải không khí

a) cấu tạo; b) sơ đồ luồng phun

D_0 - đường kính miệng phun; D_1 - đường kính ống phun; h - chiều cao nâng

Ống phun thải không khí được dùng như biện pháp bảo vệ môi trường không khí có hiệu quả khi không khí thải có nồng độ khí - hơi độc và bụi cao. Trường hợp này dùng chụp thải với nón che mưa không có lợi, vì không khí thải bị nón che mưa chặn hướng xuống dưới gây ô nhiễm lớp không khí gần mặt đất ngay tại vị trí thải.

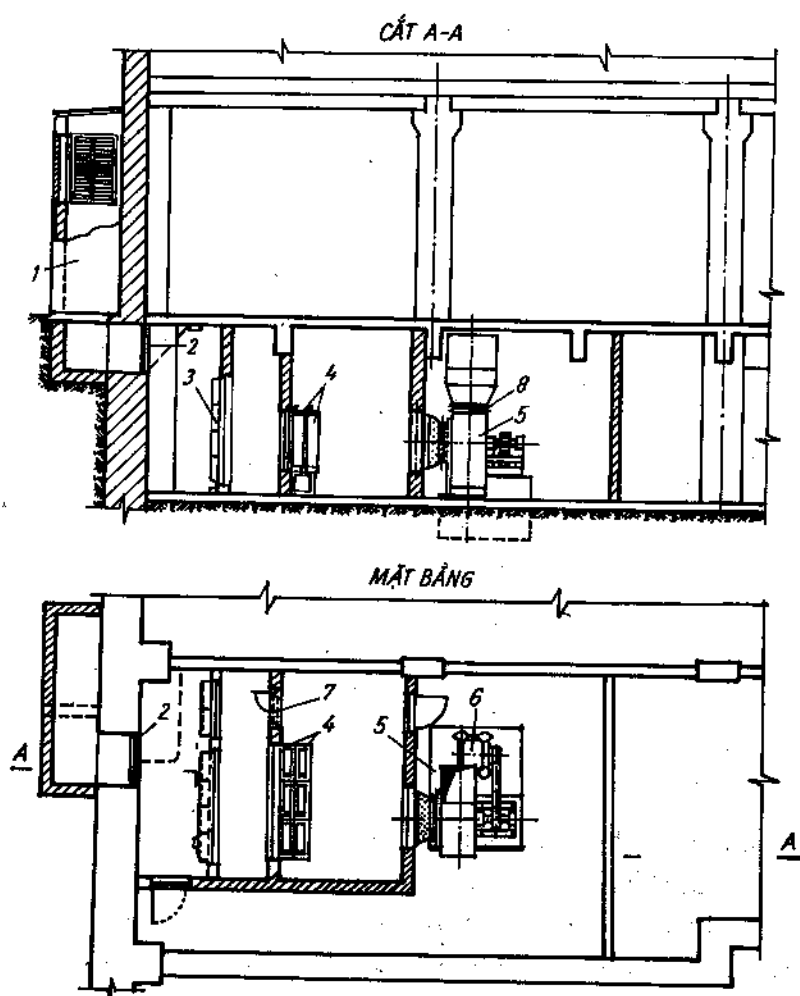
4.5. BUỒNG THÔNG GIÓ

Buồng thổi và buồng hút cần đặt tại vị trí trung tâm của các phòng được thông gió. Kích thước của buồng máy được chọn xuất phát từ điều kiện thiết bị của hệ thống, sao cho tiện lợi trong xây lắp, vận hành và sửa chữa.

Chiều cao của buồng (máy) thông gió không thấp hơn 1,8m, khoảng cách giữa các thiết bị nhằm bảo đảm chiều rộng đi lại không nhỏ hơn 0,7m. Tường buồng máy cần xây bằng gạch khó cháy với bề mặt nhẵn để dễ dàng lau chùi, tẩy bụi và chất bẩn. Buồng máy cần được chiếu sáng tự nhiên.

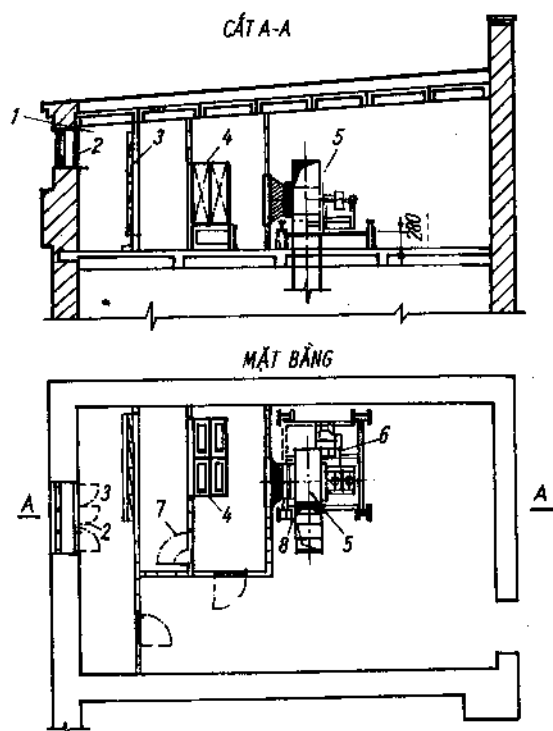
4.5.1. Buồng thổi

• Trong nhà ở và nhà công cộng, buồng thổi đặt trong tầng hầm, trên hầm mái hoặc trong phòng kĩ thuật (hình 4.20, 4.21).



Hình 4.20. Buồng thổi đặt trong tầng hầm

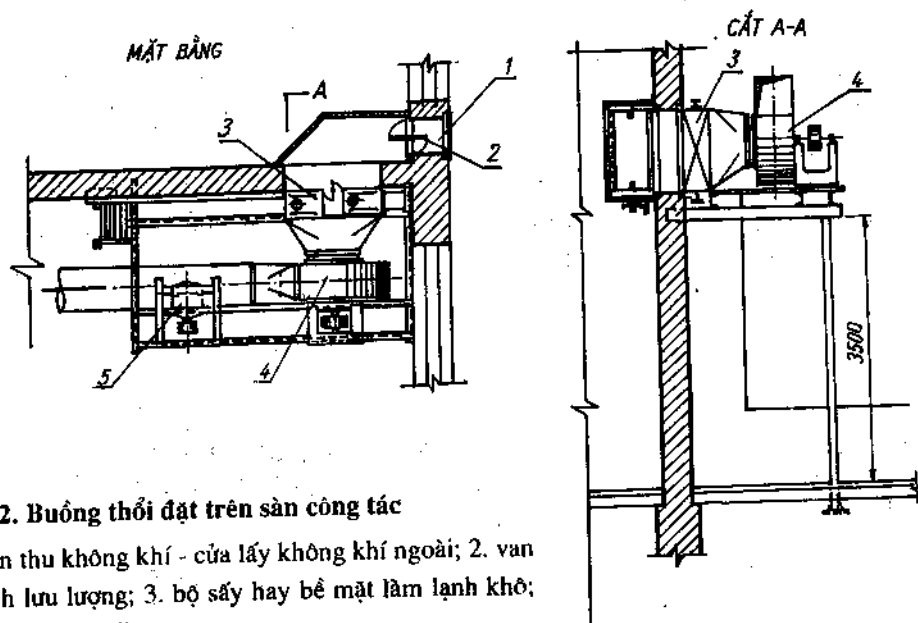
1. bộ phận thu không khí; 2. van điều chỉnh lưu lượng; 3. lưới lọc; 4. bộ sấy hoặc bề mặt làm lạnh khô; 5. quạt; 6. động cơ điện; 7. van (điều chỉnh lưu lượng không khí được sấy hay làm lạnh); 8. nệm



Hình 4.21. Buồng thổi đặt trong hầm mái

1. bộ phận thu không khí; 2. van điều chỉnh lưu lượng; 3. lưới lọc; 4. bộ sấy hoặc bề mặt làm lạnh khô; 5. quạt; 6. động cơ điện; 7. van (điều chỉnh lưu lượng không khí được sấy hay làm lạnh); 8. nối mềm

• Trong nhà công nghiệp, buồng thổi thường đặt trực tiếp trong phân xưởng, trên sàn công tác sát tường ngoài (hình 4.22). Buồng thổi cũng có thể đặt trên mặt sàn, trên giá đỡ sát tường, sát cột. (Buồng thổi đặt trên sàn công tác và trên giá đỡ có ưu điểm không chiếm diện tích mặt sàn).

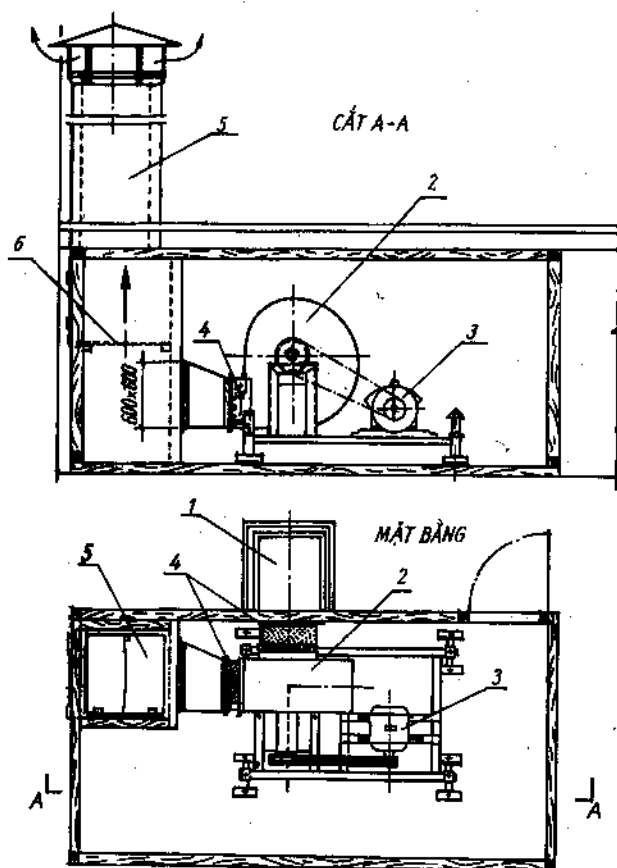


Hình 4.22. Buồng thổi đặt trên sàn công tác

1. bộ phận thu không khí - cửa lấy không khí ngoài; 2. van điều chỉnh lưu lượng; 3. bộ sấy hay bề mặt làm lạnh khô; 4. quạt; 5. động cơ điện.

4.5.2. Buồng hút

- Trong nhà ở và công trình công cộng buồng hút thường đặt trên hầm mái hay trong các phòng kĩ thuật ở tầng trên (hình 4.23).



Hình 4.23. Buồng hút đặt trong hầm mái

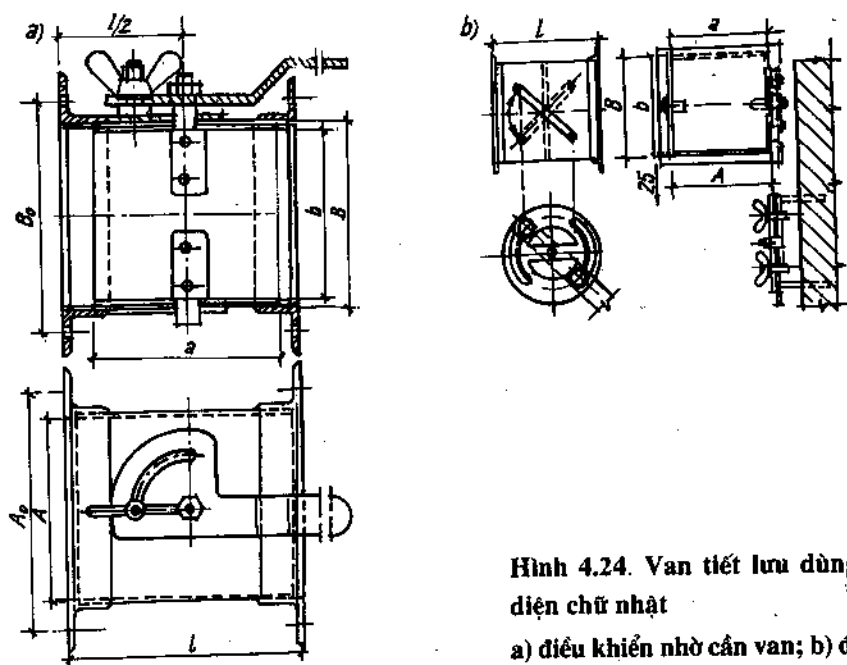
1. hộp không khí; 2. quạt; 3. động cơ điện; 4. nối mềm; 5. bộ phận thải không khí; 6. van điều chỉnh lưu lượng.

- Trong nhà công nghiệp, buồng hút đặt trực tiếp trên mặt sàn phân xưởng, nếu có thiết bị lọc bụi. Buồng hút trong trường hợp này có thể nằm bên trong hoặc bên ngoài phân xưởng - giáp với tường ngoài. Trường hợp không có thiết bị lọc bụi, buồng hút đơn giản chỉ là quạt hút có thể đặt trên sàn phân xưởng, trên giàn thép hoặc giá đỡ sát tường, sát cột - trong hoặc ngoài phân xưởng.

4.6. CÁC BỘ PHẬN ĐIỀU CHỈNH LƯU LƯỢNG KHÔNG KHÍ

4.6.1. Van tiết lưu

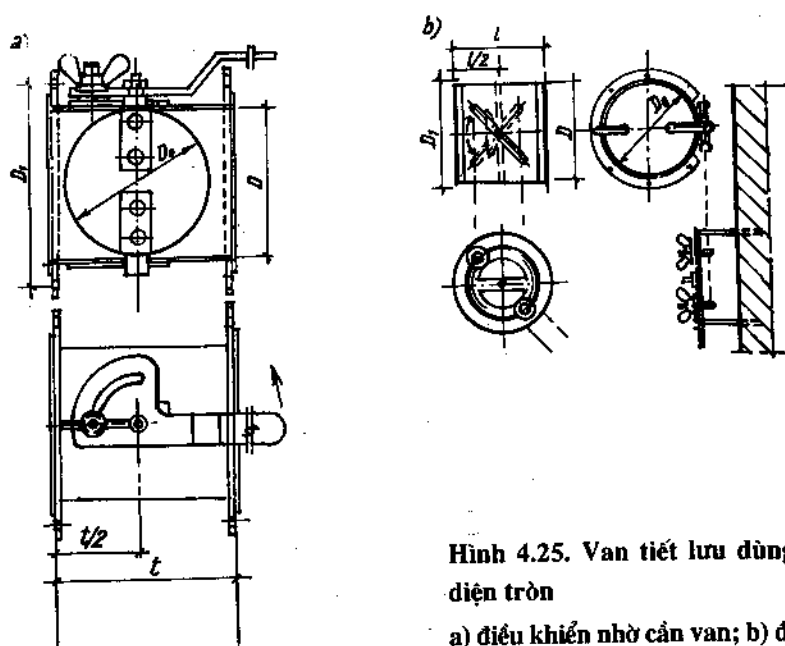
- Van tiết lưu dùng cho đường ống tiết diện chữ nhật (hình 4.24) dùng để điều chỉnh lưu lượng không khí trong đường ống tiết diện chữ nhật.



Hình 4.24. Van tiết lưu dùng cho đường ống tiết diện chữ nhật

a) điều khiển nhờ cân van; b) điều khiển nhờ dây cáp

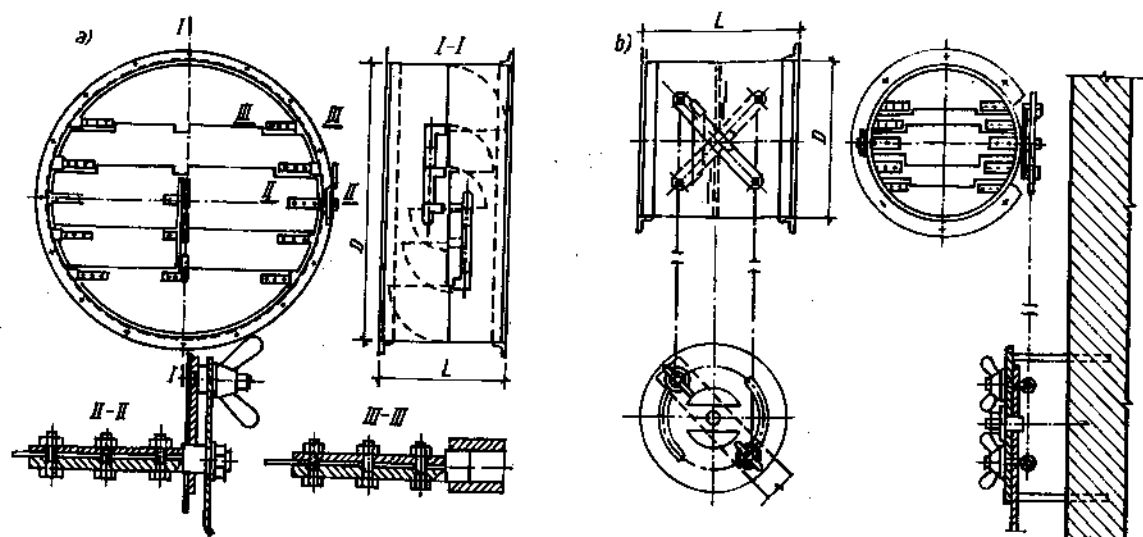
- Van tiết lưu dùng cho đường ống tiết diện tròn (hình 4.25) dùng để điều chỉnh lưu lượng không khí trong đường ống tiết diện tròn.



Hình 4.25. Van tiết lưu dùng cho đường ống tiết diện tròn

a) điều khiển nhờ cân van; b) điều khiển nhờ dây cáp

- Van tiết lưu nhiều cánh dùng cho đường ống tiết diện tròn (hình 4.26) dùng để điều chỉnh lưu lượng không khí tại quạt thông gió trung tâm.



Hình 4.26. Van tiết lưu nhiều cánh dùng cho đường ống tiết diện tròn
a) điều khiển nhờ cần van; b) điều khiển nhờ dây cáp

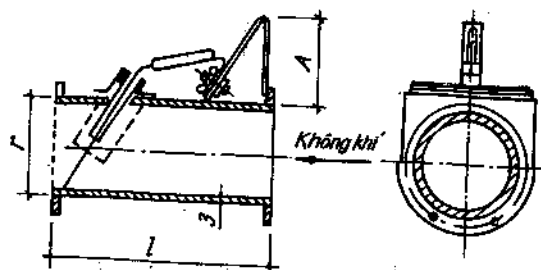
Các loại van tiết lưu trên điều khiển bằng tay nhờ cần van hay điều khiển nhờ tay vận với dây cáp. Cần van hình quạt được lắp vào đoạn ống ngắn sao cho khi van ở vị trí mở hoàn toàn cần van nằm song song với đoạn ống.

4.6.2. Van bướm

Van này có 2 loại: dùng cho đường ống tiết diện tròn và tiết diện chữ nhật. Van được sử dụng để điều chỉnh lưu lượng không khí ở áp suất dưới 10Pa. Loại van này có cấu tạo thống nhất không phụ thuộc vào kiểu dẫn động: bằng điện, bằng khí nén hay bằng tay.

4.6.3. Tấm chắn (van trượt)

Tấm chắn, hay van trượt (hình 4.27) dùng để điều chỉnh lưu lượng không khí tại các đoạn riêng lẻ của hệ thống hút bụi và vận chuyển bằng khí ép.



Hình 4.27. Tấm chắn (van trượt)

Tấm chắn có thể đặt trên đoạn ống ngang, ống đứng của đường ống dẫn không khí.

4.6.4. Van đảo chiều cách nhiệt

Van này lắp trên đoạn mương hoặc ống đứng của bộ phận thu (và thải không khí) đặt trên mái nhà. Van lắp tại vị trí sát mái, trước khi mương (hoặc ống) xuyên mái.

Chương 5. TÍNH TOÁN KHÍ ĐỘNG HỆ THỐNG THÔNG GIÓ

5.1. BIỂU ĐỒ PHÂN BỐ ÁP SUẤT TRONG HỆ THỐNG ĐƯỜNG ỐNG DẪN KHÔNG KHÍ

• Trong thủy lực học người ta phân biệt 3 loại áp suất khi chất khí bất kì chuyển động trong đường ống.

- *Áp suất tĩnh*: Trong bình kín là áp suất lên thành bình và như nhau tại tất cả các điểm của bề mặt trong. Khái niệm về áp suất tĩnh của không khí chuyển động phức tạp hơn. Giả sử có một áp kế di chuyển dọc theo đường ống cùng với không khí, ta dễ dàng nhận thấy áp suất (được chỉ thị trên áp kế) lên bề mặt của vật bất kì chuyển động cùng với không khí, cũng tức là áp suất lên thành ống tại tiết diện tương ứng. Vậy khi không khí chuyển động áp suất tĩnh dọc theo chiều dài ống (khác với bình kín) thay đổi. Ta có thể nói áp suất tĩnh (p_t) đặc trưng cho mức độ nén khí (không khí). Và áp suất tĩnh có thể được coi như thế năng nén 1m^3 không khí, bằng công để thực hiện (hay tạo ra) 1m^3 không khí khi giãn nở.

- *Áp suất động*: Là động năng quy về cho 1m^3 không khí chuyển động, tương đương với áp suất:

$$p_d = \frac{v^2}{2} \rho \quad (5.1)$$

trong đó: p_d - áp suất động, P_a ; v , ρ - vận tốc (v), m/s và mật độ (ρ), kg/m^3 của không khí.

Áp suất động luôn luôn có trị số dương. Nó không đổi khi tiết diện ống cố định và chỉ phụ thuộc vào vận tốc và mật độ của không khí chuyển động.

Từ đó ta thấy trong trường hợp vừa nêu (khi tiết diện ống không đổi), để thắng sức cản thủy lực, chỉ cần chi phí áp suất tĩnh.

- *Áp suất toàn phần*: Là tổng đại số áp suất tĩnh và áp suất động. Nói cách khác: là năng lượng tổng cộng (toàn phần) của 1m^3 không khí:

$$P_{tp} = P_t + P_d \quad (5.2)$$

Chú thích: Áp suất toàn phần (P_{tp}) và áp suất tĩnh (P_t) được xác định bằng phương pháp đo trực tiếp. Áp suất động (P_d) được xác định như hiệu số của áp suất toàn phần và áp suất tĩnh:

$$P_d = P_{tp} - P_t$$

• Giả sử ta có đoạn ống giữa hai tiết diện 1-1 và 2-2 (hình 5.1). Nếu chuyển động ổn định thì khối lượng (hay lưu lượng) không thể giữ lại hay tồn tại trong đoạn ống, vì áp suất, mật độ và vận tốc của chất lỏng (hay chất khí) thay đổi.

Phương trình liên tục phát biểu như sau: Thể tích chất lỏng (hay chất khí) chảy vào ống trong đơn vị thời gian bằng thể tích chất lỏng (hay chất khí) chảy ra khỏi ống trong thời gian ấy. Nếu điều kiện này không thực hiện được thì bên trong chất lỏng (hay chất khí) không nén được sẽ "rỗng" hoặc "gián đoạn", gọi là "hiện tượng khí xâm thực".

Trong phương trình liên tục, các tiêu chuẩn để xác định khối lượng vật chất, tức chất lỏng - ở thể giọt hay thể khí chảy qua từng tiết diện của dòng F_1 và F_2 trong đơn vị thời gian có thể là khối lượng, còn trong trường hợp chất lỏng không nén được - là thể tích. Do đó phương trình liên tục có 2 dạng:

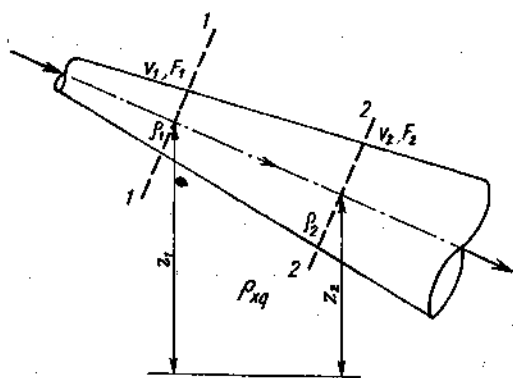
- Biểu diễn không gian của lưu lượng khối lượng trong đơn vị thời gian tại các tiết diện của dòng:

$$v_1 F_1 \rho_1 = v_2 F_2 \rho_2 = m = \text{const}$$

trong đó: v , F , ρ - vận tốc (v), diện tích tiết diện (F) và mật độ (ρ); các chỉ số "1" và "2" chỉ các thông số tại tiết diện 1-1 và 2-2.

- Trường hợp chất lỏng không nén được, tức $\rho_1 = \rho_2$ là trường hợp đặc biệt của phương trình liên tục, biểu diễn lưu lượng thể tích không đổi:

$$v_1 F_1 = v_2 F_2 = u = \text{const}$$



Hình 5.1. Chuyển động của không khí trong đường ống dẫn

• Trong hệ thống thông gió áp suất thay đổi không đáng kể so với áp suất khí quyển nên ảnh hưởng của nó đối với mật độ không khí trong phần lớn trường hợp có thể bỏ qua. Ví dụ khi áp suất sử dụng của hệ thống bằng 2000Pa, mật độ không khí so với trị số tiêu chuẩn (ở $t = 20^\circ\text{C}$ và $B = 760 \text{ mmHg}$) thay đổi trong khoảng:

$$\left[\frac{101325 + 2000}{101325} - 1 \right] 100 = 2\%$$

Do đó trong hệ thống thông gió các dòng không khí chuyển động có mật độ thực tế không đổi nên vận tốc của chúng tại mỗi điểm trong khoảng thời gian nhất định không thay đổi cả trị số và chiều chuyển động. Khi đó đối với 2 tiết diện của 1 dòng chảy (hình 5.1) ta có thể viết phương trình lưu lượng:

$$v_1 F_1 = v_2 F_2 = L \quad (5.3)$$

trong đó: v , F - vận tốc trung bình (v), m/s và diện tích tiết diện (F), m^2 của dòng không khí; chỉ số "1" và "2" chỉ các thông số tại tiết diện 1-1 và 2-2; L - lưu lượng của dòng không khí, m^3/s .

Trường hợp mật độ không khí thay đổi (ví dụ khi sấy nóng không khí trong bộ sấy) phương trình lưu lượng có dạng:

$$v_1 F_1 \rho_1 = v_2 F_2 \rho_2 = G \quad (5.3a)$$

trong đó: ρ_1 , ρ_2 - mật độ của không khí tại tiết diện 1-1 và 2-2 tương ứng, kg/m^3 ; G - lưu lượng theo khối lượng, kg/s .

• Mối quan hệ giữa các trị số áp suất tại các tiết diện khác nhau của dòng không khí (hình 5.1) được thể hiện bằng phương trình Becnuli viết ở dạng đơn giản nhất như sau:

$$p_{t(1)} + \frac{v_1^2}{2} \rho = p_{t(2)} + \frac{v_2^2}{2} \rho + \Delta p \quad (5.4)$$

trong đó: p_t , $v^2/2 \rho$ - áp suất tĩnh (p_t) và áp suất động ($v^2/2 \rho$), Pa; v - vận tốc của không khí, m/s; các chỉ số "1" và "2" chỉ các thông số tại tiết diện 1-1 và 2-2 tương ứng; ρ - mật độ của không khí, kg/m^3 ; Δp - tổn thất áp suất toàn phần (bao gồm tổn thất do ma sát và do sức cản cục bộ) giữa 2 tiết diện.

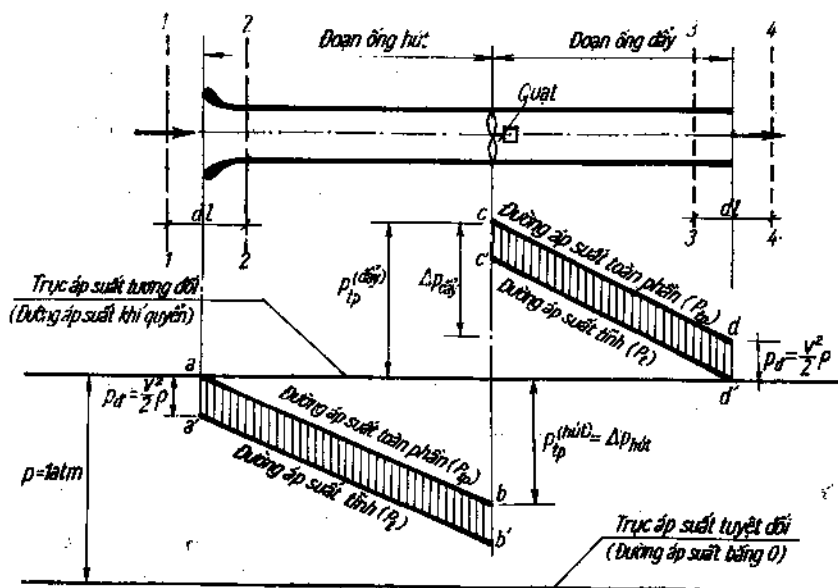
Đối với các dòng mà mật độ của chúng khác với mật độ của môi trường không khí và đường ống không nằm trên mặt phẳng ngang, cần phải tính áp suất trọng trường phụ thuộc vào độ cao hình học z (xem hình 5.1):

$$p_{t(1)} + \frac{v_1^2}{2} \rho + z_1 \rho g = p_{t(2)} + \frac{v_2^2}{2} \rho + z_2 \rho g + \Delta p \quad (5.4a)$$

trong đó: z_1 , z_2 - độ cao của dòng không khí tại tiết diện 1-1 và 2-2, m; g - gia tốc trọng trường, m/s^2 .

• Trong tính toán, như ta thấy, trạng thái vật lý của không khí được đặc trưng chủ yếu bằng mật độ (ρ) của nó. Ở điều kiện tiêu chuẩn ($t_0 = 20^\circ C$ hay $T^0 = 273 + 20 = 293K$ và $B_0 = 760 \text{ mmHg}$ hay $101325Pa$) $\rho_0 = 1,205 \text{ kg/m}^3$. Ngoài ra trong tính toán người ta còn sử dụng độ nhớt - đặc trưng của không khí phụ thuộc vào lực ma sát bên trong xảy ra khi nó chuyển động. Độ nhớt thường được đặc trưng bởi hệ số nhớt động học (ν), ở điều kiện tiêu chuẩn $\nu_0 = 15,06 \cdot 10^{-6} m^2/s$.

- Trên cơ sở các khái niệm trên, chúng ta nghiên cứu phương pháp tính toán khí động hệ thống thông gió. Trước tiên nghiên cứu biểu đồ phân bố áp suất trong hệ thống đường ống dẫn không khí, trường hợp đơn giản nhất khi chỉ có tổn thất áp suất ma sát. Đó là trường hợp sơ đồ đường ống (hình 5.2) thẳng, tiết diện không đổi và trên đường ống không có sức cản cục bộ, tức không có chướng ngại như phụ tùng nối ống và các phụ tùng khác như van, khoá..., cấu tạo của miệng vào, miệng ra không tạo dòng xoáy, tức loại trừ tổn thất cục bộ tại các vị trí ấy.



Hình 5.2. Biểu đồ phân bố áp suất trong đường ống hút và đường ống đẩy (trường hợp không có tổn thất áp suất cục bộ)

5.1.1. Sự phân bố áp suất trong đường ống hút và đường ống đẩy

• Xuôi theo chiều chuyển động của không khí ta phân biệt 2 đoạn: đoạn ống hút ở phía trước (bên trái) máy quạt và đoạn ống đẩy ở phía sau (bên phải) máy quạt. Áp suất của không khí bên trong đường ống có thể đo bằng 2 cách: Dùng mốc áp suất bằng 0 làm chuẩn để đo: ta có *áp suất tuyệt đối*, hoặc dùng mốc áp suất khí quyển làm chuẩn: ta có *áp suất tương đối*.

Khi máy quạt không hoạt động áp suất tĩnh (p_t) tuyệt đối trong hệ thống tại mọi điểm bằng 1 atm và p_t tương đối bằng 0. Vì không khí trong đường ống không chuyển động nên vận tốc (v) bằng 0 và do đó áp suất động (p_d) bằng 0. Áp suất toàn phần (p_{tp}) tương đối trong trường hợp này bằng 0. Để đơn giản, từ đây về sau ta chỉ dùng áp suất tương đối và chỉ viết quy ước đơn giản: *áp suất*.

Khi máy quạt làm việc nó tạo ra độ chênh áp suất gọi là hiệu số áp suất để thắng sức cản của đường ống và đưa không khí từ trạng thái tĩnh sang trạng thái động với vận tốc nào đó để cho tại miệng hút áp suất tĩnh (p_t) phải bé hơn hoặc bằng 0 (tức áp suất tuyệt đối nhỏ hơn hoặc bằng áp suất khí quyển).

Để giải thích, ta có thể viết phương trình Bernoulli cho 2 mặt cắt 1-1 và 2-2 nằm bên trái và bên phải miệng hút với khoảng cách vô cùng bé dl (hình 5.2):

$$P_{t(1)} + \frac{v_1^2}{2} \rho = P_{t(2)} + \frac{v_2^2}{2} \rho + \Delta p$$

Trong công thức trên:

$p_{t(1)}$ - áp suất tĩnh của không khí tại tiết diện 1-1 có trị số quy ước bằng 0 (áp suất tuyệt đối bằng 1 atm);

v_1 - vận tốc tại tiết diện 1-1 bằng 0 vì tiết diện này vô cùng lớn;

Δp - tổn thất áp suất trên đoạn d_l bằng 0 vì d_l quá bé nên Δp ma sát bằng 0, và Δp cục bộ cũng bằng 0 như đã trình bày ở trên.

Ta có:

$$p_{tp(2)} = p_{t(2)} + \frac{v_2^2}{2} \rho = 0$$

Từ đó:

$$p_{t(2)} = -p_{d(2)} = -\frac{v_2^2}{2} \rho$$

Nghĩa là điểm biểu diễn áp suất toàn phần (p_{tp}) tại miệng hút nằm ngay trên trục áp suất tương đối (điểm a), và điểm biểu diễn áp suất tĩnh (p_t - điểm a') nằm bên dưới a đoạn bằng $p_d = v^2 \rho / 2$, tức trị số p_t bằng p_d với dấu âm (-). Càng đi sâu vào trong, do sức cản ma sát của đường ống p_{tp} của không khí càng giảm. Sự biến thiên của p_{tp} trên đoạn ống hút được biểu diễn bằng đoạn thẳng a-b vì tổn thất áp suất (Δp) ma sát (do tiết diện ống không đổi nên vận tốc v không đổi) tỉ lệ thuận với độ dài đường ống. Tại tiết diện cuối cùng của đoạn ống hút, tức ngay sát bên trái máy quạt, p_{tp} có trị số đại số bé nhất và trị số tuyệt đối đúng bằng tổng sức cản hay tổn thất áp suất (Δp) từ miệng hút đến máy quạt. Còn đường biểu diễn p_t được vẽ bằng cách lấy tung độ của đường p_{tp} trừ đi trị số $p_d = v^2 \rho / 2$ tại tiết diện tương ứng. Vì tiết diện không đổi nên vận tốc chuyển động của không khí (v) tại mọi tiết diện đều bằng nhau, do đó đường áp suất tĩnh (p_t) a'-b' song song với đường áp suất toàn phần (p_{tp}) a - b. Ở đây ta thấy vì $p_d = \text{const}$ tại mọi tiết diện nên để thẳng sức cản ma sát chỉ cần thay đổi p_t .

- Trên đường ống đẩy tại tiết diện bên phải máy quạt, nhờ có sức đẩy của máy quạt nên p_{tp} của dòng không khí tăng cao và có trị số dương (+). Càng đi về cuối ống, p_{tp} giảm dần và tại vị trí miệng thổi p_{tp} chỉ còn bằng p_d , tức $v^2 \rho / 2$, còn p_t thì bằng 0, tức bằng áp suất khí quyển. Trên hình 5.2 c-d là đường biểu diễn áp suất toàn phần (p_{tp}) và c'-d' là đường biểu diễn áp suất tĩnh (p_t) của đoạn ống đẩy. Như vậy p_{tp} tại tiết diện đầu của đoạn ống đẩy, tức ngay bên phải máy quạt có trị số đại số lớn nhất và bằng tổng sức cản hay tổn thất áp suất (Δp) trên đường ống đẩy cộng p_d tại miệng thổi.

Ở đây ta cũng chứng minh được vì sao p_t tại miệng thổi bằng 0 và p_{tp} bằng p_d bằng phương trình Becnuli viết cho 2 mặt cắt 3-3 và 4-4 nằm bên trái và bên phải miệng thổi với khoảng cách vô cùng bé d_l (hình 5.2) như sau.

$$p_{tp(3)} = p_{l(3)} + p_{d(3)} = p_{l(3)} + \frac{v_3^2}{2} \rho$$

$$p_{tp(4)} = p_{l(4)} + p_{d(4)}$$

trong đó: $p_{l(4)} = 0$ (bằng áp suất khí quyển)

$$p_{d(4)} = \frac{v_4^2}{2} \rho = \frac{v_3^2}{2} \rho$$

Sở dĩ ta có thể viết trị số $p_{d(4)}$ như vậy vì tiết diện 4-4 gần miệng thổi, tại đó dòng không khí chuyển động với vận tốc (v) như bên trong ống.

Ta có:

$$p_{l(3)} + p_{d(3)} = p_{l(4)} + p_{d(4)} + \Delta p$$

hay:

$$p_{l(3)} + \frac{v_3^2}{2} \rho = 0 + \frac{v_3^2}{2} \rho + \Delta p$$

trong đó: $\Delta p = 0$ (vì đoạn d quá bé)

Do đó cuối cùng ta có:

$$p_{l(3)} = 0$$

$$p_{tp(3)} = p_{d(3)} = \frac{v_3^2}{2} \rho$$

tức p_l tại miệng thổi bằng 0, và p_{tp} bằng p_d .

5.1.2. Hiệu số áp suất của máy quạt

• Máy quạt có nhiệm vụ gây ra hiệu số áp suất để thắng sức cản của đường ống, đồng thời bảo đảm dòng không khí thổi ra ngoài với vận tốc nào đó. Do đó hiệu số áp suất của máy quạt phải bằng tổng tổn thất áp suất trên đường ống hút và đường ống đẩy cộng với áp suất động của dòng không khí tại miệng thổi.

Hay nói cách khác: Hiệu số áp suất mà máy quạt cần sản ra bằng tổng trị số tuyệt đối (không kể dấu đại số) của áp suất toàn phần tại các tiết diện trước và sau máy quạt (đoạn ob và oc - hình 5.2):

$$H_q = \left| p_{tp}^{(hút)} \right| + \left| p_{tp}^{(đẩy)} \right| \quad (5.5)$$

trong đó: $p_{tp}^{(hút)}$, $p_{tp}^{(đẩy)}$ - áp suất toàn phần tại tiết diện cuối của đường ống hút (trước máy quạt - $p_{tp}^{(hút)}$) và đường ống đẩy (sau máy quạt - $p_{tp}^{(đẩy)}$).

Nếu viết dưới dạng biểu thức đại số, tức có kể dấu:

$$H_q = p_{tp}^{(đẩy)} - p_{tp}^{(hút)} \quad (5.5a)$$

5.1.3. Biểu đồ phân bố áp suất trong trường hợp có tổn thất áp suất cục bộ

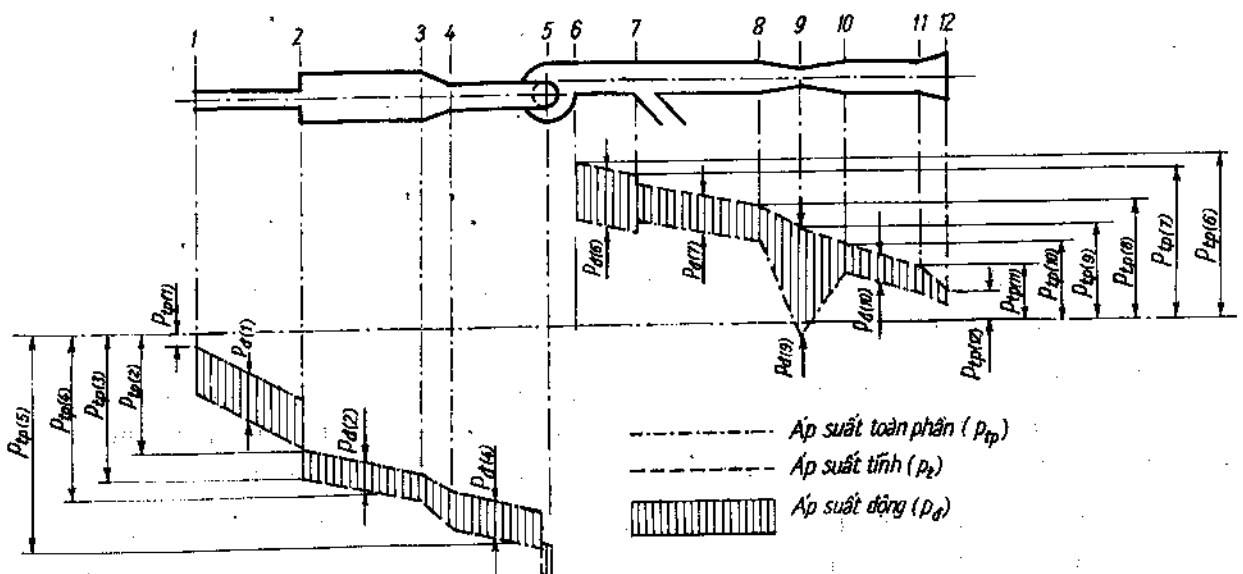
Nếu đường ống phức tạp, tiết diện thay đổi nhiều hoặc có nhiều nhánh rẽ hoặc nhập dòng (lưu lượng thay đổi) thì hình dạng của biểu đồ phân bố áp suất phức tạp hơn, tức các đường biểu diễn áp suất sẽ khác, nhưng nguyên lí chung vẫn không thay đổi.

Ví dụ ta có hệ thống đường ống với máy quạt (hình 5.3). Ở đây ngoài sức cản ma sát còn có sức cản cục bộ do các chương ngại như loa, phễu, tiết diện thay đổi đột ngột, chia dòng. Nếu biết kích thước cụ thể của đường ống, lưu lượng không khí và từ đó - vận tốc chuyển động của nó ta có thể tính toán để lập biểu đồ phân bố áp suất trong đường ống. Ta tiến hành như sau: dựa vào sức cản (tức tổn thất áp suất) ma sát (Δp_{ms}) và cục bộ (Δp_{cb}) của từng đoạn ống, vẽ đường áp suất toàn phần (p_{tp}), sau đó trừ tung độ cho trị số áp suất động (p_d) tại các tiết diện tương ứng để tìm đường áp suất tĩnh (p_t). Khi tiến hành ta sử dụng các công thức:

$$\Delta p_{ms} = Rl$$

$$\Delta p_{cb} = \xi p_d = \xi \frac{v^2}{2} \rho$$

trong đó các kí hiệu của công thức xem mục 5.2.



Hình 5.3. Biểu đồ phân bố áp suất trong hệ thống đường ống dẫn không khí (trường hợp có tổn thất áp suất cục bộ)

• Trên đường ống hút

Tiết diện 1 - miệng hút: Nếu miệng hút có hình dạng thích hợp để tránh chuyển động xoáy khí vào thì tổn thất cục bộ có thể bằng 0 và lúc đó áp suất toàn phần (p_{tp}) bằng 0

(bằng áp suất khí quyển). Trường hợp chung, nếu miệng hút gây ra tổn thất cục bộ thì p_{tp} bằng trị số Δp_{cb} với dấu âm (-).

$$p_{tp(1)} = -\Delta p_{cb(1)} = -\xi_{vào} p_{d(1)}$$

- Tiết diện 2:

$$p_{tp(2)} = p_{tp(1)} - \Delta p_{tp(1-2)} = -\xi_{vào} p_{d(1)} - (R_{(1-2)} l_{(1-2)} + \xi_{mở rộng} p_{d(1)})$$

- Tiết diện 3:

$$p_{tp(3)} = p_{tp(2)} - \Delta p_{tp(2-3)} = -\xi_{vào} p_{d(1)} - (R_{(1-2)} l_{(1-2)} + \xi_{mở rộng} p_{d(1)}) - (R_{(2-3)} l_{(2-3)})$$

- Tiết diện 4:

$$p_{tp(4)} = p_{tp(3)} - \Delta p_{tp(3-4)} = \dots$$

Cứ như thế tính cho đến tiết diện cuối cùng, tức miệng hút của quạt (tiết diện 5).

• Trên đường ống đẩy bắt đầu từ tiết diện cuối cùng (miệng thổi) đến quạt.

- Tiết diện 12 - miệng thổi:

$$p_{tp(12)} = \frac{v_{(12)}^2}{2} \rho + \xi_{ra} \frac{v_{(12)}^2}{2} \rho = (1 + \xi_{ra}) \frac{v_{(12)}^2}{2} \rho$$

- Tiết diện 11:

$$p_{tp(11)} = p_{tp(12)} + \Delta p_{tp(11-12)} = (1 + \xi_{ra}) \frac{v_{(12)}^2}{2} \rho + \xi_{loa} \frac{v_{(11)}^2}{2} \rho$$

- Tiết diện 10:

$$p_{tp(10)} = p_{tp(11)} + \Delta p_{tp(10-11)} = (1 + \xi_{ra}) \frac{v_{(12)}^2}{2} \rho + \xi_{loa} \frac{v_{(11)}^2}{2} \rho + R_{(10-11)} l_{(10-11)}$$

v.v.... Cứ như thế tính cho đến tiết diện đầu tiên của đường ống đẩy, tức miệng đẩy của quạt (tiết diện 6).

Căn cứ vào trị số p_{tp} tại các tiết diện mà ta vẽ đường biểu diễn áp suất toàn phần (p_{tp}) cho cả hệ thống bằng cách nối liền các điểm biểu diễn thành đường gấp khúc. Sau đó ta lập đường áp suất tĩnh (p_t) theo nguyên tắc đã nêu ở trên (xem hình 5.3).

• Để tìm hiệu số áp suất cần thiết của máy quạt, ta lấy hiệu số đại số các trị số áp suất toàn phần ở tiết diện đầu của đường ống đẩy và tiết diện cuối của đường ống hút (sau và trước quạt):

$$H_q = H_{tp(6)} - H_{tp(5)}$$

5.2. TÍNH TOÁN KHÍ ĐỘNG HỆ THỐNG ĐƯỜNG ỐNG DẪN KHÔNG KHÍ

Nội dung của tính toán khí động hệ thống đường ống dẫn không khí, tức hệ thống thông gió có ống dẫn là:

- Chọn đường kính ống, xác định sức cản thủy lực, cũng chính là tổn thất áp suất của nó, từ đó chọn máy quạt có khả năng gây ra hiệu số áp suất để thắng sức cản của đường ống và vận chuyển không khí với vận tốc đã định. Đó là bài toán thuận, hay còn gọi bài toán thiết kế.

- Tổn thất áp suất đã biết (có nghĩa là quạt đã có sẵn), cần chọn đường kính ống sao cho sức cản phù hợp (với lưu lượng cho trước). Đây là bài toán ngược, tức bài toán kiểm tra, hiệu chỉnh.

Tổn thất áp suất của một dịch thể chuyển động trong đường ống bao gồm 2 thành phần: tổn thất áp suất ma sát do thành ống tác dụng lên dòng chảy gây ra, và tổn thất áp suất cục bộ do dòng chảy gặp chướng ngại, vật cản.

5.2.1. Tổn thất áp suất ma sát

• *Tổn thất áp suất ma sát* xuất hiện dọc theo chiều dài của đường ống. Ở kích thước hình học và lưu lượng xác định chúng phụ thuộc vào chế độ chảy và trạng thái bề mặt ma sát.

Tổn thất áp suất ma sát được xác định theo công thức của Dacxi:

$$\Delta p_{ms} = \varphi \frac{U}{F} l \frac{v^2}{2} \rho \quad (5.6)$$

trong đó: Δp_{ms} - tổn thất áp suất ma sát, Pa; U, F, l - chu vi ướt (U), m ; diện tích tiết diện ngang (F), m^2 và chiều dài (l), m của ống; v, ρ - vận tốc chuyển động (v), m/s và mật độ (ρ), kg/m^3 của dịch thể trong ống, φ - hệ số tỉ lệ, không thứ nguyên.

Đối với đường ống tròn đường kính d, m và khi chảy đầy, tức chu vi ướt (U) bằng chu vi của tiết diện thì:

$$\frac{U}{F} = \frac{\pi d}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4}{d}$$

và công thức (5.6) sẽ trở thành:

$$\Delta p_{ms} = \varphi \frac{4}{d} l \frac{v^2}{2} \rho$$

Nếu đặt $\lambda = 4\varphi$, ta có:

$$\Delta p_{ms} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2} \rho \quad (5.7)$$

trong đó: λ - hệ số ma sát, không thứ nguyên.

Công thức (5.7) là công thức cơ bản để tính tổn thất áp suất ma sát (Δp_{ms}) trên đoạn ống tròn đường kính d , độ dài l với vận tốc chuyển động của dịch thể bên trong ống v (dịch thể có mật độ ρ). Để tính toán Δp_{ms} một cách chính xác cần phải xác định đúng hệ số ma sát λ .

• *Hệ số cản ma sát*, hay gọi tắt *hệ số ma sát* (λ) là hệ số phức tạp về bản chất, trong trường hợp chung phụ thuộc vào chế độ chảy, tức số Reinson (Re) và độ nhám tương đối của thành ống (K/d , trong đó K , d - độ nhám tuyệt đối (K) và đường kính ống (d), m).

Chế độ chuyển động của dịch thể tương ứng với định luật đồng dạng được xác định bởi chuẩn số Reinson:

$$Re = \frac{vd}{\nu}$$

trong đó: v - vận tốc, m/s ; d - kích thước hình học đặc trưng (đối với ống là đường kính), m ; ν - hệ số nhớt động học, m^2/s .

- Khi $Re < 2300$ ta có chế độ chảy tầng, hệ số λ chỉ phụ thuộc vào số Re và có thể xác định theo công thức:

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

- Khi $Re > 2300$ ta có chế độ chảy rối, và phân biệt 3 trường hợp:

Chảy rối trong ống nhẵn thủy lực - khi chiều dày của lớp chảy tầng ở sát thành ống phủ kín độ nhám của thành ống: hệ số λ không phụ thuộc vào độ nhám thành ống (K/d) mà chỉ phụ thuộc vào số Re , có thể xác định theo công thức:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (\text{Blaziusơ})$$

hoặc:

$$\lambda = \frac{1,01}{(\lg Re)^{2,5}} \quad (\text{Murin})$$

(công thức cuối cùng - của Murin sử dụng với điều kiện $2000 < Re < \left[\frac{120}{K/d} \right]^{9/8}$).

Chảy rối trong ống nhám thủy lực - khi chiều dày của lớp chảy tầng ở sát thành ống không đủ phủ kín độ nhám thành ống: hệ số λ không phụ thuộc vào số Re mà chỉ phụ thuộc vào độ nhám thành ống (K/d), có thể xác định theo công thức:

$$\lambda = 0,1 \left[\frac{K}{d} \right]^{0,25} \quad (\text{Shifrinson})$$

hoặc:

$$\lambda = \frac{1}{\left[1,74 + 2 \lg \frac{1}{2 \frac{K}{d}} \right]^2} \quad (\text{Nicuradze})$$

Chảy rối quá độ từ chế độ trong ống nhẵn thủy lực sang chế độ trong ống nhám thủy lực: hệ số λ phụ thuộc vào số Re và độ nhám K/d:

$$\lambda = 0,1 \left[\frac{K}{d} + \frac{100}{Re} \right]^{0,25} \quad (\text{Altsul})$$

hoặc

$$\lambda = \frac{1,42}{\left[\lg Re \frac{1}{\frac{K}{d}} \right]^2} \quad (\text{Labaev})$$

Chú thích: • Khi số Re bé ảnh hưởng của độ nhám không đáng kể ($K/d \rightarrow 0$), công thức Altsul có dạng công thức của Blazius đối với ống nhẵn thủy lực:

$$\lambda = 0,1 \left[\frac{100}{Re} \right]^{0,25} = \frac{0,316}{Re^{0,25}}$$

• Khi số Re lớn ($100/Re \rightarrow 0$), công thức Altsul có dạng công thức của Shifrinson đối với ống nhám thủy lực:

$$\lambda = 0,1 \left[\frac{K}{d} \right]^{0,25}$$

Đường ống dẫn không khí trong hệ thống thông gió thường làm bằng tôn có độ nhám $K = 0,1\text{mm}$ hoặc bằng các vật liệu khác có $K \geq 1\text{mm}$ (xem bảng 5.1). Đối với ống tôn ($K = 0,1\text{mm}$) với vận tốc không khí có thể từ 0,2 - 30m/s, chế độ chuyển động thường là giai đoạn quá độ. Với các mương dẫn ($K \geq 1\text{mm}$) thì chế độ chuyển động trong ống nhám thủy lực. Để xác định Δp_{ms} trong trường hợp ống tôn, với tính toán gần đúng có thể nhận $\lambda \approx 0,02$.

Bảng 5.1. Độ nhám tuyệt đối (K) của vật liệu chế tạo ống

Vật liệu	K, mm	Vật liệu	K, mm
Thép tấm (tôn)	0,1	Tấm xi - thạch cao	1
Nhựa (chất dẻo vinyl)	0,1	Tấm bê tông - xi	1,5
Tấm hay ống xi măng - amian	0,11	Gạch	4
Gỗ dán	0,12	Vữa trát (trên lưới thép)	10

• Để tiện lợi trong tính toán, người ta lập sẵn các *bảng số* hay *biểu đồ* để tra 1 hoặc 2 trong các trị số: tổn thất áp suất đơn vị R, đường kính d, vận tốc v và lưu lượng L khi biết các trị số còn lại (phụ lục 9), trong đó:

$$R = \varphi \frac{U}{F} \frac{v^2}{2} \rho = \frac{\lambda}{d} \frac{v^2}{2} \rho \quad (5.8)$$

Biết trị số R, ta xác định Δp_{ms} theo công thức:

$$\Delta p_{ms} = R/l \quad (5.9)$$

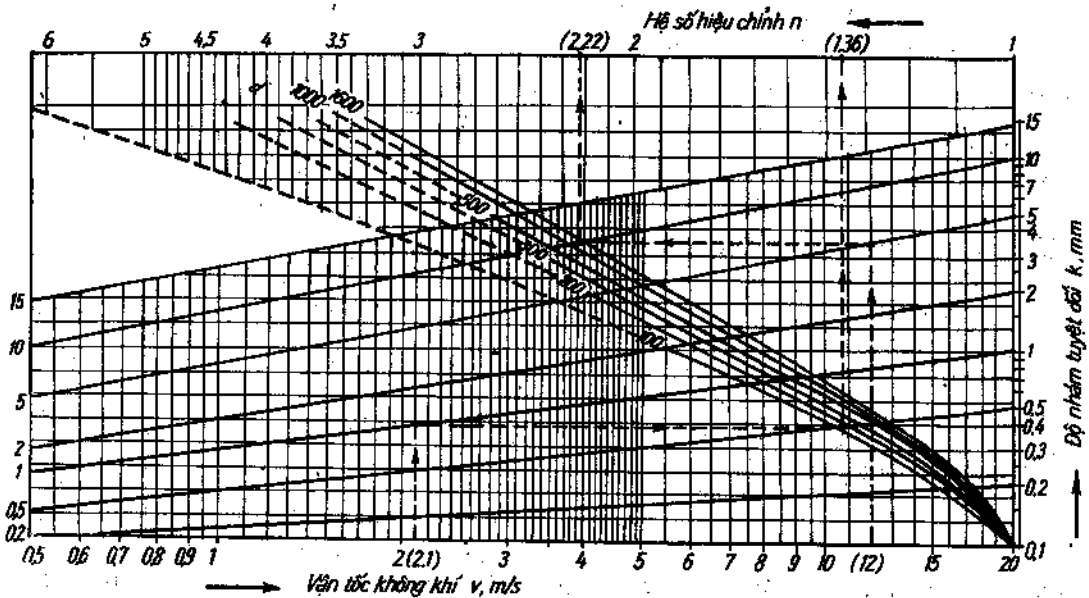
Trong các công thức (5.7) và (5.8):

R - tổn thất áp suất ma sát riêng, Pa/m.

Khi lập các bảng số và biểu đồ, hệ số λ được tính cho không khí ở điều kiện tiêu chuẩn ($t_0 = 20^\circ\text{C}$, $\rho_0 = 1,205 \text{ kg/m}^3$ và $v_0 = 15,06 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$) và ống có độ nhám tuyệt đối $K_0 = 0,1 \text{ mm}$. Do đó khi tính toán cho hệ thống ống dẫn có nhiệt độ (t) và độ nhám (K) khác với điều kiện trên thì phải đưa vào hệ số hiệu chỉnh nhiệt độ (η) và độ nhám (n) (bảng 5.2 và hình 5.4):

Bảng 5.2. Hệ số hiệu chỉnh tổn thất áp suất ma sát η khi nhiệt độ thay đổi

Nhiệt độ t, °C	η	Nhiệt độ t, °C	η	Nhiệt độ t, °C	η
-30	1,15	30	0,98	90	0,85
-20	1,12	40	0,95	100	0,83
-10	1,09	50	0,93	125	0,8
0	1,05	60	0,91	150	0,77
10	1,02	70	0,89	175	0,74
20	1	80	0,87	200	0,7



Hình 5.4. Đồ thị xác định hệ số hiệu chỉnh áp suất ma sát n đối với ống có độ nhám K khác với $K = 0,1 \text{ mm}$

$$R = R_0 \eta n \quad (5.9a)$$

trong đó: R, R_0 - tổn thất áp suất ma sát riêng của ống có nhiệt độ không khí t và độ nhám $K(R)$ và tổn thất áp suất ma sát riêng ứng với điều kiện tiêu chuẩn ($t = 20^\circ\text{C}$) và $K_0 = 0,1\text{mm}$ được tra theo bảng số hoặc biểu đồ (R_0).

5.2.2. Tổn thất áp suất cục bộ

5.2.2.1. Tổn thất áp suất cục bộ và hệ số cản cục bộ

• Khi dòng chảy đi qua chương ngại sẽ xảy ra sự va chạm lẫn nhau giữa các phần tử vật chất làm cho năng lượng (động năng) của chúng giảm xuống. Sự hao hụt năng lượng ấy là *tổn thất áp suất cục bộ*.

Tổn thất áp suất cục bộ có thể chia thành 2 nhóm:

- Với sự thay đổi lưu lượng trước và sau chương ngại: chạc ba, miệng thổi và miệng hút tại thành ống dẫn;
- Với sự thay đổi vận tốc và lưu lượng không đổi: loa, phễu, mở rộng và thắt nhỏ đột ngột, cút.

Tổn thất áp suất cục bộ được xác định theo công thức:

$$\Delta p_{cb} = \xi p_d = \xi \frac{v^2}{2} \rho \quad (5.10)$$

trong đó: ξ hệ số cản cục bộ, không thứ nguyên.

• *Hệ số cản cục bộ* ξ theo công thức (5.10) được hiểu như tỉ số của tổn thất áp suất tại chương ngại cục bộ và áp suất động tại tiết diện mà hệ số cản cục bộ (ξ) quy về đó:

$$\xi = \frac{\Delta p_{cb}}{\frac{v^2}{2} \rho} \quad (5.11)$$

Nếu tại chương ngại cục bộ (ví dụ loa hoặc cút chẳng hạn) có cả tổn thất ma sát (Δp_{ms}) thì phải loại trừ Δp_{ms} nếu trong Δp_{cb} có tính cả tổn thất theo chiều dài (tức Δp_{ms}):

$$\xi = \frac{\Delta p_{cb} - \Delta p_{ms}}{\frac{v^2}{2} \rho} \quad (5.11a)$$

Áp suất động ($p_d = v^2 \rho / 2$) mà hệ số cản cục bộ (ξ) quy về đó được nhận đối với tiết diện không đổi hoặc tiết diện hẹp (bé) nhất, nhưng nhất thiết phải đánh dấu vị trí được chọn (trong sơ đồ thường đặt mũi tên hoặc kí hiệu bằng chỉ số - ví dụ: ξ_0 , tức tại tiết diện 0). Hợp lí nhất là chọn tiết diện tại vị trí nối chương ngại với đường ống phía trước (theo chiều chuyển động của không khí).

Trị số của hệ số cản cục bộ (ξ - phụ lục 10) phụ thuộc vào hình dạng và kích thước của chướng ngại. (Ảnh hưởng của số Re và độ nhám của bề mặt thành trong có thể cho qua). Trạng thái của dòng không khí khi vào chướng ngại (phụ thuộc vào chế độ chuyển động, hình dạng của chi tiết vào của chướng ngại, vị trí gần nhất của các chướng ngại khác...) ảnh hưởng đáng kể đến trị số ξ .

Hệ số ξ thường được xác định bằng thực nghiệm. Tuy nhiên, trong một số trường hợp đơn giản, chúng có thể được xác định bằng tính toán lí thuyết, ví dụ như trong trường hợp mở rộng và thu nhỏ dòng đột ngột (hình 5.5).

- Trường hợp mở rộng dòng đột ngột (hình 5.5a) dòng không khí không chiếm toàn bộ tiết diện mở rộng và tạo thành vùng xoáy (tại góc). Để tạo thành vùng xoáy ấy phải chi phí một áp suất tương đối lớn - gọi là tổn thất áp suất do va chạm (tương tự như sự va chạm với vật không đàn hồi).

Ta viết phương trình Becnuli cho 2 mặt cắt 1-1 và 2-2 nằm sát với chỗ tiếp giáp giữa tiết diện bé và tiết diện lớn của dòng:

$$p_{1(1)} + \frac{v_1^2}{2} \rho = p_{1(2)} + \frac{v_2^2}{2} \rho + \Delta p$$

trong đó: Δp - tổn thất áp suất cục bộ của chướng ngại (mở rộng dòng đột ngột), Pa.

Ta rút ra được:

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} (v_1^2 - v_2^2) - (p_{1(2)} - p_{1(1)})$$

Đối với thể tích không khí nằm giữa 2 tiết diện 1-1 và 2-2 ta có phương trình cân bằng động lượng:

$$(p_{1(2)} - p_{1(1)}) F_2 = m(v_1 - v_2)$$

trong đó: $m = \rho F_2 v_2$.

Khi đó:

$$p_{1(2)} - p_{1(1)} = \rho v_2 (v_1 - v_2)$$

Đặt về phải vào phương trình Becnuli sau khi đã biến đổi, ta được:

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} (v_1^2 - v_2^2) - \rho v_2 (v_1 - v_2)$$

Sau khi biến đổi ta có:

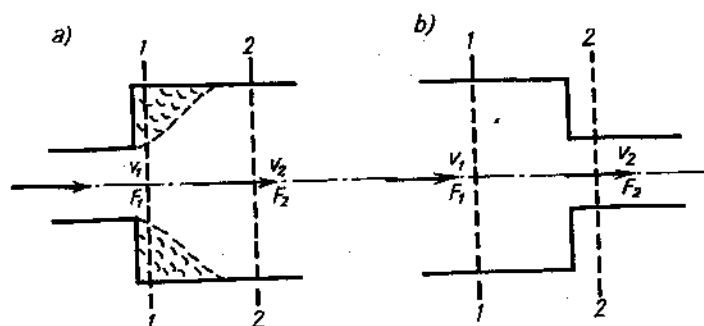
$$\Delta p = \frac{\rho}{2} (v_1 - v_2)^2$$

tức tổn thất áp suất do va chạm bằng áp suất động của vận tốc bị tiêu hao.

Hệ số cản cục bộ quy về áp suất động tại tiết diện nhỏ (1-1) sẽ bằng:

$$\xi = \frac{\frac{\rho}{2}(v_1 - v_2)^2}{\frac{\rho}{2}v_1^2} = \left[1 - \frac{v_2}{v_1}\right]^2 = \left[1 - \frac{\frac{L}{F_2}}{\frac{L}{F_1}}\right]^2 = \left[1 - \frac{F_1}{F_2}\right]^2 \quad (5.12)$$

trong đó: F_1, F_2 - diện tích tiết diện nhỏ (1-1) (F_1) và tiết diện lớn (mở rộng 2-2) (F_2).



Hình 5.5. Mở rộng (a) và thu nhỏ (b) dòng đột ngột

- Trường hợp thu nhỏ dòng đột ngột (hình 5.5b), hệ số cản cục bộ quy về tiết diện nhỏ (2-2) được xác định theo công thức:

$$\xi = 0,5 \left[1 - \frac{F_2}{F_1}\right] \quad (5.13)$$

trong đó: 0,5 - hệ số được xác định bằng thực nghiệm.

5.2.2.2. Chướng ngại cục bộ và biện pháp giảm tổn thất áp suất

Trong hệ thống đường ống dẫn không khí, phần tổn thất áp suất lớn nhất thuộc về tổn thất cục bộ. Do đó khi thiết kế đường ống, vấn đề giảm tổn thất áp suất cục bộ đặc biệt được lưu ý.

1. Mở rộng và thu nhỏ dòng chảy

Để giảm tổn thất áp suất trong trường hợp mở rộng dòng chảy, người ta dùng loa, và trong trường hợp thu nhỏ dòng chảy - dùng phễu.

• *Loa*, tức mở rộng từ từ (theo hướng dòng chảy). Trong loa, vận tốc giảm và dòng không khí tách khỏi thành ống tạo thành các vùng xoáy do gradient áp suất dọc tăng làm cho áp suất tĩnh dọc chiều dài tăng (do giảm vận tốc). Dòng không khí tách khỏi thành ống, theo thực nghiệm, khi góc mở của loa lớn hơn $6 - 10^\circ$. Do đó không nên dùng loa với góc mở lớn hơn $10 - 15^\circ$. Nếu tại đầu ra của loa có lưới hoặc các ô chắn tạo nên áp suất, cho phép phễu có góc mở lớn.

Tổn thất áp suất trong loa có thể coi như trường hợp tổn thất áp suất do va chạm (mở rộng dòng đột ngột) với hệ số giảm nào đó. Do đó hệ số ξ quy về vận tốc tại tiết diện nhỏ bằng:

$$\xi = k \left[1 - \frac{F_1}{F_2} \right]^2 \quad (5.14)$$

trong đó: F_1, F_2 - diện tích tiết diện nhỏ (F_1) và tiết diện lớn (F_2); k - hệ số giảm.

Hệ số giảm k ($k < 1$) phụ thuộc vào góc mở, kiểu (hình dạng) của loa và trạng thái của dòng không khí khi vào loa. Ví dụ đối với loa hình nón (tiết diện tròn - hình 5.6a) với vận tốc phân bố đều khi vào và không có tổn thất ma sát, khi góc mở $\alpha = 4^\circ$, hệ số $k = 0,05$; $\alpha = 6^\circ$, $k = 0,08$;...; $\alpha = 30^\circ$, $k = 0,62$. Nếu góc α lớn hơn $30 - 40^\circ$ thì vận tốc sẽ không còn, và tổn thất trong loa sẽ vượt quá tổn thất đối với trường hợp mở rộng dòng đột ngột. Trường hợp này dùng mở rộng dòng đột ngột sẽ lợi hơn.

Hệ số k trong trường hợp vừa nêu (loa hình nón, vận tốc đều khi vào và góc mở $\alpha < 30 - 40^\circ$) có thể xác định theo công thức gần đúng:

$$k = 3,2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \sqrt{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \quad (5.14a)$$

Tổn thất áp suất ma sát trong loa khi tính toán thường được xác định tương ứng với chiều dài trực và các thông số (đường kính và vận tốc) tại tiết diện nhỏ. Tổn thất ma sát của loa hình nón có thể được tính toán chính xác thông qua hệ số cản ma sát (ξ_{ms}) quy về tiết diện nhỏ:

$$\xi_{ms} = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left[1 - \frac{F_1}{F_2} \right]^2 \quad (5.14b)$$

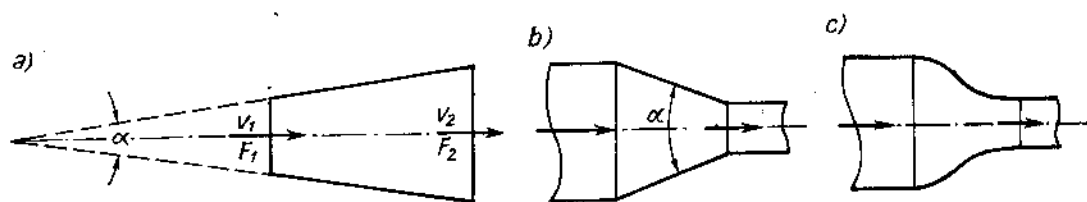
Chú thích: Như vậy, khi tính tổn thất áp suất trong loa, hệ số cản của loa có thể coi như tổng hệ số cản do mở rộng (ξ) và hệ số cản ma sát (ξ_{ms}) (quy về tiết diện nhỏ):

$$\xi_{loa} = \xi + \xi_{ms}$$

(trong đó: ξ, ξ_{ms} - hệ số cản được xác định tương ứng theo công thức (5.14) và (5.14b).

Loa có thể có nhiều kiểu (hoặc hình dạng) khác nhau: loa tiết diện tròn (hình nón), tiết diện chữ nhật (hình chóp cụt), dạng vát (không đối xứng) và đối xứng v.v.... Chúng được sử dụng tại các vị trí thoát ra khí quyển của dòng không khí (chụp thải) nhằm giảm tổn thất áp suất do giảm vận tốc, tại đầu ra (ống nối ra) của quạt li tâm, tại đầu ra (đầu mút) của quạt trục....

• **Phễu, tức thu nhỏ từ từ** (theo hướng dòng chảy). Tổn thất áp suất của phễu nhỏ hơn nhiều so với loa có kích thước tương tự. Đối với phễu có góc thu α nhỏ hơn 10° (hình 5.6b), đặc biệt phễu cong (hình 5.6c), tổn thất áp suất thực tế chỉ gồm tổn thất do ma sát

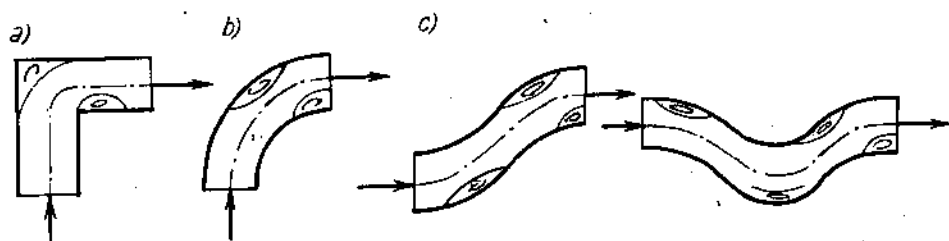


Hình 5.6. Loa (mở rộng từ từ) và phễu (thu nhỏ từ từ)

a) loa; b) phễu thẳng; c) phễu cong

2. Các bộ phận uốn cong của đường ống

• Tổn thất áp suất tại các bộ phận uốn cong của đường ống (tại đó dòng không khí thay đổi chiều chuyển động) như *ngoặt*, *cút*, *con vít*, *vống* v.v... (hình 5.7) chủ yếu là do vùng xoáy tạo thành khi dòng không khí bị đứt, tách khỏi thành ống. Dòng không khí bị đứt tách tại thành trong sau chỗ uốn và tại thành ngoài tại chỗ uốn. Một nguyên nhân nữa để tạo thành 2 vùng xoáy ngang tại các vị trí trên là do tác dụng của lực li tâm khi dòng không khí chuyển động qua các vị trí uốn cong của ống.



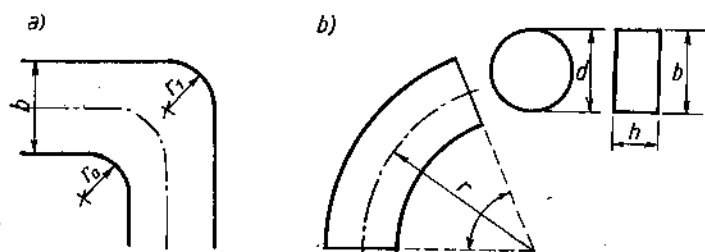
Hình 5.7. Các bộ phận uốn cong của đường ống

a) ngoặt; b) cút; c) con vít; d) vống

Trong số các dạng uốn cong của ống, thường gặp nhất là ngoặt và cút. Cút cũng là ngoặt, nhưng có các mép cong. Còn con vít, vống hay các bộ phận uốn cong khác của ống có thể được tạo thành từ nhiều cút.

• Tổn thất áp suất trong *ngoặt* phụ thuộc vào góc ngoặt, hình dạng tiết diện ngang, tỉ số diện tích tiết diện trước và sau ngoặt và tác dụng tương hỗ giữa ngoặt và độ nhám của thành ống. Nó có thể giảm nhờ biện pháp đơn giản, nhưng đồng thời rất hiệu quả, đó là làm cong mép nhọn bên trong hay đặt bộ phận hướng dòng trong ngoặt.

- Đối với ngoặt dưới góc 90° với tiết diện vuông không đổi (hình 5.8a), nếu đạt được trị số bán kính cong tương đối $r/b = 1 - 1,5$ (mép ngoài có thể không cong, tức r_1 không cần thiết), hệ số ξ có thể giảm từ 1,2 xuống 0,18 - 0,20. Nếu tiếp tục tăng bán kính cong, trị số ξ không giảm, mà trái lại - bắt đầu tăng do tăng diện tích tiết diện ngang tại chỗ uốn.



Hình 5.8. Ngoặt và cắt
a) ngoặt mép cong; b) cắt

Làm cong mép ngoài trong khi vẫn giữ mép trong nhọn không làm giảm tổn thất mà thậm chí nếu độ cong lớn còn làm tăng tổn thất do thu nhỏ tiết diện ngang tại chỗ uốn. Nếu đồng thời làm cong cả 2 mép, tức biến ngoặt thành cắt (hình 5.8b), tổn thất áp suất đạt trị số nhỏ nhất tương ứng với trường hợp $r_1/b = r_2/b + a$, với $a = 0,6 - 1$.

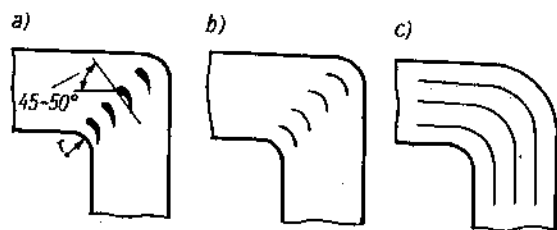
Chú thích: Hệ số cản cục bộ của cắt (hình 5.8b) có thể xác định như sau:

$$\xi = abc$$

(trong đó: a, b, c - hệ số phụ thuộc tương ứng vào góc ngoặt α , vào độ cong tương đối r/b hoặc r/d với r là bán kính cong tính đến đường trục, và vào độ dẫn rộng của tiết diện ngang h/b hoặc h/d - đối với cắt tròn $h/d = 1$).

- Trường hợp đặt lá hướng dòng tại tiết diện uốn, tổn thất áp suất giảm do lá hướng dòng làm lệch dòng và tránh tạo thành các vùng xoáy.

Lá hướng dòng (hình 5.9) được cấu tạo dạng profin, dạng lá mỏng và dạng các tấm đồng tâm. Chọn số lượng lá hướng dòng, biên dạng của chúng, góc lắp đặt và chiều dài cung cũng như khoảng cách giữa các lá hướng dòng đều có tác dụng vì nếu xác định không đúng các thông số này có thể không làm giảm, mà ngược lại - làm tăng tổn thất áp suất. Do đó trong các trường hợp cần thiết, phải điều chỉnh việc lắp đặt lá hướng dòng.



Hình 5.9. Lá hướng dòng

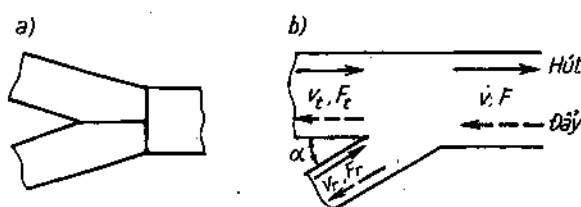
a) dạng profin; b) dạng lá mỏng; c) dạng tấm đồng tâm (đặt trong cắt)

Số lượng lá hướng dòng có thể xác định gần đúng tương ứng với trị số nghịch đảo của bán kính cong tương đối của mép trong, tức $n = b/r$. Hợp lý nhất là sử dụng lá hướng dòng dạng profin đặt mép tù về phía dòng không khí (hình 5.9a). Góc lắp trong giới hạn $45 - 50^\circ$. Chiều dài cung $t = 1,4 r$ (r - bán kính cong của mép trong). Lá hướng dòng nên đặt dày hơn tại mép trong của ngoặt, vì tại đây có vùng xoáy lớn hơn. Khoảng cách giữa các lá hướng dòng không nhỏ hơn $0,5r$. Đối với cắt thường lắp 3 - 4 lá hướng dòng kiểu tấm đồng tâm chia cắt thành nhiều cắt nhỏ có độ dẫn rộng của tiết diện ngang lớn, nhờ

đó giảm tổn thất áp suất. Lắp đặt lá hướng dòng hợp lí có thể giảm tổn thất áp suất tại ngoặt hay cút xuống 3 - 4 lần.

3. Chạc ba

• Chạc ba là những bộ phận nối ống, tại đó xảy ra sự nhập dòng hay phân dòng của 2 dòng chảy. Chạc ba nhập dòng còn gọi là chạc ba hút, và chạc ba phân dòng gọi là chạc ba đẩy. Chúng có thể có hình dạng đối xứng (2 ống nhánh đối xứng nhau qua trục ống chính - hình 5.10a) và không đối xứng (2 ống nhánh lệch nhau, hay thường có 1 ống nhánh nằm trên trục ống chính gọi là ống thẳng, và ống nhánh còn lại gọi là ống rẽ - hình 5.10b). Chạc ba có thể có tiết diện tròn hay chữ nhật. Ống rẽ và ống thẳng có thể có dạng hình trụ hoặc dạng côn.

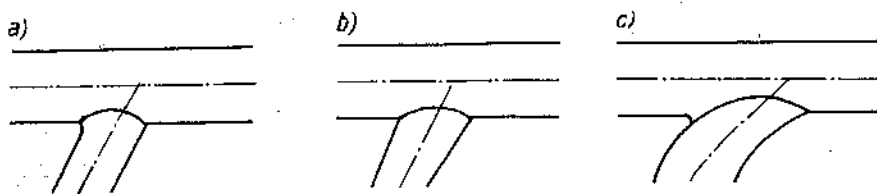


Hình 5.10. Chạc ba

a) đối xứng; b) không đối xứng

Đặc trưng hình học của chạc ba là góc tiếp xúc giữa ống rẽ và đường ống (α) và tỉ số diện tích các tiết diện ngang của ống rẽ và ống thẳng với ống chính (F_r/F , F_r/F). Tổn thất áp suất do các vùng xoáy tạo thành khi thay đổi vận tốc của các dòng không khí nhập hay tách, và do sự thay đổi chiều chuyển động trong nhánh rẽ. Trong cùng chạc ba, nếu làm việc như chạc ba hút thì tổn thất thường lớn hơn so với khi làm việc như chạc ba đẩy với cùng lưu lượng, vì đối với chạc ba hút còn có thêm tổn thất do hoà trộn (rối) các dòng không khí gây ra.

• Tổn thất áp suất trong chạc ba có thể giảm nếu mép nối của ống rẽ được làm cong (hình 5.11a), ống rẽ được chế tạo ở dạng côn (hình 5.11b) hoặc đặc biệt hơn - ở dạng cút cong đều (hình 5.11c).



Hình 5.11. Chạc ba có tổn thất áp suất giảm

a) có ống rẽ được làm cong; b) có ống rẽ dạng côn; c) có ống rẽ dạng cút cong đều

Tại chạc ba có 2 trị số ξ : tại ống rẽ (ξ_r) và tại ống thẳng (ξ_t). Tiết diện ống thẳng khác với tiết diện ống chính ở chỗ nó có lưu lượng nhỏ hơn (trước khi nhập dòng - đối với chạc ba hút, và sau khi phân dòng - đối với chạc ba đẩy). Hệ số ξ của chạc ba có thể có trị số âm (mang dấu -) nếu nó gây ra hiện tượng ejector (tức phun các dòng không khí).

4. Đầu mút

Đối với đầu mút, tức tại những vị trí không khí đi vào hoặc đi ra từ miệng ống dẫn không khí:

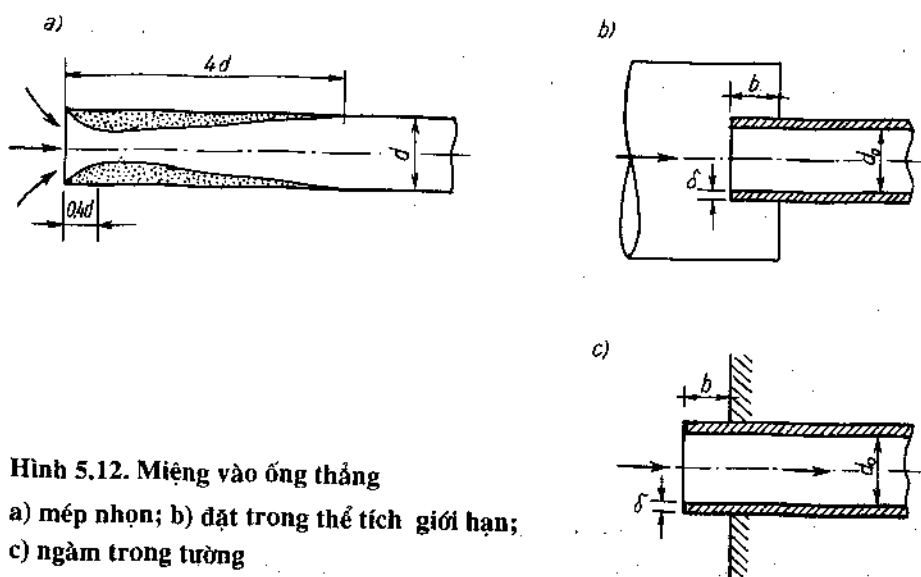
- Trường hợp *miệng vào ống thẳng* dòng không khí chuyển động qua mép miệng nên lực li tâm xuất hiện (do thay đổi chiều chuyển động), làm cho dòng không khí bị đứt tách khỏi thành ống. Đó là nguyên nhân làm thất nhỏ dòng, sau đó dòng mới được mở rộng, gây nên tổn thất áp suất do va chạm không đàn hồi. Dòng thất nhỏ tại khoảng cách 0,4 đường kính so với miệng thổi, và tại khoảng cách gần 4 đường kính dòng mở rộng chiếm toàn bộ tiết diện (hình 5.12a). Hệ số ξ đối với trường hợp miệng vào (mép nhọn - như vừa nêu) bằng 1.

Chú thích: Hệ số cản cục bộ của miệng vào ống thẳng mép nhọn (quy về vận tốc tại ống) bằng:

$$\xi = \frac{\frac{\rho}{2} v_2 (v_2 - v_1)}{\frac{\rho}{2} v_2^2} = 1 - \frac{v_1}{v_2} = 1 - \frac{F_2}{F_1}$$

(trong đó: F_1, F_2 - diện tích tiết diện ngang tương ứng của thể tích trước miệng vào và của ống - xem hình 5.12b).

Khi tiết diện của thể tích trước ống lớn vô cùng ($F_1 = \infty$) tương ứng với dòng không khí chuyển động tự do từ khí quyển vào miệng hút: $\xi = 1$.

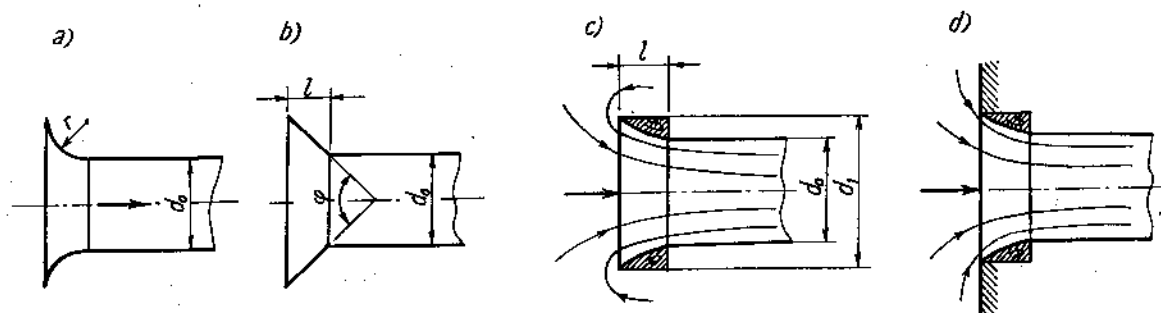


Hình 5.12. Miệng vào ống thẳng

a) mép nhọn; b) đặt trong thể tích giới hạn;
c) ngàm trong tường

- Nếu miệng vào đặt trong thể tích có giới hạn (hình 5.12b) hoặc ngàm trong tường (hình 5.12c), hệ số cản cục bộ (ξ) phụ thuộc vào chiều dày tương đối của mép miệng vào (mép ống - δ/d_0) và khoảng cách tương đối (chiều dài tương đối của đoạn ống) từ miệng vào đến thành trong của thể tích hay đến tường mà ống ngàm vào đó (b/d_0). Trị số ξ nhỏ nhất đạt được khi chiều dày của mép ống lớn (ví dụ $\delta/d_0 = 0,05$) - bằng 0,5, tương ứng với ống ngàm (miệng vào) sát mặt thành trong hay sát mặt tường, tức $b/d_0 = 0$. Việc đặt miệng vào trong thể tích giới hạn hoặc ngàm ống như vậy sẽ không còn tác dụng khi trị số $\delta/d_0 > 0,05$. Trị số $\xi = 1$ (bằng trị số ξ ứng với miệng vào đặt trong không gian tự do) khi khoảng cách tương đối $b/d_0 \geq 0,5$ và mép miệng thổi (mép ống) nhọn, tức $\delta/d_0 = 0$.

- Tổn thất áp suất tại miệng vào có thể giảm đáng kể nếu có vành góp (colector), tức bảo đảm cho dòng không khí đi vào đều đặn. Tác dụng của vành góp được thể hiện ở hình dạng, chất lượng chế tạo (tổn thất càng giảm nếu vành góp được mài nhẵn) và nếu nó được ngàm trong tường thì tác dụng giảm áp suất càng rõ rệt. Đối với vành góp có đường viền theo cung tròn (hình 5.13a) trị số ξ phụ thuộc vào chất lượng mài (tiện) và bán kính tương đối của cung r/d_0 . Đối với vành góp mài (tiện) có đường viền từ bên trong theo đường lemnixcat (vành góp được sử dụng trong phòng thí nghiệm) $\xi = 0,02$. Đối với vành góp hình côn (phễu - hình 5.13b) trị số ξ phụ thuộc vào góc mở φ , chiều dài tương đối l/d_0 và vành góp ngàm hay không ngàm trong tường.



Hình 5.13. Các kiểu vành góp

a) đường viền theo cung tròn; b) hình côn; c) có gân tròn; d) có gân lồi tròn

Vành góp có thể cuộn lại thành gân tròn (hình 5.13c) hay gân lồi tròn (hình 5.13d) bao quanh miệng vào. Các vùng xoáy dứt xuất hiện phía sau các mép nhọn có tác dụng làm cho dòng không khí chuyển động vào miệng đều và êm. Hệ số ξ của những vành góp xoáy như thế có thể đạt trị số nhỏ nhất, bằng 0,1 đối với gân tròn nếu $l/d_0 = 0,25$ và $d_1/d_0 = 1,3$, và đối với gân lồi tròn nếu $l/d_0 = 0,2$ và $d_1/d_0 = 1,2$.

• Trường hợp *miệng ra* thì tất cả năng lượng dự trữ của dòng không khí khi đi ra sẽ mất toàn bộ. Hệ số cản cục bộ (ξ) nếu dòng không khí ra tự do từ đường ống quy về vận tốc tại tiết diện ra bằng 1, tương ứng với điều kiện vận tốc phân bố đều. Trường hợp vận

tốc tại tiết diện ra phân bố không đều trị số ξ lớn hơn 1. Nói đúng hơn khi $\xi = 1$ không nên xem đó là sức cản cục bộ vì ngoài động năng (áp suất động) mà dòng không khí đi ra mang theo, miệng ra không gây sức cản cục bộ nào khác, hay nói cách khác: tổn thất áp suất trong trường hợp này không do những vùng xoáy tạo thành khi không khí đi ra gây nên. Để đơn giản trong tính toán, người ta coi tổng số áp suất bị tổn thất và tổn thất áp suất cục bộ do nguyên nhân rối loạn dòng chảy của miệng ra (lưới, lá điều chỉnh, nón che mưa...) gây nên là sức cản cục bộ của miệng ra.

Đối với miệng ra (các bộ phận phân phối không khí - tức miệng thổi, chụp thải...) chúng ta có một vài lưu ý: Hệ số ξ của loa lắp tại miệng ra lớn hơn một ít so với trị số tương ứng trong trường hợp lắp trong ống. Quy luật này cũng áp dụng đối với các chướng ngại khác. Loa lắp tại miệng ra nên dùng là các đoạn ống hình nón cụt dài 1-2 đường kính. Điều kiện này cần thiết để vận tốc không khí phân bố đều và giảm tổn thất áp suất do va chạm không đàn hồi tại miệng ra.

5.3. PHƯƠNG PHÁP TÍNH TOÁN KHÍ ĐỘNG HỆ THỐNG ĐƯỜNG ỐNG DẪN KHÔNG KHÍ

- Trên cơ sở nội dung của việc tính toán khí động hệ thống đường ống dẫn không khí, ta có các trường hợp (hay các bài toán) như sau:

- Biết lưu lượng, chọn đường kính (hay kích thước tiết diện ngang của ống, nếu là ống chữ nhật) để có vận tốc chuyển động của không khí nằm trong phạm vi cho phép, tính tổn thất áp suất (tức sức cản của đường ống), từ đó chọn máy quạt có khả năng gây ra hiệu số áp suất để thắng sức cản của đường ống.

- Biết lưu lượng và hiệu số áp suất, cũng tức là tổn thất hay sức cản, tính đường kính (hay tiết diện) ống.

- Khả năng gây ra hiệu số áp suất của máy quạt đã biết, đường ống đã có sẵn (tức ngoài sơ đồ và độ dài, còn biết cả đường kính (hay tiết diện) của tất cả các nhánh), cần xác định lưu lượng của tất cả các đoạn ống.

Trường hợp thứ nhất là trường hợp tính toán thiết kế đường ống dẫn của hệ thống thông gió cơ khí (làm việc nhờ máy quạt); trường hợp thứ hai - tính toán thiết kế đường ống dẫn của hệ thống thông gió tự nhiên khi đã biết trị số của nó (ví dụ như sức đẩy trọng lực). Còn trường hợp thứ ba là trường hợp tính toán kiểm tra đường ống dẫn đã có sẵn với động lực gây ra sự chuyển động của không khí (cơ khí hay tự nhiên) đã được biết. Hai trường hợp đầu (tính toán thiết kế) thường đơn giản hơn, và cũng thường đi đôi với nhau, ví dụ khi tính toán đường ống dẫn thuộc các nhánh làm việc song song với các đoạn trên tuyến ống chính.

Khi tính toán thì lưu lượng (L), vận tốc (v) và diện tích tiết diện ngang (F) của ống dẫn liên hệ với nhau bằng phương trình lưu lượng $L = vF$. Do đó nếu biết trước lưu lượng

(trường hợp 1 và 2) thì tiết diện ngang (đường kính hay các cạnh của ống chữ nhật) xác định phụ thuộc vào vận tốc được nhận của dòng, hay ngược lại - vận tốc xác định phụ thuộc vào tiết diện ngang được nhận. Trị số tiết diện ngang có thể là đường kính hay các kích thước (của viên gạch, tấm bê tông...) được định trước. Còn trị số vận tốc phải đáp ứng điều kiện bảo đảm độ ổn tương đối khi dòng không khí chuyển động, không lắng bụi (đối với hệ thống hút bụi) hay những điều kiện kinh tế - kỹ thuật. Xác định vận tốc tối ưu của dòng không khí trong ống dẫn được tiến hành trước tiên bằng cách chọn phương án bố trí đường ống hợp lý.

- Để giải quyết các trường hợp tính toán (hay giải các bài toán) nói trên, ta có thể áp dụng nhiều phương pháp khác nhau. Ngoài 3 phương pháp (tổn thất áp suất riêng, độ dài tương đương, hệ số cản cục bộ tương đương) sẽ nêu dưới đây, còn có những phương pháp khác như phương pháp lỗ tròn tương đương (của Blessa), phương pháp vận chuyển đơn vị thể tích (của Kamenev), phương pháp đặc trưng ống (của Butacôv), phương pháp sức cản tương đương (của Labaev). Khi tính toán, nếu sử dụng cùng những công thức tính toán hệ số ma sát (λ) như nhau thì kết quả tính toán theo các phương pháp vừa nêu cho ta độ chính xác phải như nhau.

5.3.1. Phương pháp tổn thất áp suất riêng (của Ritshel)

Tuân tự tính toán (chọn đường kính ống và xác định tổn thất áp suất khi biết lưu lượng - trường hợp 1) như sau.

- Vạch tuyến ống. Định hướng chắc ba sao cho lưu lượng không khí đi vào nhánh rẽ không lớn hơn lưu lượng tại nhánh thẳng của chắc ba.

- Vẽ sơ đồ không gian hệ thống đường ống. Ghi lưu lượng đã biết trên tất cả các đoạn ống. Giải phương trình cân bằng tại nút để tìm lưu lượng trên tất cả các đoạn và lưu lượng chung.

- Phương trình cân bằng nút: tổng lưu lượng của các ống đi vào nút bằng tổng lưu lượng của các ống đi ra nút: $\sum L_{\text{vào}}^{(\text{nút})} = \sum L_{\text{ra}}^{(\text{nút})}$.

- Đoạn ống: khoảng chiều dài của đường ống có lưu lượng (L), đường kính (d , hay tiết diện) và do đó vận tốc (v) không đổi.

- Chọn và đánh dấu sơ bộ vận tốc không khí tại các đoạn ống. Ví dụ đối với hệ thống hút và thổi thông thường: 4 - 6m/s đối với đoạn ống cuối; 6 - 8m/s đối với các đoạn tiếp với đoạn cuối; 8 - 10m/s tại các đoạn không liền kề với đoạn cuối và xa quạt; 10 - 13m/s tại các đoạn gần quạt nhưng không nối trực tiếp với quạt; 14 - 15m/s tại các đoạn nối trực tiếp với quạt.

- Sử dụng bảng số hay biểu đồ (phụ lục 9), dựa vào lưu lượng (L) và vận tốc (v) nhận đường kính (d) sau khi đã so sánh với đường kính của chắc ba mẫu (bảng 5.3) [27].

Bảng 5.3. Đường kính của chạc ba tròn

Ống chính d_c	Ống rẽ d_r	Ống thẳng d_t	Ống chính d_c	Ống rẽ d_r	Ống thẳng d_t
160	100; 125	135 - 160	630	250 - 500	450 - 630
180	125; 140	140 - 180	710	280 - 560	500 - 710
200	125 - 160	140 - 200	800	280 - 630	560 - 800
225	125 - 180	160 - 225	900	315 - 710	630 - 900
250	140 - 200	180 - 250	1000	355 - 710	800 - 1000
280	140 - 225	200 - 280	1120	355 - 800	900 - 1120
315	140 - 250	225 - 315	1250	400 - 1000	900 - 1250
355	140 - 280	250; 280; 355	1400	400 - 1120	1000 - 1400
400	140 - 280	280; 315; 400	1600	500 - 1250	1250 - 1600
450	200 - 315	315 - 450	1800	560 - 1400	1400 - 1800
500	225 - 400	355 - 500	2000	630 - 1600	1800; 2000
560	225 - 450	400 - 560			

• Tính vận tốc thực của không khí v (dựa vào L và d đã chọn), xác định áp suất động p_d theo công thức (5.1). Tra tổn thất áp suất ma sát riêng R (bảng số hay biểu đồ - phụ lục 9). Tính tổn thất áp suất ma sát Δp_{ms} theo công thức (5.9), hoặc (5.9a) - nếu nhiệt độ $t \neq 20^\circ\text{C}$ và độ nhám $K \neq 0,1\text{mm}$. Tra hệ số cản cục bộ ξ tại các đoạn ống (phụ lục 10), tính tổng của chúng ($\Sigma\xi$). Tính tổn thất áp suất cục bộ Δp_{cb} theo công thức (5.10). Xác định tổn thất áp suất toàn phần (Δp) theo công thức:

$$\Delta p = \Delta p_{ms} + \Delta p_{cb} \quad (5.15)$$

• Chọn quạt dựa vào lưu lượng chung (L_{ht}) và tổn thất áp suất toàn phần (Δp_{ht}) của hệ thống.

- Khi chọn quạt cần tăng lưu lượng chung của hệ thống theo công thức:

$$L_{ht} = kL \quad (5.16)$$

trong đó: L_{ht} , L - lưu lượng chọn quạt (L_{ht}) và lưu lượng chung (L) của hệ thống, m^3/h ; k - hệ số, áp dụng khi quạt đặt bên ngoài giới hạn phòng được thông gió và đối với hệ thống hút cục bộ không phụ thuộc vị trí đặt quạt.

Hệ số k bằng 1,1 đối với ống tôn, ống nhựa và ống xi măng amian dài hơn 50m, bằng 1,15 đối với ống làm bằng vật liệu khác hay có độ dài lớn hơn. Khi tính chiều dài của hệ thống thông gió chung, chỉ tính phần đường ống nằm bên ngoài phòng được thông gió, còn hệ thống cục bộ - tính từ đoạn xa nhất đến quạt.

- Tổn thất áp suất Δp_{ht} được xác định là tổn thất áp suất toàn phần của tuyến có trị số lớn nhất (Δp_i^{\max}) - được chọn bằng cách tính tổn thất Δp_i của tất cả các tuyến của hệ thống và so sánh chúng với nhau:

$$\Delta p_t = \sum \Delta p_d^{(i)} + p_d^{(i)} \quad (5.17)$$

trong đó: Δp_t , $\Delta p_d^{(i)}$ - tổn thất áp suất toàn phần của tuyến (Δp_t) và của đoạn nằm trong tuyến ($\Delta p_d^{(i)}$), Pa; $p_d^{(i)}$ - áp suất động của không khí thoát ra khỏi hệ thống qua thiết bị, bộ phận nằm trong tuyến.

Đối với quạt mà đặc trưng khí động được dựng không theo áp suất toàn phần mà theo áp suất tĩnh, không cần tính $p_d^{(i)}$, tức $\Delta p_t = \sum \Delta p_d^{(i)}$.

Khi chọn quạt nhận hệ số dự trữ áp suất bằng 1,1.

- Sau khi chọn quạt, tính toán cân bằng áp suất tại các nút.

Điều kiện cân bằng áp suất như sau: Từ một điểm nút, tổn thất áp suất trên các nhánh quy về đó hoặc từ đó xuất phát đi đều bằng nhau.

Cân bằng áp suất, tức triệt tiêu sai số khép. Sai số này bằng hiệu số áp suất toàn phần của quạt H_q và tổn thất áp suất của tuyến ống Δp_t :

$$\Delta p_s = H_q - \Delta p_t \quad (5.18)$$

Sai số khép của tuyến (Δp_s) có thể triệt tiêu bằng các cách như sau:

- Thay đoạn đầu nút bằng đoạn có đường kính (tiết diện) bé hơn. Khi đó tổn thất áp suất của đoạn ống mới sẽ bằng:

$$\Delta p'_d = \Delta p_d + \Delta p_s \quad (5.19)$$

trong đó: Δp_d - tổn thất áp suất của đoạn đầu nút khi chưa thay bằng đoạn có đường kính (tiết diện) bé hơn.

- Lắp thêm vào đoạn đầu nút đoạn có cùng đường kính (tiết diện), gọi là "đoạn tiết lưu". Chiều dài của "đoạn tiết lưu" sẽ bằng:

$$l_{tl} = \frac{\Delta p_s}{R_d} \quad (5.20)$$

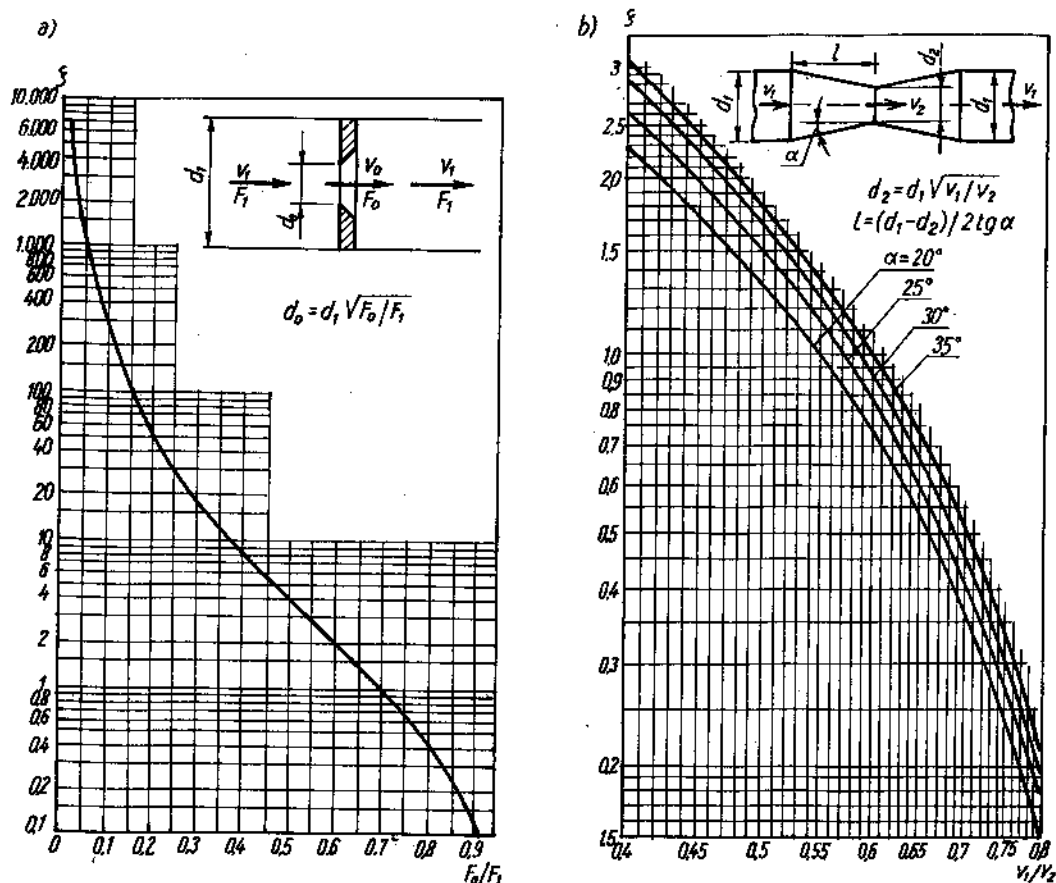
trong đó: l - chiều dài đoạn tiết lưu được lắp thêm, m; R_d - tổn thất áp suất ma sát đơn vị của đoạn đầu nút được nối thêm "đoạn tiết lưu", Pa/m.

- Dùng tấm điafam (hình 5.14). Hệ số cản cục bộ của điafam được xác định bằng công thức:

$$\xi = \frac{\Delta p_s}{p_d^{(d)}} \quad (5.21)$$

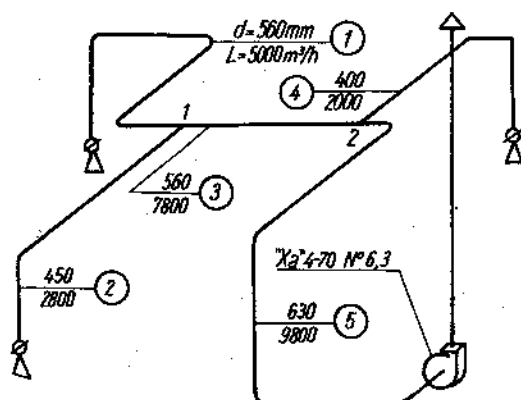
trong đó: $p_d^{(d)}$ - áp suất động của đoạn đầu nút được lắp điafam.

- Dùng van tiết lưu (phụ lục 10). Góc của van (δ) xác định theo hệ số cản cục bộ (ξ) (hệ số ξ cũng được xác định theo công thức (5.21)).



Hình 5.14. Đặc trưng khí động của đĩafam
a) đĩafam trong thành mỏng; b) đĩafam hình nón

Ví dụ 5.1. Tính toán khí động hệ thống hút cục bộ (sơ đồ hình 5.15).



Hình 5.15. Sơ đồ ví dụ 5.1

- Theo lưu lượng không khí đã cho tại các đoạn 1, 2, 4, xác định lưu lượng (L) tại tất cả các đoạn của hệ thống (bảng 5.4). So sánh lưu lượng của các đoạn tại chạc ba 1 và 2, các đoạn 2 và 4 là các nhánh rẽ.

- Nhận vận tốc của không khí tại các đoạn (v ghi trong ngoặc). Theo bảng số hoặc biểu đồ (phụ lục 9) chọn đường kính ống (d), hiệu chỉnh lại chúng khi chọn chạc ba (theo bảng 5.3). Ví dụ đối với đoạn 2 chọn lại d 450mm thay cho 500mm. Theo đường kính (d) đã nhận, tính trị số thực của vận tốc không khí (v).

- Tra tổn thất áp suất ma sát riêng (R) (phụ lục 9) và tính tổn thất áp suất ma sát của đoạn (Δp_{ms}).

- Hệ số cản cục bộ (ξ) lấy theo phụ lục 10. Ví dụ đối với đoạn 1 và 2 thuộc chạc ba 1, ξ_l và ξ_r phụ thuộc vào tỉ số: diện tích ống thẳng trên diện tích ống chính $F_l/F = 1$, lưu lượng ống rẽ trên lưu lượng ống chính $L_r/L = 0,36$, diện tích ống rẽ trên diện tích ống chính $F_r/F = 0,65$ - tra được $\xi_l = 0,46$, $\xi_r = -0,7$. Đối với đoạn 3 và 4 đi vào chạc ba 2 căn cứ vào $F_l/F = 0,79$, $L_r/L = 0,20$, $F_r/F = 0,40$ - tra được $\xi_l = 0,31$, $\xi_r = -1,6$.

- Tính tổn thất áp suất cục bộ (Δp_{cb}) và tổn thất áp suất toàn phần (Δp) của từng đoạn ống.

- Tổn thất áp suất của các tuyến (1, 2, 3) xác định theo công thức (5.17):

$$\Delta p_{t1} = \Delta p_1 + \Delta p_3 + \Delta p_5 + p_{d5} = 52,7 + 48,4 + 163,1 + 46,0 = 310,2 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{t2} = \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_5 + p_{d5} = 16,6 + 48,4 + 163,1 + 46,0 = 274,1 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{t3} = \Delta p_4 + \Delta p_5 + p_{d5} = 4,0 + 163,1 + 46,0 = 213,1 \text{ Pa}$$

- Lưu lượng - xác định theo công thức (5.16) và tổn thất áp suất toàn phần - có kể hệ số dự trữ, của hệ thống:

$$L_{ht} = 1,1.9800 = 10780 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta p_{ht} = 1,1.310,2 = 341,2 \text{ Pa}$$

- Phân tiếp theo: chọn quạt và động cơ, cân bằng áp suất xem chương 6.

5.3.2. Phương pháp độ dài tương đương

- Nội dung của phương pháp độ dài tương đương là thay thế các chương ngại trên mỗi đoạn ống bằng cách tăng chiều dài của nó thêm một trị số sao cho tổn thất áp suất ma sát của đoạn ống thêm đó bằng tổn thất cục bộ do các chương ngại gây ra. Độ dài thêm đó gọi là *độ dài tương đương* l_{td} .

Từ định nghĩa đó và theo các công thức (5.7), (5.10) ta có:

$$\lambda \frac{l_{td}}{d} \frac{v^2}{2} \rho = \sum \xi \frac{v^2}{2} \rho \quad (5.22)$$

$$l_{td} = \sum \xi \frac{d}{\lambda}$$

trong đó: l_{td} - độ dài tương đương của các chương ngại của đoạn ống đường kính d có tổng hệ số cản cục bộ bằng $\sum \xi$, m.

Bảng 5.4. Bảng tính toán khí động hệ thống hút cục bộ (ví dụ 5.1)

N ^o đoạn	Lưu lượng khí $L, m^3/h$	Đường kính ống d, mm	Chiều dài ống l, m	Bộ phận và phụ tùng của đoạn ống	Vận tốc khí $v, m/s$	Áp suất động của khí p_d, Pa	Tổn thất áp suất ma sát		Hệ số cản cục bộ ξ	Tổn thất áp suất cục bộ $\Delta p_{cb} = p_e \sum \xi, Pa$	Tổn thất áp suất toàn phần $\Delta p = p_{ms} + \Delta p_{cb}, Pa$
							riêng $R, Pa/m$	của đoạn $\Delta p_{ms} = R \cdot l, Pa$			
1	5000	560	15	Chụp					0,2		
				Van điều chỉnh					0,6		
				3 cút 90°					1,05		
				Chạc ba nhánh thẳng	(6)				0,46		
2	2800	450	18	Đoạn ống	5,64	19,17	0,56	8,4	2,31	44,3	52,7
				Chụp					0,2		
				Van điều chỉnh					0,6		
				Cút 90°	(4)				0,35		
3	7800	560	26,1	Chạc ba nhánh rẽ					-0,7		
				Đoạn ống	4,89	14,41	0,56	10,1	0,45	6,5	16,6
				Chạc ba nhánh thẳng	(8)				0,31		
				Đoạn ống	8,8	46,66	1,3	33,9	0,31	14,5	48,4
4	2000	400	10	Chụp					0,2		
				Van điều chỉnh					0,6		
				2 cút 90°					0,7		
				Chạc ba nhánh rẽ	(4)				-1,6		
5	9800	630	12,6	Đoạn ống	4,42	11,77	0,52	5,2	-0,1	-1,2	4,0
				4 cút 90°					1,4		
				Loa sau quạt					0,53		
				Chụp thải có nón che mưa	(10)				1,3		
				Đoạn ống	8,74	46,02	1,15	14,5	3,23	148,6	163,1

Độ dài quy ước của đoạn ống sẽ bằng tổng độ dài thực và độ dài tương đương:

$$l_{qu} = l + l_{td} \quad (5.23)$$

• Tính toán như sau:

Chọn vận tốc v , dùng bảng số hay biểu đồ, dựa vào lưu lượng (L) và vận tốc (v) nhận đường kính (d). Tính vận tốc thực của không khí (v). Tra tổn thất áp suất ma sát riêng R . Tra hoặc tính tỉ số d/λ .

Tra hệ số cản cục bộ ξ , tính tổng của chúng ($\sum \xi$). Xác định độ dài tương đương l_{td} theo công thức (5.22) và độ dài quy ước l_{qu} theo công thức (5.23).

Xác định tổn thất áp suất toàn phần theo công thức (5.7) với l được thay bằng l_{qu} .

5.3.3. Phương pháp hệ số cản cục bộ tương đương (hay còn gọi phương pháp áp suất động - của Jeravôn).

Đây là trường hợp ngược lại của phương pháp độ dài tương đương, tức thay thế tổn thất áp suất ma sát bằng tổn thất áp suất cục bộ có cùng trị số:

$$\lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2} \rho = \xi_{td} \frac{v^2}{2} \rho$$

Từ đó ta có hệ số cản cục bộ tương đương ξ_{td} :

$$\xi_{td} = \lambda \frac{l}{d} \quad (5.24)$$

trong đó: ξ - hệ số cản cục bộ tương đương của đoạn ống có đường kính d và độ dài l .

Khi đó hệ số cản cục bộ quy ước của đoạn ống sẽ bằng tổng hệ số cản cục bộ thực và hệ số cản cục bộ tương đương:

$$\xi_{qu} = \sum \xi + \xi_{td} \quad (5.25)$$

Và tổn thất áp suất toàn phần của đoạn ống xác định theo công thức (5.10) với $\sum \xi$ được thay bằng ξ_{qu} :

$$\Delta p = \xi_{qu} p_d = \xi_{qu} \frac{v^2}{2} \rho$$

5.4. TÍNH TOÁN KHÍ ĐỘNG ĐƯỜNG ỐNG DẪN TIẾT DIỆN CHỮ NHẬT

Tính toán khí động đường ống tiết diện chữ nhật phức tạp hơn so với đường ống tiết diện tròn vì trong trường hợp này, số biến số độc lập tăng lên, tức thay cho 1 trị số đường kính đối với ống tròn, ta có 2 trị số là các cạnh của tiết diện ống chữ nhật.

Với mục đích giảm số lượng các biến số, và để có thể sử dụng các bảng số, biểu đồ được lập cho ống tròn để tính toán đường ống tiết diện chữ nhật, người ta đưa ra khái

niệm đường kính tương đương, tức thay ống tiết diện chữ nhật cạnh a và b bằng ống tiết diện tròn đường kính tương đương.

Đường kính tương đương có thể theo vận tốc, lưu lượng hoặc diện tích.

5.4.1. Đường kính tương đương theo vận tốc

• Đường kính tương đương theo vận tốc $d_{td}^{(v)}$ của ống tiết diện chữ nhật cạnh $a \times b$ là đường kính của ống tròn có cùng độ dài sao cho khi vận tốc trung bình của không khí trong chúng bằng nhau thì tổn thất áp suất ma sát bằng nhau.

Từ định nghĩa trên, theo công thức (5.6) ta có:

$$\Delta p_{ms} = \varphi \frac{U_-}{F_-} l \frac{v^2}{2} \rho = \varphi \frac{U_o^{(td)}}{F_o^{(td)}} l \cdot \frac{v^2}{2} \rho$$

trong đó: U_- , F_- và U_o , $F_o^{(td)}$ - chu vi và diện tích của ống tiết diện chữ nhật (U_- , F_-) và của ống tròn tương đương ($U_o^{(td)}$, $F_o^{(td)}$).

Thay các cạnh (a, b) và đường kính ($d_{td}^{(v)}$) vào đẳng thức trên, ta có:

$$\begin{aligned} \varphi \frac{2(a+b)}{ab} l \frac{v^2}{2} \rho &= \varphi \frac{\pi d_{td}^{(v)}}{\frac{\pi d_{td}^{(v)2}}{4}} l \frac{v^2}{2} \rho \\ d_{td}^{(v)} &= \frac{2ab}{a+b} \end{aligned} \quad (5.26)$$

Nếu ống tiết diện vuông cạnh a thì $d_{td}^{(v)} = a$.

• So sánh diện tích tiết diện ngang của ống chữ nhật và ống tròn có đường kính tương đương theo vận tốc $d_{td}^{(v)}$ ta thấy ống chữ nhật có diện tích lớn hơn nhiều, do đó khi vận tốc trong chúng bằng nhau thì lưu lượng khác nhau (lưu lượng trong ống tròn tương đương bé hơn lưu lượng thực tế của ống chữ nhật).

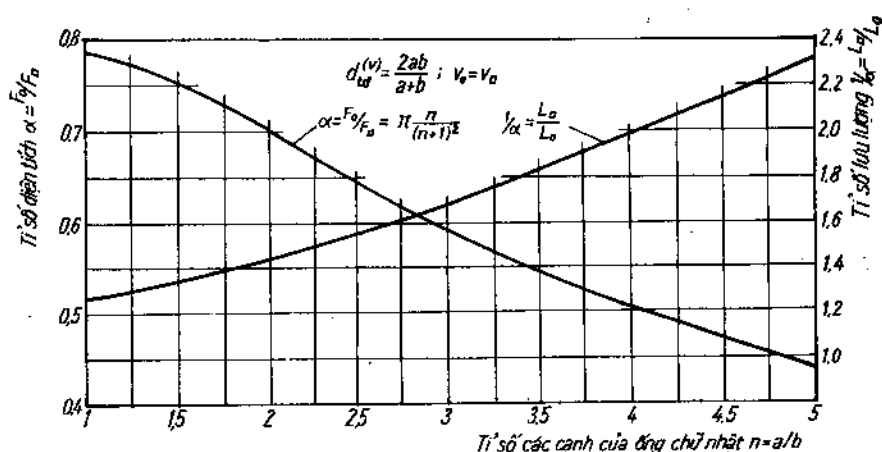
Đặt $a/b = n$ (a - cạnh lớn, b - cạnh bé), từ (5.26) ta có:

$$d_{td}^{(v)} = 2b \frac{n}{n+1}$$

Khi ấy tỉ số diện tích cũng đồng thời là tỉ số lưu lượng của ống tròn với đường kính tương đương $d_{td}^{(v)}$ và ống chữ nhật sẽ là:

$$\alpha = \frac{F_o}{F_-} = \frac{L_o}{L_-} = \frac{\frac{\pi d_{td}^{(v)2}}{4}}{ab} = \frac{\frac{\pi}{4} \left[2b \frac{n}{n+1} \right]^2}{nb^2} = \pi \frac{n}{(n+1)^2} \quad (5.27)$$

Ta nhận thấy α phụ thuộc vào tỉ số các cạnh của tiết diện ống chữ nhật ($n = a/b$) như sau (hình 5.16): khi $n = 1$ (tiết diện vuông) $\alpha = 0,785$; khi $n = 2$ $\alpha = 0,7$; khi $n = 3$ $\alpha = 0,59$ khi $n = 4$ $\alpha = 0,5$; khi $n = 5$ $\alpha = 0,436$.



Hình 5.16. Đồ thị phụ thuộc của tỉ số diện tích tiết diện ngang và lưu lượng không khí vào tỉ số các cạnh của ống tiết diện chữ nhật

5.4.2. Đường kính tương đương theo lưu lượng

• Khi tính toán khí động hệ thống đường ống dẫn không khí thì thông thường lưu lượng không khí là đại lượng cho trước. Do đó về phương diện thực tế tính toán, hợp lý hơn là dùng đường kính tương đương theo lưu lượng ($d_{td}^{(L)}$), tức là thay ống tiết diện chữ nhật cạnh $a \times b$ bằng ống tròn có đường kính tương đương $d_{td}^{(L)}$ sao cho khi lưu lượng trong chúng bằng nhau thì tổn thất áp suất ma sát bằng nhau.

Thay vận tốc v bằng lưu lượng L và diện tích tiết diện trong công thức (5.6), ta có:

- Đối với đường ống tiết diện chữ nhật:

$$\Delta p_{ms} = \varphi \frac{U}{F} \cdot \frac{v^2}{2} \rho = \varphi \frac{2(a+b)}{ab} \cdot \left[\frac{L}{ab} \right]^2 \frac{\rho}{2} = 2\varphi \frac{a+b}{a^3 b^3} \cdot \frac{L^2}{2} \rho$$

- Đối với đường ống tiết diện tròn:

$$\Delta p_{ms}^o = \varphi \frac{U_o}{F_o} \cdot \frac{v^2}{2} \rho = \varphi \frac{\pi d}{\pi d^2} \cdot \left[\frac{L}{\frac{\pi d^2}{4}} \right]^2 \frac{\rho}{2} = 4\varphi \frac{1}{d^5 \left[\frac{\pi}{4} \right]^2} \cdot \frac{L^2}{2} \rho$$

Khi tổn thất áp suất ma sát bằng nhau, tức $\Delta p_{ms} = \Delta p_{ms}^o$

$$2\varphi \frac{a+b}{a^3 b^3} \cdot \frac{L^2}{2} \rho = 4\varphi \frac{1}{d_{td}^{(L)5} \left[\frac{\pi}{4} \right]^2} \cdot \frac{L^2}{2} \rho$$

$$d_{td}^{(L)} = 1,265 \sqrt[5]{\frac{a^3 b^3}{a+b}} \quad (5.28)$$

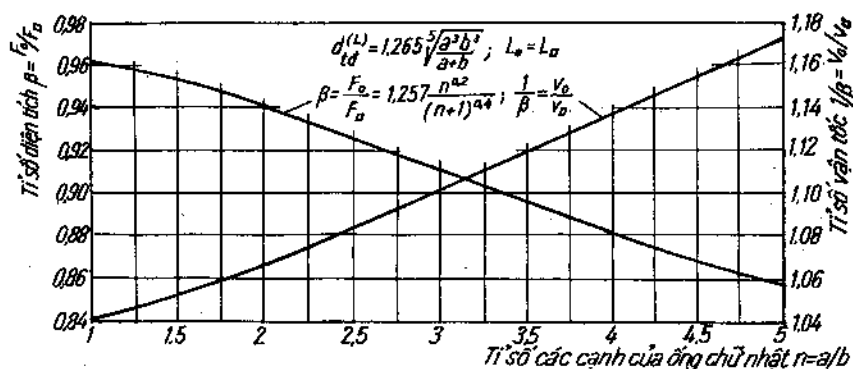
- Từ (5.28) ta có tỉ số diện tích tiết diện ngang:

$$\beta = \frac{F_o}{F_c} = \frac{\pi d_{td}^{(L)2}}{4ab} = \frac{\pi}{4} \frac{\left[1,265 \sqrt[3]{\frac{a^3 b^3}{a+b}} \right]^2}{ab} = 1,257 \frac{n^{0,2}}{(n+1)^{0,4}} \quad (5.29)$$

Và ta có tỉ số vận tốc của ống tròn với đường kính tương đương $d_{td}^{(L)}$ và ống chữ nhật sẽ bằng:

$$\frac{v_o}{v_c} = \frac{1}{\beta} \quad (1.29a)$$

Khi n càng lớn, tức tiết diện ống chữ nhật có 1 cạnh càng lớn so với cạnh còn lại thì β càng bé (hình 5.17): khi $n = 1$ (tiết diện vuông) $1/\beta = 1,05$; khi $n = 5$ $1/\beta = 1,18$.



Hình 5.17. Đồ thị phụ thuộc của tỉ số diện tích diện ngang và vận tốc không khí vào tỉ số các cạnh của ống tiết diện chữ nhật

- Nếu so sánh chi phí vật liệu để làm ống tròn và ống chữ nhật khi chúng vận chuyển lưu lượng không khí như nhau với tổn thất áp suất trên 1 mét dài ống bằng nhau, ta lấy tỉ số chu vi của tiết diện ống tròn và ống chữ nhật và đặt trị số $d_{td}^{(L)}$ theo công thức (5.28):

$$\gamma = \frac{S_o}{S_c} = \frac{\pi d_{td}^{(L)}}{2(a+b)} = \frac{\pi 1,265 \sqrt[3]{\frac{a^3 b^3}{a+b}}}{2(a+b)} = 1,987 \frac{n^{0,6}}{(n+1)^{1,2}}$$

Khi $n = 1$ (tiết diện vuông) $\gamma = 0,87$, tức ống tròn tiết kiệm 13% vật liệu so với ống vuông; khi $n = 2$ $\gamma = 0,81$ (ống tròn tiết kiệm ~ 20% vật liệu so với ống chữ nhật có tỉ số các cạnh $a/b = 2$); khi $n = 5$ $\gamma = 0,61$ (ống tròn tiết kiệm ~ 40% vật liệu so với ống chữ nhật có tỉ số các cạnh $a/b = 5$).

Từ đó ta thấy rằng ống vuông, đặc biệt là ống chữ nhật có tỉ số các cạnh lớn không có lợi về mặt kinh tế. Do đó người ta hạn chế dùng ống vuông và ống chữ nhật; chúng được sử dụng chỉ trong trường hợp cần thiết (thường đối với nhà dân dụng hoặc các công trình đặc biệt dùng ống tròn không bảo đảm mỹ quan).

5.4.3. Đường kính tương đương theo diện tích

• Để đơn giản tính toán, người ta có thể dùng đường kính tương đương theo diện tích $d_{td}^{(F)}$, tức thay ống tiết diện chữ nhật cạnh $a \times b$ bằng ống tròn có cùng diện tích tiết diện, tức:

$$ab = \frac{\pi d_{td}^{(F)2}}{4}$$

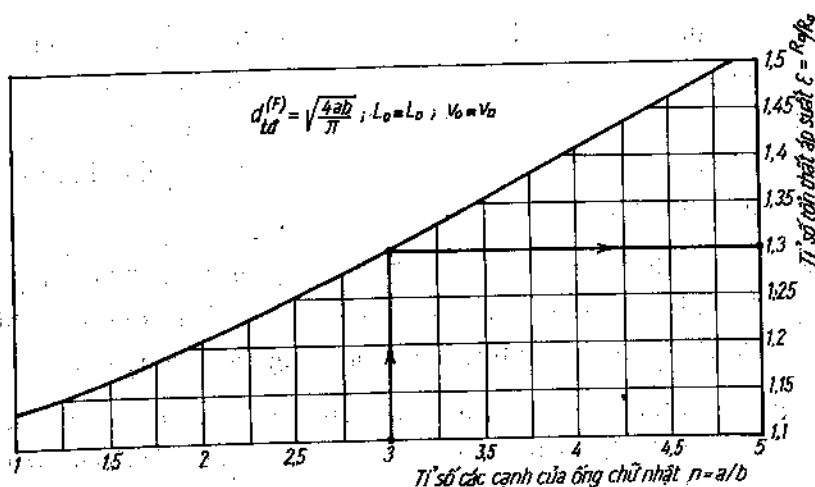
$$d_{td}^{(F)} = \sqrt{\frac{4ab}{\pi}} \quad (5.30)$$

• Khi đó nếu vận tốc và do đó lưu lượng trong chúng bằng nhau thì tổn thất áp suất ma sát sẽ khác nhau.

Nhận tỉ số tổn thất áp suất ma sát trong ống chữ nhật và ống tròn là ϵ , dùng công thức (5.6) và (5.30), sau khi rút gọn ta được:

$$\epsilon = \frac{\Delta p_{ms}^{\square}}{\Delta p_{ms}^{\circ}} = \frac{R_{\square}}{R_{\circ}} = 0,564 \frac{n+1}{n^{0,5}} \quad (5.31)$$

Từ công thức (5.31) ta thấy ϵ phụ thuộc tỉ số các cạnh n : n càng lớn ϵ càng lớn (hình 5.18). Khi $n = 1$ (tiết diện vuông) $\epsilon = 1,13$; khi $n = 5$ $\epsilon = 1,51$.



Hình 5.18. Đồ thị phụ thuộc của tỉ số áp suất ma sát vào tỉ số các cạnh của ống tiết diện chữ nhật

Kết luận

• Các phương pháp tính toán đường ống dẫn tiết diện chữ nhật được trình bày trên đây dựa trên cơ sở sử dụng 1 đại lượng trung gian - là đường kính tương đương. Nếu dùng đường kính tương đương theo vận tốc ($d_{td}^{(v)}$) ta gặp sự khác nhau về lưu lượng. Nếu dùng đường kính tương đương theo lưu lượng ($d_{td}^{(L)}$) ta gặp sự khác nhau về vận tốc. Và nếu dùng đường kính tương đương theo diện tích ($d_{td}^{(F)}$) ta gặp sự khác nhau về tổn thất áp suất.

Do đó khi dùng bảng số hay biểu đồ để tra trị số R ta lưu ý:

- Nếu dùng $d_{td}^{(v)}$ (công thức 5.26) ta căn cứ 2 thông số: vận tốc v và đường kính d ;
- Nếu dùng $d_{td}^{(L)}$ (công thức 5.28) ta căn cứ 2 thông số: lưu lượng L và đường kính d ;
- Còn nếu dùng $d_{td}^{(F)}$ (công thức 5.30) ta căn cứ 2 trong 3 thông số: v , L và d , sau đó nhân thêm hệ số hiệu chỉnh ϵ được xác định theo công thức (5.31).

• Tính toán khí động đường ống tiết diện chữ nhật có thể thực hiện bằng phương pháp không dùng đại lượng trung gian là đường kính tương đương. Đó là phương pháp dùng biểu đồ của Labaev B.N. Dùng các biểu đồ này [19], ngoài tổn thất áp suất riêng (R) và tổn thất áp suất ma sát (Δp_{ms}), ta còn xác định được ngay (trên đồ thị) cạnh còn lại của tiết diện ống khi biết trước cạnh kia.

5.5. VẬN TỐC CỦA KHÔNG KHÍ TRONG ĐƯỜNG ỐNG DẪN VÀ KÍCH THƯỚC TIẾT DIỆN NGANG CỦA ĐƯỜNG ỐNG DẪN

5.5.1. Vận tốc của không khí trong đường ống

• Cùng một lưu lượng không khí (L) như nhau có thể được vận chuyển trong đường ống có tiết diện ngang (F) bé và vận tốc (v) lớn hay trong đường ống có tiết diện ngang (F) lớn và vận tốc (v) bé. Trường hợp đầu (F bé, v lớn) ta có chi phí đầu tư (hay chi phí khấu hao và sửa chữa) giảm. Trường hợp sau (F lớn, v bé) ta có chi phí sử dụng (chi phí điện năng và công vận hành) giảm.

Vậy nếu không có những điều kiện đặc biệt thì trong từng trường hợp ta có thể thiết kế đường ống dẫn với vận tốc tối ưu nào đó nhằm bảo đảm tổng chi phí đầu tư và sử dụng thấp nhất. Đó là cơ sở kinh tế thiết kế đường ống dẫn không khí.

Chú thích: Để đơn giản tính toán, ta coi như giá thành của quạt, động cơ và các phụ tùng khác trên đường ống là cố định. Và trị số thay đổi chỉ có giá thành (hay chi phí) đầu tư để xây lắp đường ống tính trên cơ sở giá thành $1m^2$ bề mặt đường ống, và giá thành (hay chi phí) sử dụng tính trên cơ sở giá thành $1kW$ -h điện năng tiêu thụ.

Ngoài ra, về mặt kĩ thuật, vận tốc chuyển động của không khí trong đường ống còn bảo đảm điều kiện độ ồn cho phép và độ bền của đường ống. Nếu vận tốc không khí lớn quá có thể gây độ ồn động học và dao động rung trong đường ống - là nguyên nhân tiếp theo của độ ồn và phá vỡ độ bền và độ kín của các mối nối.

- Trên cơ sở kĩ thuật và kinh tế nêu trên, người ta đi đến tiêu chuẩn hoá vận tốc của không khí trong đường ống dẫn. Đối với các công trình dân dụng và công cộng vận tốc không khí có thể từ 0,7 đến 13m/s (giới hạn cho phép 11-13m/s); đối với nhà công nghiệp (hệ thống thông gió chung): 2 - 15m/s (giới hạn cho phép 13 - 15m/s).

Thêm vào đó, khi chọn vận tốc, ta cần lưu ý:

- Đối với ống chính vận tốc lớn hơn so với các ống nhánh. Thêm vào đó vận tốc tại các đoạn đầu mút nhỏ nhất, càng về gần quạt vận tốc càng tăng dần.

- Vận tốc trong ống có bề mặt trong nhẵn (ống thép, nhựa, xi măng amian, gỗ dán...) nên lớn hơn so với vận tốc trong ống có bề mặt trong nhám (ống bê tông xi, gạch, vữa trát trên lưới...).

5.5.2. Kích thước tiết diện ngang của đường ống

- Như ta đã rõ, nếu lưu lượng và vận tốc được biết thì tiết diện ngang của đường ống được xác định theo phương trình lưu lượng.

Trong kĩ thuật thông gió phổ biến nhất là đường ống có tiết diện tròn và chữ nhật. Đường ống tiết diện tròn như ta đã biết có nhiều ưu điểm về mặt kĩ thuật và kinh tế so với đường ống tiết diện chữ nhật. Nó có độ bền lớn hơn khi có cùng độ dày vật liệu, công chế tạo ít hơn và lượng vật liệu chi phí ít hơn. Nhưng đường ống tiết diện chữ nhật lại có ưu điểm về mặt mỹ quan, tức có khả năng hoà hợp với nội thất công trình.

Do đó đường ống tiết diện chữ nhật thường dùng đối với công trình dân dụng và công cộng, còn đường ống tiết diện tròn - đối với công trình công nghiệp. Trường hợp nhà dân dụng và công cộng, nếu đường ống được che khuất như đặt trên trần, dưới sàn... nên dùng đường ống tròn. Còn trường hợp nhà công nghiệp, nếu khu vực có không gian hạn chế, nhà thấp hoặc có trần nên dùng đường ống chữ nhật.

- Kích thước tiết diện ngang của đường ống (bảng 5.5) [26] ngoài yêu cầu kinh tế - kĩ thuật và thẩm mỹ còn phải chú ý đến khả năng công nghiệp hoá tối đa công tác xây lắp và sử dụng các cấu kiện lắp ráp theo tiêu chuẩn và định hình được chế tạo trong nhà xưởng.

Đường kính của ống tròn không nhỏ hơn 100mm và là bội số của 5mm.

Kích thước tiết diện ngang của mương chữ nhật trong tường nhận bằng bội số kích thước viên gạch, nhưng không nhỏ hơn 130 × 130mm (không có trong bảng).

Bảng 5.5. Kích thước tiết diện ngang của đường ống dẫn không khí

Đường ống tiết diện tròn có đường kính trong d, mm	Đường ống tiết diện chữ nhật có kích thước trong a × b, mm		
100	100 × 150	400 × 400	1000 × 1000
125	100 × 200	400 × 500	1000 × 1200
140	100 × 250*	400 × 600	1000 × 1600
160	150 × 150	400 × 800	1000 × 2000
180	150 × 200	400 × 1000*	1000 × 2400*
200	150 × 250	400 × 1200 *	1000 × 3200*
			1000 × 4000 *
225	200 × 200	500 × 500	
250	200 × 250	500 × 600	1200 × 1200
280	200 × 300	500 × 800	1200 × 1600
325	200 × 400	500 × 1000	1200 × 2000
355	200 × 500	500 × 1200*	1200 × 2400
400		500 × 1600*	1200 × 3200*
	250 × 250	500 × 2000*	1200 × 4000*
450	250 × 300		
500	250 × 400	600 × 600	1600 × 1600
560	250 × 500	600 × 800	1600 × 2000
630	250 × 600*	600 × 1000	1600 × 2400
710	250 × 800*	600 × 1200	1600 × 3200
800		600 × 1600*	1600 × 4000*
900	300 × 300	600 × 2000*	
	300 × 400	600 × 2400*	2000 × 2000
1000	300 × 500		2000 × 2400
1120	300 × 600	800 × 800	2000 × 3200
1250	300 × 800*	800 × 1000	2000 × 4000
1400	300 × 1000*	800 × 1200	2400 × 2400
1600		800 × 1600	2400 × 3200
1800		800 × 2000*	2400 × 4000
2000		800 × 2400*	3200 × 3200
		800 × 3200*	3200 × 4000

* Có thể dùng các kích thước này chỉ trong trường hợp có lý do xác đáng (như để hiệu chỉnh tổn thất áp suất, do yêu cầu kiến trúc hay những lý do khác).

Kích thước tiết diện ngang của ống chữ nhật đặt bên ngoài tường không nhỏ hơn $100 \times 150\text{mm}$ và là bội số của 50mm. Ngoài ra tỉ lệ giữa các cạnh không lớn hơn 2, loại trừ trường hợp đặc biệt (được ghi trong bảng).

5.6. TÍNH TOÁN KHÍ ĐỘNG HỆ THỐNG VẬN CHUYỂN BẰNG KHÍ ÉP

5.6.1. Khái niệm về vận chuyển bằng khí ép. Vận tốc treo và vận tốc làm việc

- Vận chuyển vật liệu rời nhờ không khí trong đường ống gọi là *vận chuyển bằng khí ép*. Với mục đích chống bụi, vận chuyển bằng khí ép vật liệu rời có nhiều ưu điểm so với các phương pháp vận chuyển khác. Đặc biệt vận chuyển vật liệu rời bằng khí ép "trong đường ống hút" có ý nghĩa rất lớn về mặt vệ sinh môi trường, vì khi đó toàn bộ đường ống đều có áp suất âm, tức nằm phía hút của máy quạt.

- Vận chuyển bằng khí ép dựa trên nguyên lý sau.

Hạt vật liệu có khối lượng m trong không khí tĩnh, nếu rơi vào trạng thái động thì bắt đầu chuyển động với gia tốc nào đó. Không khí là môi trường nhớt gây nên lực cản khi các hạt rắn chuyển động. Lực cản này tỉ lệ với bình phương vận tốc. Nếu vận tốc v tăng, lực cản R tăng nhanh. Qua thời gian ngắn trọng lực mg sẽ bằng lực cản $R = K_0 v^2$ (K_0 - hệ số tỉ lệ). Khi $mg = K_0 v^2$, hạt bắt đầu rơi với vận tốc không đổi:

$$v = \sqrt{\frac{mg}{K_0}} \quad (5.32)$$

- Nếu hạt rơi với vận tốc không đổi trong dòng thẳng đứng từ dưới lên (ngược dòng) có cùng vận tốc v thì hạt sẽ ngừng rơi và được giữ (lơ lửng) trong không khí - gọi là treo. Vận tốc rơi cố định vừa nêu gọi là *vận tốc treo* (v_{tr}). Hệ số tỉ lệ K phụ thuộc chủ yếu vào số Re.

Đối với hạt hình cầu đường kính d :

$$v_{tr} = 3,6 \sqrt{\frac{d \rho_{vl}}{K_0}} \quad (5.33)$$

trong đó: v_{tr} , d , ρ_{vl} - vận tốc treo (v_{tr}), m/s; đường kính (d), m và mật độ (ρ_{vl}), kg/m^3 của hạt vật liệu; K_0 - hệ số tỉ lệ, kể đến sự chảy bọc quanh các hạt của dòng không khí, phụ thuộc vào số Re và kích thước hạt, bằng 0,5 khi $10^3 < \text{Re} < 10^5$, bằng 0,25 khi $\text{Re} > 10^5$ và bằng 1 đối với vật có mặt mút phẳng.

- Nếu vận tốc trong dòng thẳng đứng từ dưới lên lớn hơn vận tốc treo (v_{tr}) của hạt thì hạt được nâng lên và chuyển động theo dòng không khí.

Độ tăng vận tốc trong dòng không khí, tức vận tốc làm việc (v_{lv}) của không khí so với vận tốc theo (v_{tr}) của hạt vật liệu phụ thuộc vào hàm lượng vật liệu có trong không khí (μ):

$$\mu = \frac{G_{vl}}{G} \quad (5.34)$$

trong đó: G_{vl} , G - khối lượng vật liệu được vận chuyển theo không khí (G_{vl}) và lưu lượng của không khí (G), kg/h.

Khi $\mu \leq 1$ $v_{lv} = (1,25 - 1,3) v_{lr}$; khi $\mu = 2$ $v_{lv} = 1,5 v_{lr}$; khi $\mu = 10 - 15$ $v_{lv} = (2 - 2,5) v_{lr}$.

Sở dĩ có mối phụ thuộc trên là vì vận tốc treo được xác định đối với vật liệu đơn chiếc. Khi có nhiều hạt "treo", hướng vận tốc của dòng không khí chảy bọc quanh hạt có thể thay đổi do các hạt va chạm nhau làm cho hệ số K_o giảm.

- Trong hệ thống vận chuyển bằng khí ép có thể có đường ống đứng, đường ống ngang và đường ống xiên. Trong đường ống ngang hạt chuyển động theo bước nhảy. Đầu tiên nó lăn dọc theo ống, sau đó dưới tác dụng của lực nâng nó bật lên, chuyển động rồi lại rơi xuống lăn dọc theo ống, và cứ tiếp tục như thế. Lực nâng xuất hiện là do bên trên hạt, vận tốc dòng không khí và vận tốc trên bề mặt của hạt hướng về 1 phía, còn tại bề mặt dưới của hạt vận tốc hướng theo chiều ngược lại. Do đó bên trên hạt xuất hiện áp suất âm, còn bên dưới - áp suất dương, làm hạt bật lên.

Do đó vận tốc làm việc (v_{lv}) của không khí trong đường ống ngang không những phải lớn hơn vận tốc treo (v_{lr}) như đối với đường ống đứng, mà còn lớn hơn vận tốc nâng, tức vận tốc khởi động để hạt vật liệu lắng chìm bật lên từ thành ống. (Thông thường nếu $v_{lv} = (1,3 - 1,5) v_{lr}$ đối với đường ống đứng thì đối với đường ngang ở những điều kiện như nhau ($v_{lv} = 2 v_{lr}$).

5.6.2. Ảnh hưởng của tạp chất cơ học đối với tổn thất áp suất trong đường ống dẫn. Tính toán khí động hệ thống vận chuyển bằng khí ép

- Vật liệu rời, tức tạp chất cơ học có trong không khí trong hệ thống vận chuyển bằng khí ép làm tăng tổn thất áp suất ma sát và cục bộ so với không khí sạch trong hệ thống thông gió thông thường. Năng lượng bổ sung trong hệ thống vận chuyển bằng khí ép nhằm nâng hạt vật liệu, cũng như để thắng lực ma sát và sự va chạm giữa các hạt vật liệu và giữa chúng với thành ống. Ảnh hưởng của tạp chất cơ học đối với tổn thất áp suất càng lớn nếu hàm lượng vật liệu có trong không khí, tức trị số μ (tính theo công thức 5.34) càng lớn.

Nếu tổn thất áp suất trên đường ống dẫn không khí sạch là Δp thì trong trường hợp vận chuyển vật liệu là Δp_{vl} với:

$$\Delta p_{vl} = \Delta p(1 + K\mu) \quad (5.35)$$

trong đó: K - hệ số tỉ lệ phụ thuộc vào đặc tính của vật liệu vận chuyển - xác định theo thực nghiệm.

Ngoài tổn thất áp suất ma sát và cục bộ, trên đoạn ống đứng còn có tổn thất áp suất để nâng vật liệu từ dưới lên:

$$\Delta p_n = hvg \quad (5.36)$$

trong đó: h - phân thẳng đứng của đoạn ống; v - hàm lượng vật liệu theo thể tích; kg/m^3 .

$$v = \frac{G_{vl}}{L} = \rho\mu \quad (5.37)$$

trong đó: L , ρ - lưu lượng không khí (L), m^3/h và mật độ không khí (ρ), kg/m^3 ;

Vậy *tổn thất áp suất* trong đoạn ống của hệ thống vận chuyển bằng khí ép bao gồm tổn thất áp suất ma sát, cục bộ và tổn thất để nâng vật liệu từ dưới lên:

$$\Delta p_\mu = \Delta p(1 + K\mu) + hvg \quad (5.38)$$

trong đó: Δp - tổn thất áp suất, cũng với lưu lượng ấy nhưng với không khí sạch, tức $\mu = 0$.

Trong thực tế nếu $\mu < 0,01$ thì hệ thống có thể được coi như hệ thống hút thông thường và tính toán khí động được tiến hành như đối với không khí sạch đã trình bày ở các mục trên. Nếu $\mu \geq 0,01$ thì áp dụng phương pháp tính toán đối với hệ thống hút bụi và vận chuyển bằng khí ép.

• Khi tính toán vận tốc làm việc, tức vận tốc chuyển động của không khí (v) trong đường ống ngang và đứng, hàm lượng vật liệu (μ), hệ số tỉ lệ (K) nhận tương ứng với mật độ vật liệu theo bảng 5.6 [26, 27].

Bảng 5.6. Các số liệu thực nghiệm tính toán hệ thống hút bụi và vận chuyển bằng khí ép

Vật liệu vận chuyển	Mật độ, ρ , kg/m^3	Vận tốc chuyển động của không khí trong đường ống v , m/s		Hàm lượng theo khối lượng cực đại của hỗn hợp μ , kg/kg	Hệ số tỉ lệ K
		đứng	ngang		
Bụi đất và bụi cát, đất hồi liệu (đất cháy), đất làm khuôn (*)	2600	13	15	0,8	0,7
Đất và cát ẩm	2800	15	18	-	-
Đất sét nghiêng (*)	2400	14	17	0,8	0,6
Samốt	2200	14	17	0,8	0,6
Bụi khoáng nhỏ	-	12	14	-	-
Bụi do bánh mài bằng vải	-	10	12	-	-
Bụi than(*)	900-1000	14	15	1	1
Bụi khoáng mài(*)	400	15,5	19	-	-
Bụi thạch cao, bụi vôi mịn	1250	10	11	-	-

Bảng 5.5 (tiếp theo)

Vật liệu vận chuyển	Mật độ, ρ kg/m ³	Vận tốc chuyển động của không khí trong đường ống v, m/s		Hàm lượng theo khối lượng cực đại của hỗn hợp μ , kg/kg	Hệ số tỉ lệ K
		Đứng	Ngang		
Bụi bông					
tắm dầu	-	18	19	-	-
không tắm dầu	-	19	20	-	-
nhân tạo	-	17	20	-	-
cừu merinô (tắm dầu và không tắm dầu)	-	14	15	0,1 - 0,2	-
mảnh vụn	-	16	18	-	-
toi và xơ to	-	17	18	-	-
Amian, atbet					
sợi ngắn	-	16	18	-	-
mụn gai	-	16	18	-	-
Sợi hỗn hợp	-	18	20	0,5	-
Sợi bông nguyên (chưa cán), sợi bông toi, xơ bông to	-	17	18	0,5	-
Phoi bào, mặt cửa					
gang(*)	7300	19	23	0,8	0,85
kim loại(*)	7800	19	23	0,8	-
gỗ	-	16	18	0,1 - 0,15(**)	1,4
Xi than kích thước 10-15mm	1600	20	22	1	0,5

Chú thích: • Hệ số μ và K không ghi trong bảng cần nhận gần đúng theo các tài liệu tham khảo.

- (*) Đối với các vật liệu này khi vận chuyển các mẫu kích thước nhỏ hơn 20mm, vận tốc cần tăng 25 - 30%.
- (**) $\mu = 0,05$ đối với khâu hút của ống góp.

Đường kính cho phép nhỏ nhất của ống nhánh đối với hạt bụi khô, nhỏ (bụi cát, đất sét nghiền...) là 80mm, bụi sợi (bông, len...) 100mm và bụi có kích thước lớn (mùn cưa, phoi bào, mặt sắt...) 125, 140mm và lớn hơn.

• Có thể dùng phương pháp "sức cản cục bộ tương đương" để tính toán tổn thất áp suất áp suất trong đoạn ống:

$$\Delta p_d = (\xi_{td} + \sum \xi) \frac{v^2}{2} \rho = \xi_{qu} \frac{v^2}{2} \rho \quad (5.39)$$

trong đó: ξ_{td} được xác định theo công thức (5.24): $\xi_{td} = \frac{\lambda}{d} l$.

- Trị số λ/d (trong công thức 5.24) gọi là sức cản ma sát riêng, được lập cho trường hợp đường ống làm bằng kim loại (phụ lục 11).

- Hệ số ξ tra theo phụ lục 12 và các tài liệu tham khảo.

Tổn thất áp suất của các tuyến ống của hệ thống Δp_l xác định theo công thức (5.17). Tìm tuyến có tổn thất lớn nhất và tính sai số khớp trong tất cả các tuyến theo phương pháp đã nêu. Để khắc phục sai số khớp khi không thể dùng điafam hoặc đoạn ống bổ sung có thể tăng lưu lượng tại một số đoạn ống nhánh. Trường hợp dùng điafam chỉ nên sử dụng điafam hình nón (hình 5.14b) đặt tại đoạn ống đứng của ống nhánh nếu vận chuyển bụi khô không kết dính và không phải bụi bông.

Tổn thất áp suất để chọn quạt bao gồm tổn thất áp suất trong mạng (ma sát và cục bộ) có kể 10% dự trữ, tổn thất áp suất để nâng vật liệu từ dưới lên và tổn thất áp suất trong thiết bị lọc (Δp_l):

$$\Delta p_{ht} = 1,1 \Delta p(1 + K\mu) + h\mu\rho g + \Delta p_l + p_d \quad (5.40)$$

6.1. THIẾT BỊ QUẠT - QUẠT LI TÂM VÀ QUẠT TRỤC

• Để vận chuyển không khí trong hệ thống thông gió cơ khí, người ta dùng loại máy thủy lực gọi là *máy quạt*, hoặc gọi đơn giản - *quạt*.

Bộ phận chính của quạt là bánh xe công tác gồm nhiều cánh quạt. Khi bánh xe quay, cánh quạt thu gom không khí, đưa chúng vào chuyển động và do đó không khí phần nào được nén. Như vậy không khí được truyền vận tốc và áp suất, tức động năng và thế năng.

Trong kĩ thuật thông gió thường dùng 2 loại quạt: quạt li tâm và quạt hướng trục - gọi tắt là quạt trục.

• Phân loại quạt (li tâm hay trục) theo *chuẩn số tỉ tốc* n_y . Đó là đại lượng biểu thị mối quan hệ giữa các thông số làm việc chủ yếu của quạt (cũng như các máy thủy lực kiểu cánh như bơm, máy nén) tương ứng với lí thuyết đồng dạng được xác định ở chế độ tối ưu (với hiệu suất cực đại). Chuẩn số tỉ tốc đối với quạt được xác định theo công thức:

$$n_y = 53 \frac{L^{1/2} \omega}{p_o^{3/4}} \quad (6.1)$$

trong đó: n_y - chuẩn số tỉ tốc, không thứ nguyên; L , p_o - lưu lượng (L), m^3/s và áp suất (p_o) tính toán quy về điều kiện tiêu chuẩn, Pa; ω - số vòng quay, rad/s.

- Trị số tỉ tốc n_y cho phép đánh giá sự phụ thuộc của các thông số hình học chủ yếu của quạt. Ví dụ nếu trị số n_y lớn, tức lưu lượng L lớn (L là tử số của công thức), tương ứng với quạt li tâm có bánh xe công tác có chiều rộng lớn hơn, đường kính miệng vào (miệng hút) lớn hơn và số lượng cánh quạt nhiều hơn; còn đối với quạt trục - đường kính ống lót nhỏ và số lượng cánh quạt ít.

- Phạm vi ứng dụng của quạt li tâm tương ứng với trị số $n_y < 100$, và quạt trục - $n_y > 100$.

• Một đại lượng khác đặc trưng cho quạt là *hệ số áp suất* ψ :

$$\psi = \frac{p}{\frac{u^2}{2} \rho} \quad (6.2)$$

trong đó: ψ - hệ số áp suất, không thứ nguyên; p , u - áp suất (p), Pa và tốc độ biên của bánh xe công tác (u), m/s; ρ - mật độ của không khí, kg/m^3 .

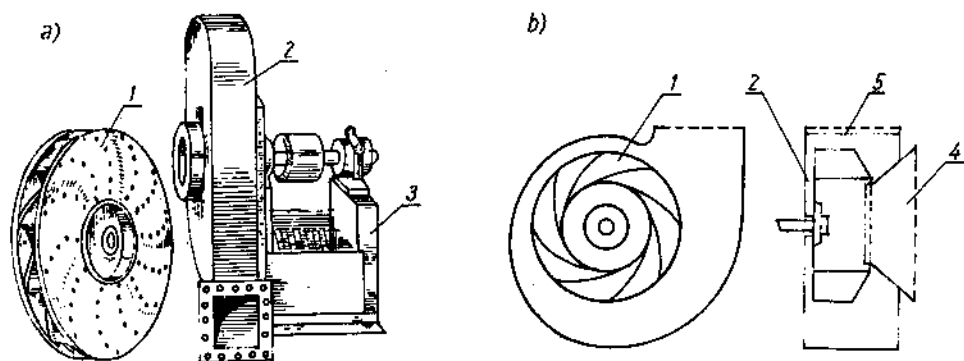
- Hệ số ψ đối với quạt li tâm (0,8 - 2,5) lớn hơn nhiều so với quạt trục (0,05 - 0,2).

- Số lượng và hình dạng của cánh quạt ảnh hưởng trực tiếp đến áp suất do quạt tạo ra và hệ số áp suất của quạt ψ . Số lượng cánh quạt tăng, hệ số ψ tăng; góc của dòng không khí đi ra từ cánh quạt tăng, hệ số ψ tăng; cánh quạt càng cong về phía trước (theo chiều chuyển động của không khí) thì hệ số ψ càng tăng. (Nhưng nếu cánh quạt càng cong về phía trước, rãnh giữa các cánh quạt càng cong làm tăng vận tốc thoát ra của dòng không khí và có thể làm tăng tổn thất áp suất và ảnh hưởng đến sự thay đổi hệ số ψ) vv....

6.1.1. Quạt li tâm

6.1.1.1. Cấu tạo của quạt li tâm

Quạt li tâm thường (hình 6.1) gồm 3 bộ phận chính là bánh xe công tác (bánh xe cánh quạt - loại rôto hoặc tuabin) 1, vỏ hình xoắn ốc 2 và chân quạt cùng ổ đỡ 3.

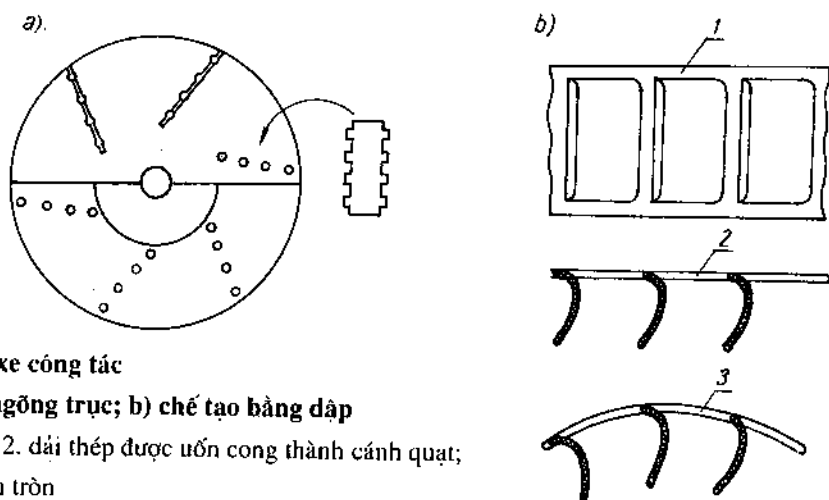


Hình 6.1. Quạt li tâm (a) và sơ đồ cấu tạo của quạt li tâm (b)

Khi bánh xe quay không khí vào quạt qua miệng vào (miệng hút) 4 vào các rãnh giữa các cánh quạt. Dưới tác dụng của lực li tâm, không khí bị đẩy theo các rãnh, bị dồn nén trong vỏ xoắn ốc và thoát ra ngoài qua miệng ra (miệng đẩy) 5 theo hướng vuông góc (90°) với chuyển động ban đầu.

- *Bánh xe công tác* gồm đĩa trước, đĩa sau và ống lót. Ống lót đúc hoặc tiện dùng cố định bánh xe vào trục, được gắn vào đĩa sau bằng đinh tán, bulông hoặc hàn. Các cánh quạt được gắn vào đĩa bằng đinh tán hoặc hàn. Tiện nhất là liên kết bằng ngỗng trực được hình thành khi chế tạo cánh quạt, đặt vào các lỗ đĩa và bằng đinh tán hoặc hàn dính (hình 6.2a).

Quạt công dụng đặc biệt, ví dụ quạt bụi có các cánh được đặt chia ra ngoài không có đĩa trước và trong một số trường hợp - không có cả đĩa sau (bánh xe hở). Bánh xe thường làm bằng thép tấm, có khi đúc bằng nhựa. Bánh xe của quạt khối thường được chế tạo bằng hàn.



Hình 6.2. Bánh xe công tác

a) lắp ráp trên ngồng trục; b) chế tạo bằng dập

1. phôi thép tấm; 2. dải thép được uốn cong thành cánh quạt;
3. phôi được cuộn tròn

Bánh xe chế tạo bằng dập có thể nhẹ và rẻ hơn. Để chế tạo người ta đục thép tấm thành dải, sau đó uốn cong thành các cánh quạt, rồi cuộn tròn dải thép và cố định giữa các đĩa (hình 6.2b).

Đối với bánh xe rộng, để bảo đảm độ ổn, có khi người ta đặt các thanh kéo nối đĩa trước với ống lót. Khe hở giữa bánh xe và ống nối vào của vỏ quạt phải tối thiểu. Ảnh hưởng của khe càng lớn nếu chuẩn số tỉ tốc càng bé, vì thậm chí với khối lượng không khí đi qua không lớn, phân không khí đó trong khối lượng hút chung cũng đáng kể.

• *Vỏ xoắn ốc* được hàn hoặc tán bằng thép tấm. Chúng cũng có thể được chế tạo bằng ghép mí.

Vỏ quạt hàn thường có hình dáng thích hợp về mặt khí động, song với kích thước lớn, chúng quá nặng. Vỏ của các quạt lớn thường đặt trên giá đỡ độc lập, còn quạt bé, chúng được cố định trên chân quạt.

• *Chân quạt* được đúc bằng gang hoặc hàn bằng thép.

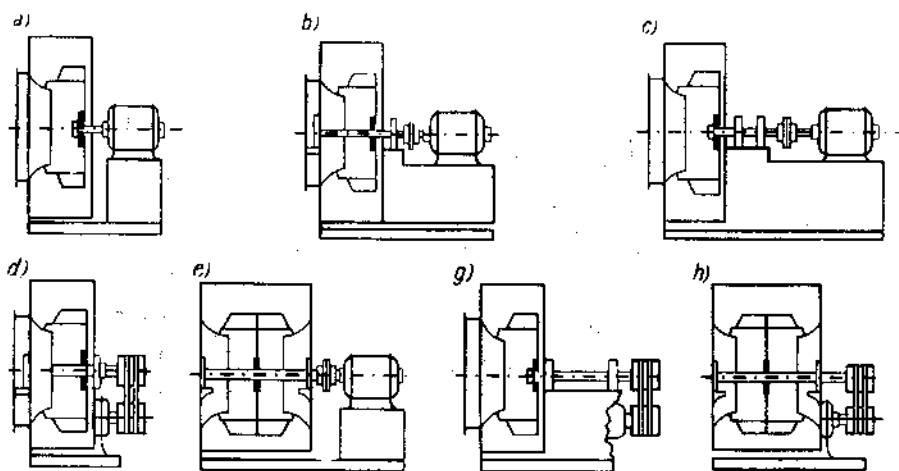
Trục được định vị trên chân quạt, trong ổ đỡ - thường là ổ bi. Bánh xe cố định trên trục bằng then và bulông chặn.

6.1.1.2. Các phương pháp nối quạt với động cơ

Các phương pháp nối quạt với động cơ được kí hiệu bằng các chữ cái a - h (hình 6.3).

• Đối với quạt *nối vùng trục*, ưu điểm nhất về mặt an toàn, tiện lợi, kinh tế và không có tiếng ồn là quạt có bánh xe nối trực tiếp với trục động cơ (hình 6.3a), nhưng lắp bánh xe như thế chỉ hợp lí đối với quạt kích thước bé. Còn đối với quạt lớn, bánh xe có thể nối với trục động cơ qua khớp nối trung gian (hình 6.3b, 6.3c và 6.3e).

• Nếu quạt *truyền động bằng đai* thì puli được gắn vào trục sau ổ trục chìa (hình 6.3d, 6.3g, 6.3h).



Hình 6.3. Các phương pháp nối quạt li tâm với động cơ

Bánh xe cũng thường đặt chia trên trục. Song đối với quạt hai miệng vào bánh xe đặt chia trên trục không lợi. Đặt bánh xe trên trục giữa 2 giá đỡ (hình 6.3d, 6.3e, 6.3h) bảo đảm quạt có chế độ làm việc êm hơn. Đồng thời nó phức tạp hơn về cấu tạo, lắp đặt và nối quạt với đường ống hút.

6.1.1.3. Tư thế lắp đặt quạt

- Quạt có bánh xe quay đúng theo chiều kim đồng hồ nếu quan sát từ phía miệng vào ta gọi là *quạt quay phải*, ngược chiều kim đồng hồ - *quạt quay trái*.

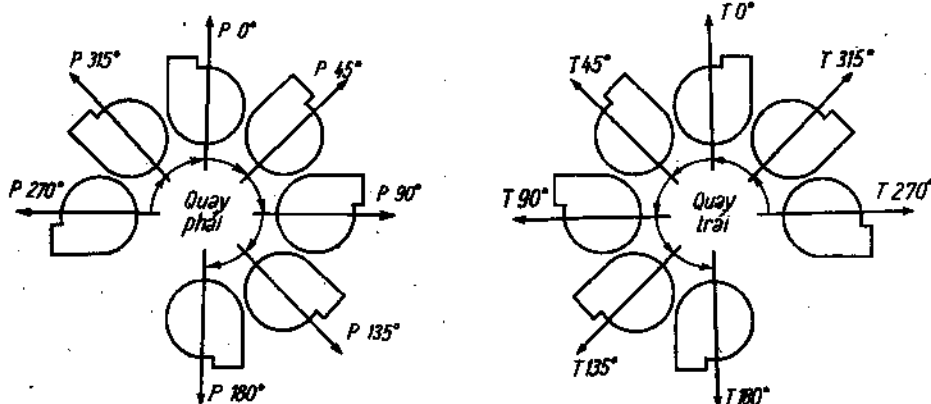
Quay đúng có nghĩa là bánh xe quay theo chiều mở rộng của vỏ hình xoắn ốc. Khi quay ngược lưu lượng giảm mạnh, nhưng chiều chuyển động của không khí không thay đổi.

- *Tư thế của vỏ quạt* được nhận theo kí hiệu quay phải (QP) hay quay trái (QT) với góc quay tính bằng °(độ) (hình 6.4). Có 4 tư thế chính: QP (Hay QT) 0° - miệng thổi hướng lên trên, QP (hay QT) 180° - miệng thổi hướng xuống dưới, QP 90° (hay QT 270°) - miệng thổi hướng bên phải, QP 270° (hay QT 90°) - miệng thổi hướng bên trái. Ngoài ra còn có các tư thế trung gian - nghiêng (45°, 135°, 315°).

6.1.1.4. Phân loại quạt theo áp suất và môi trường làm việc

- Quạt li tâm có thể chia thành *quạt áp suất thấp* ($p \leq 1000 \text{ Pa}$), *quạt áp suất trung bình* ($p \leq 3000 \text{ Pa}$) và *quạt áp suất cao* ($p > 3000 \text{ Pa}$).

Phân loại quạt theo áp suất như vậy chỉ là quy ước, vì ngoài áp suất, cần phải thể hiện lưu lượng. Ví dụ quạt áp suất cao khi giảm số vòng quay có thể tạo áp suất trung bình hoặc thậm chí - áp suất thấp. Nhưng số vòng quay lớn nhất, và tương ứng với nó - áp suất lớn nhất được xác định bằng độ bền của bánh xe, nên phân loại quạt cần dựa một phần vào cấu tạo của chúng. Nếu không dựa vào cấu tạo thì tiện lợi hơn là phân loại quạt theo chuẩn số tỉ tốc ở chế độ làm việc tối ưu.



Hình 6.4. Tư thế của vỏ quạt li tâm

- Phụ thuộc vào môi trường làm việc, quạt li tâm chia thành quạt thường, quạt chống ăn mòn, quạt chống tia lửa và quạt bụi.

Quạt thường vận chuyển môi trường không ăn mòn có nhiệt độ không lớn hơn 80°C , không chứa chất nhớt (dính), có hàm lượng bụi và các tạp chất cứng khác không lớn hơn 100 mg/m^3 . Đối với quạt hai miệng vào, truyền động bằng đai nhiệt độ môi chất không lớn hơn 60°C .

Quạt chống ăn mòn vận chuyển môi trường có tính ăn mòn (xâm thực).

Quạt kiểu cấu tạo chống tia lửa dùng để vận chuyển môi trường gây nổ (loại trừ tạp chất gây nổ khi va chạm phải dùng ejector).

Quạt bụi vận chuyển không khí có hàm lượng bụi lớn hơn 100 mg/m^3 .

- Quạt li tâm được chế tạo từ nhiều loại vật liệu khác nhau phụ thuộc vào môi trường vận chuyển và các thông số của môi trường.

Các loại quạt thường, quạt bụi và quạt chống tia lửa được chế tạo bằng thép.

Quạt chống ăn mòn được chế tạo bằng thép không gỉ, nhôm, titan hay nhựa.

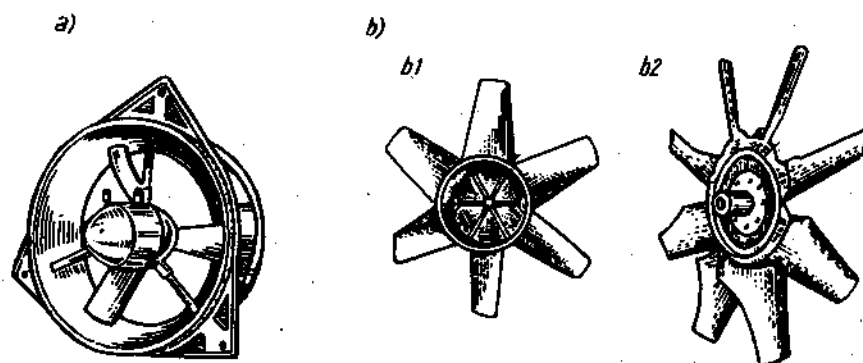
- Quạt titan được sử dụng đối với môi trường đặc biệt xâm thực (loại trừ môi trường khí - không khí chứa các hơi axit flohydric (HF), clo (Cl), iot (I)).

- Quạt nhựa sử dụng đối với môi trường xâm thực phá hủy kim loại nhưng không tác dụng đối với chất dẻo (nhựa). Chế tạo quạt bằng chất dẻo vinyl, polietylen, polistirol, propylen bột và các vật liệu khác. Quạt nhựa không dùng vận chuyển hỗn hợp cháy và nổ. Nhiệt độ không khí không nhỏ hơn -5°C và không lớn hơn $+40^{\circ}\text{C}$.

6.1.2. Quạt trục

- Bộ phận chính của quạt trục (hình 6.5a) là bánh xe công tác (bánh xe cánh quạt) và vỏ quạt hình trụ. Khi bánh xe quay không khí vào quạt qua miệng vào. Dưới tác dụng

của các cánh quạt không khí chuyển động giữa chúng theo chiều hướng trục, sau đó thoát ra ngoài qua miệng ra.



Hình 6.5. Quạt trục (a) và bánh xe công tác (b -1. hàn; 2. dập)

- Bánh xe công tác (hình 6.5b) gồm ống lót và các cánh quạt được gắn vào ống lót. Phụ thuộc vào biên dạng (mặt cắt) của cánh quạt mà bánh xe được gọi là thuận nghịch (hai chiều) hay không thuận nghịch (một chiều).

Trong thực tế tất cả các bánh xe hướng trục đều thuận nghịch vì khi thay đổi chiều quay thì chiều chuyển động của không khí cũng thay đổi. Song gọi là thuận nghịch chỉ đối với bánh xe có cánh quạt có biên dạng (mặt cắt) đối xứng, chúng làm việc như nhau ở hai chiều quay. Về mặt khí động các cánh quạt có biên dạng (mặt cắt) không đối xứng hoàn thiện hơn. Các cánh quạt của bánh xe hướng trục được tính toán trên cơ sở lý thuyết xoáy của Jucovski, càng gần ống lót càng mở rộng và càng xoắn. Để cấu tạo đơn giản, song chất lượng khí động có giảm một ít người ta dùng cánh quạt không xoắn và có chiều rộng không đổi.

Các cánh quạt được chế tạo bằng kim loại hay chất dẻo, kiểu tấm hay kiểu hình khối; kiểu hình khối có thể nguyên khối (đúc), hay rỗng.

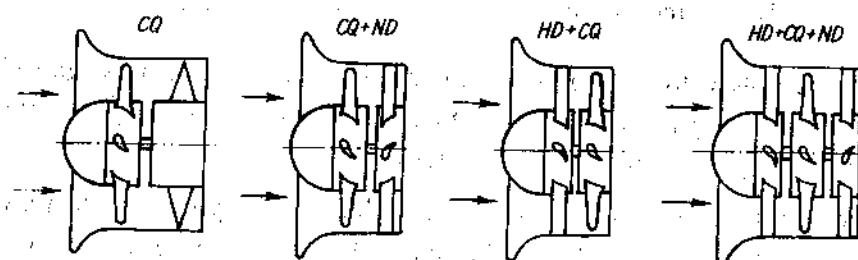
Ống lót của quạt trục (có đường kính tương đối lớn) được chế tạo bằng hàn, đúc hay dập. Khi dập, dập đồng thời các cánh quạt và ống lót, tức trọn bộ bánh xe (hình 6.5b). Giữa ống lót đặt mayơ để lắp bánh xe vào trục truyền động.

Cánh quạt được hàn vào ống lót hay gắn vào cần. Khi gắn vào cần, các cánh quạt có thể xoay (thậm chí khi bánh xe quay, nếu cấu tạo đặc biệt), nhờ thế có thể điều chỉnh một cách đơn giản và trong giới hạn rộng. Khi đảo chiều với quạt có các cánh không đối xứng xoay được như thế để giữ lưu lượng không đổi không cần thiết phải thay đổi chiều quay và đảo bánh xe, mà chỉ cần xoay cánh quạt 180° .

Đối với cánh quạt không đối xứng quay đúng là quay bởi mép cùn hay bẻ lõm về phía trước. Quạt trục không thuận nghịch có bánh xe cánh quạt quay đúng theo chiều kim đồng hồ nếu quan sát từ phía hút gọi là quạt quay phải, ngược lại - là quạt quay trái.

- Vỏ hình trụ là bộ phận quan trọng. Khe hở giữa các đầu mút của cánh quạt và bề mặt trong của vỏ hình trụ ảnh hưởng đáng kể đến sự làm việc của quạt trục. Nó không được vượt quá 1,5% chiều dài của cánh quạt. Khi lắp đặt, nếu quạt trục được lắp không tròn bộ mà chỉ một bánh xe của nó thì khe hở cần thiết không bảo đảm sẽ làm giảm hiệu suất làm việc của quạt.

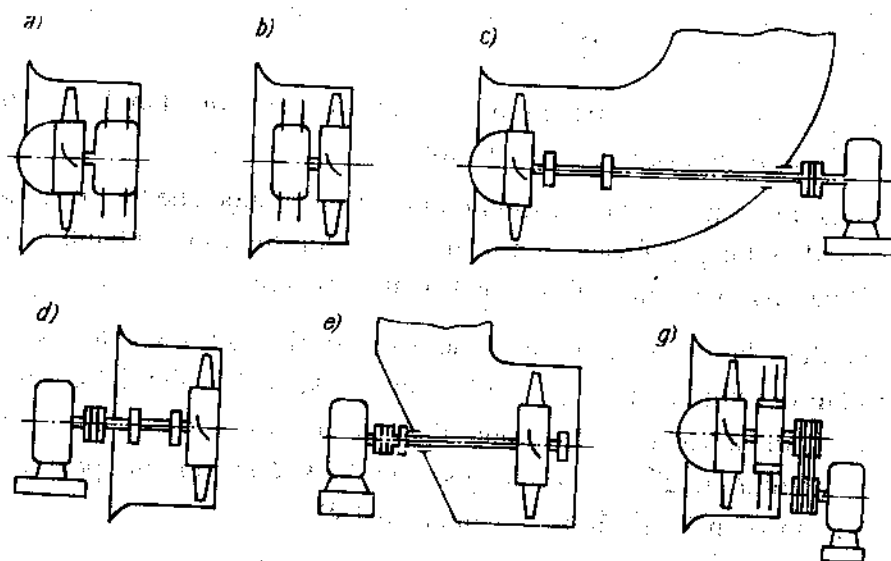
Khi không có đường ống hút tại miệng vào trước quạt người ta thường đặt vành góp nhằm bảo đảm hút đầy vỏ quạt. Đồng thời người ta còn đặt lá hướng dòng (trước cánh quạt) và lá nắn dòng (sau cánh quạt) để tạo góc xoáy thích hợp cho dòng không khí trước khi vào cánh quạt và trả lại cho dòng không khí sau cánh quạt trường vận tốc song song với trục quạt (hình 6.6). Nếu lắp nối tiếp nhiều bánh xe hướng trục thì bắt buộc phải có lá nắn dòng. Các lá hướng dòng và nắn dòng có thể được cấu tạo di động và khi đó việc điều chỉnh sẽ thuận tiện bằng cách thay đổi góc gá.



Hình 6.6. Tổ hợp bánh xe công tác của quạt trục

CQ - cánh quạt; HD - lá hướng dòng; ND - lá nắn dòng

- Sơ đồ nối quạt trục với truyền động được thể hiện ở hình 6.7.



Hình 6.7. Sơ đồ nối quạt trục với động cơ

a, b - nối cùng trục với động cơ; c, d, e - nối cùng trục, động cơ đặt bên ngoài ống; g - nối qua bộ truyền động (giảm tốc).

- Quạt trục thường được sử dụng ở áp suất từ 30 - 300 Pa. Lưu lượng của quạt có đường kính bánh xe lớn có thể đạt vài triệu mét khối - giờ.

- Quạt trục xuất hiện sau quạt li tâm nhưng phạm vi sử dụng chúng nhanh chóng phát triển. Điều đó được giải thích trước tiên ở khả năng đạt được hiệu suất cao của quạt vì trên đường chuyển động của dòng không khí qua quạt trục ít tổn thất áp suất bên trong.

Ngoài ra quạt trục còn có một số ưu điểm như sau:

- Cấu tạo đơn giản hơn quạt li tâm. Khối lượng của quạt tính trên 1 đơn vị công suất điện (lượng kim loại chi phí) nhỏ;

- Hiệu chỉnh (trong giới hạn rộng) rất thuận tiện bằng cách thay đổi góc quay hay số lượng cánh quạt của bánh xe công tác. Thêm vào đó khi thay đổi đáng kể chế độ vận hành cũng không ảnh hưởng nhiều đến phụ tải của động cơ như đối với quạt li tâm.

- Tính thuận nghịch của quạt, tức khi thay đổi chiều quay của bánh xe công tác thì hướng của dòng không khí thay đổi. Khả năng này quạt li tâm không có.

- Nhược điểm của quạt trục so với quạt li tâm là do khi hoạt động, chúng không dùng lực li tâm nên ở những điều kiện khác nhau thì chúng tạo được áp suất quá thấp. Để tăng áp suất, chúng cần phải có cấu tạo phức tạp bằng cách tăng thêm số lượng cấp hay tăng số vòng quay của bánh xe công tác và do đó tiếng ồn và điện áp tăng.

- Qua đó ta thấy quạt trục được ứng dụng hợp lý khi lưu lượng lớn và áp suất thấp (chuẩn số tỉ tốc lớn), ví dụ để thông gió cho hầm (tunen), hay trong các hệ thống thông gió mở - đòi hỏi phải đảo chiều, tức thay đổi chiều chuyển động của không khí một cách đơn giản và nhanh chóng.

Còn trong các hệ thống phức tạp như thông gió nhà công nghiệp, điều hoà không khí, hút bụi, thổi nén bằng quạt - đòi hỏi áp suất cao thường dùng quạt li tâm.

Như vậy quạt trục không thay thế quạt li tâm, mà chỉ bổ sung, hỗ trợ cho quạt li tâm tương ứng với điều kiện sử dụng.

6.1.3. Các kiểu quạt khác

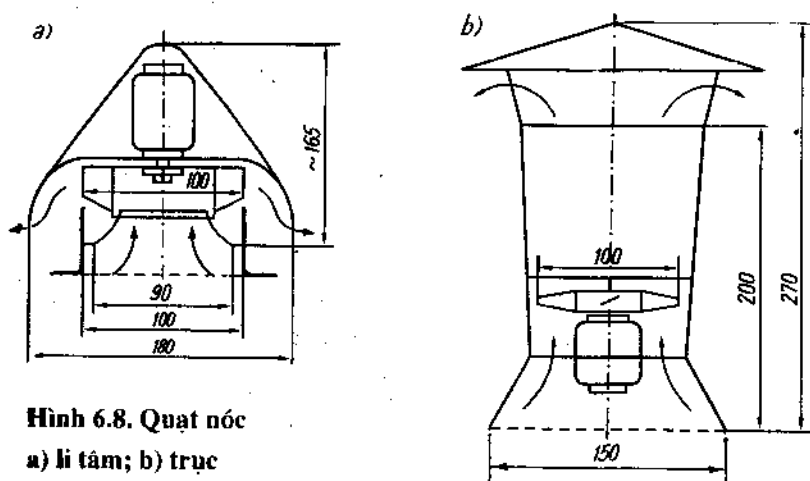
- Ngoài quạt thường có cấu tạo như trên quạt li tâm còn có thể có kiểu quạt thẳng dòng, quạt vôi rồng, quạt đĩa, quạt xoáy. Ngoài ra còn có kiểu quạt đường kính có bánh xe công tác cánh cong về phía trước, nhưng dòng không khí chuyển động không theo nguyên lý li tâm mà theo đường kính trong vỏ ngoặt.

Nguyên lý làm việc, cấu tạo và ứng dụng các kiểu quạt trên có thể tìm hiểu ở các tài liệu chuyên sâu về quạt [16, ...]. Tất cả chúng, và quạt bụi nêu trên đều có đặc điểm chung là chúng có hiệu suất thấp so với quạt li tâm và quạt trục thường.

- Quạt bất kỳ (trục hay li tâm) lắp trên trục ống đứng, trong ống ngắn đặt tại lỗ xuyên qua mái gọi là *quạt nóc* (hình 6.8).

- *Quạt nóc li tâm* (hình 6.8a) và *quạt nóc trục* (hình 6.8b) được sử dụng trong các hệ thống hút không có đường ống trong các phân xưởng sản xuất, quạt nóc trục dùng để thông gió (hút) cho các toa xe lửa, nhà kho.... Bằng cách ngắt 1 hay vài quạt, có thể hiệu

chính lưu lượng trao đổi không khí một cách rất thuận tiện. Ngoài ra chúng không chiếm diện tích nhà xưởng vì chúng được lắp trên mái nhà (hoặc nóc toa xe).



Hình 6.8. Quạt nóc
a) li tâm; b) trục

6.1.4. Xác định kích thước cơ bản của quạt li tâm

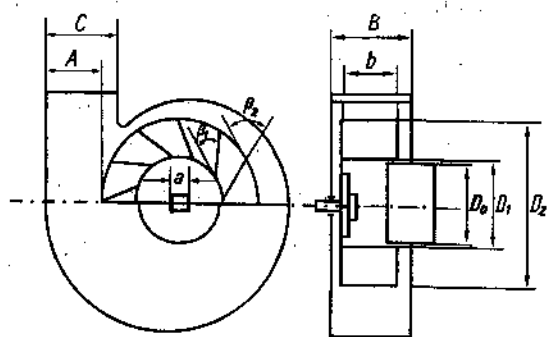
• Quạt li tâm thường có cấu tạo đơn giản nên trong trường hợp quạt không nằm trong loạt (seri) được nhà máy sản xuất, chúng cũng có thể được chế tạo tại chỗ.

Trường hợp này kích thước khí động cơ bản của quạt có thể được xác định bằng các phép biến đổi các đường đặc tính (mục 6.2.2) hoặc bằng phương pháp tính toán sau đây của Kalinuskín M.P. [16].

Các số liệu ban đầu để tính toán: lưu lượng L , m^3/s ; áp suất toàn phần p , Pa (ứng với $\rho = 1,205 \text{ kg/m}^3$); số vòng quay ω , rad/s .

Trước tiên tương ứng với nhiệm vụ thiết kế, ta xác định trị số chuẩn số tỉ tốc n_y theo công thức (6.1).

• Các kích thước cơ bản của quạt (hình 6.9) được tính toán xác định như sau.



Hình 6.9. Các kích thước cơ bản của quạt li tâm.

- Đường kính miệng vào của quạt D_0 được xác định từ điều kiện bảo đảm tổn thất năng lượng ít nhất tại cánh quạt:

$$D_o = k \sqrt[3]{\frac{L}{\omega}} \quad (6.3)$$

trong đó: $k = 1,6 - 1,8$ phụ thuộc vào chuẩn số tỉ tốc n_y . Đối với quạt có cánh cong về phía trước và $n_y = 20 - 55$ nhận k (trung bình) $= 1,65$; trường hợp cánh quạt cong về phía sau và $n_y = 40 - 80$ $k = 1,75$.

Chú thích: Còn có công thức khác có dạng:

$$D_o = k' L^{1/2} p^{3/4} \quad (*)$$

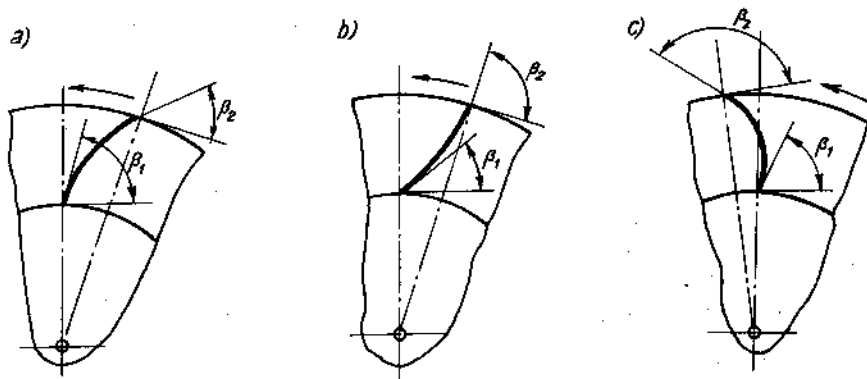
(trong đó: $k' = 1,35 \pm 1,9$)

Công thức (*) và công thức (6.3) trong giới hạn nêu trên cho ta kết quả trùng nhau.

- Đường kính trong của bánh xe (tại cánh của bánh xe) D_1 nhận theo cấu tạo:

$$D_1 = D_o \quad (6.4)$$

- Để xác định đường kính ngoài của bánh xe D_2 đối với quạt có chiều dày bánh xe không đổi ($b_1 = b_2$), cánh quạt cong về phía trước ($\beta_2 > 90^\circ$ - hình 6.10) và trong giới hạn chuẩn số tỉ tốc $n_y = 20 - 55$ có thể nhận trung bình:



Hình 6.10. Các dạng cánh quạt của bánh xe quạt li tâm
a) cong về phía sau; b) xuyên tâm; c) cong về phía trước

$$D_2 = D_o \frac{60}{n_y} \quad (6.5)$$

Trường hợp cánh quạt cong về phía sau ($\beta_2 < 90^\circ$) và trong giới hạn chuẩn số tỉ tốc $n_y = 40 - 80$:

$$D_2 = D_o \frac{105}{n_y} \quad (6.5a)$$

- Chiều dày vỏ quạt có thể nhận xuất phát từ điều kiện lắp đặt. Thuận tiện nhất để liên kết với đường ống là vỏ quạt có miệng ra hình vuông và diện tích miệng ra bằng diện tích miệng vào: $B^2 = \pi D_o^2 / 4$. Khi đó:

$$B = 0,886 D_o \quad (6.6)$$

- Để giảm tổn thất áp suất tại bánh xe, vận tốc tại đây cần bằng vận tốc tại miệng vào, tức diện tích lưu thông bằng nhau: $\pi D_o^2/4 = \pi D_1 b_1$.

Khi vào bánh xe có chiều dày không đổi ($b_1 = b_2 = b$), dòng không khí quay ngoặt (90°) và bị dút, tức diện tích thực giảm xuống. Do vậy chiều dày của bánh xe b cần nhận với hệ số dự trữ k_1 . Khi đó, vì $D_1 = D_o$ như đã nhận ở (6.4) ta có: $k_1 \pi D_o^2/4 = \pi D_o b$, và ta có:

$$b = k_1 \frac{D_o}{4} \quad (6.7)$$

trong đó: $k_1 = 1,2 - 2,5$ đối với quạt có cánh cong về phía trước, và $k_1 = 1,05 - 1,25$ đối với quạt có cánh cong về phía sau. Thêm vào đó hệ số dự trữ k_1 càng lớn nếu tỉ số D_o/D_2 càng lớn.

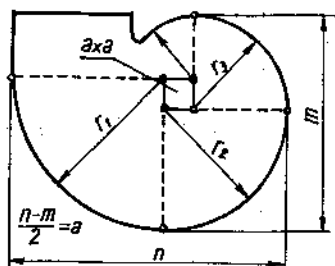
- Kích thước mở rộng của vỏ quạt - là khoảng cách lớn nhất từ thành vỏ đến bánh xe cánh quạt A được xác định tương tự như D_o , đối với cánh quạt của bánh xe cong về phía trước và trong giới hạn chuẩn số tỉ tốc $n_y = 20 - 55$ có thể nhận:

$$A = D_2 \frac{n_y}{90} \quad (6.8)$$

Trường hợp cánh quạt cong về phía sau và trong giới hạn chuẩn số tỉ tốc $n_y = 40 - 80$:

$$A = D_2 \frac{n_y}{125} \quad (6.8a)$$

- Đường viền của vỏ quạt là đường xoắn ốc Acsimet. Có thể dựng nó nhờ hình vuông cấu tạo có cạnh $a = A/4$. Lấy đỉnh của hình vuông cấu tạo làm tâm vẽ $1/4$ đường tròn bán kính $r_1 = (D_2 - a)/2 + A$. Lấy 2 đỉnh tiếp theo làm tâm vẽ tiếp $2 \cdot 1/4$ đường tròn có bán kính r_2 và r_3 . Ba cung tròn này tạo thành biên dạng của vỏ xoắn ốc. Phần biên dạng tiếp theo gọi là lưỡi, tức phần biên dạng nằm bên trong vỏ xoắn ốc. Chiều dài hợp lí và đường viền của lưỡi khác nhau đối với các kiểu quạt khác nhau, và một số quạt làm việc tốt hơn khi không có lưỡi (xem hình 6.11).



Hình 6.11. Dựng vỏ quạt

- Số lượng cánh quạt:

$$Z = \pi \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \quad (6.9)$$

Lấy tròn kết quả đến số - bằng bội số của 4 và 6.

Công thức này rút ra từ suy luận: để bảo đảm sự tác dụng của cánh quạt lên dòng không khí và độ cứng cần thiết của bánh xe, bước (hay khoảng cách) giữa các cánh quạt trên đường kính trung bình $(D_2 + D_1)/2$ bằng chiều dài hướng tâm của cánh quạt $(D_2 - D_1)/2$.

- Để giảm tổn thất thủy lực, góc vào của không khí tại rãnh của cánh quạt nhận trong giới hạn:

$$\beta_1 = 40 - 80^\circ \quad (6.10)$$

Thêm vào đó góc β_1 lớn tương ứng với bánh xe của quạt có chuẩn số tỉ tốc n_y bé.

- Quạt li tâm kiểu đơn giản có các kích thước cơ bản được xác định theo các công thức và tỉ lệ như trên đáp ứng được những yêu cầu thực tế với độ chính xác bảo đảm với góc ra của không khí tại rãnh cánh quạt khi cánh quạt cong về phía trước:

$$\beta_2 = 140 - 160^\circ \quad (6.11)$$

Trường hợp cánh quạt cong về phía sau:

$$\beta_2 = 20 - 40^\circ \quad (6.11a)$$

- Công suất điện tiêu thụ của quạt N (kW):

$$N = \frac{L_p}{1000\eta} \quad (6.12)$$

trong đó: η - hiệu suất của quạt; khi cánh quạt cong về phía trước $\eta = 0,55 - 0,6$; khi cánh quạt cong về phía sau $\eta = 0,6 - 0,7$.

Ví dụ 6.1. Xác định các kích thước cơ bản của quạt li tâm có cánh quạt cong về phía trước, biết: $L = 2000 \text{ m}^3/\text{h} = 0,556 \text{ m}^3/\text{s}$; $p = 2200 \text{ Pa}$ ($\rho_o = 1,205 \text{ kg/m}^3$); $\omega = 300 \text{ rad/s}$ ($n = 2900 \text{ v/ph}$).

$$n_y = 53 \frac{0,556^{1/2} \cdot 300}{2200^{3/4}} = 37$$

$$D_o = 1,65 \sqrt[3]{0,556/300} = 0,20 \text{ m}$$

$$D_1 = D_o = 0,20 \text{ m}$$

$$D_2 = 0,20 \cdot \frac{60}{37} = 0,32 \text{ m}$$

$$B = 0,886 \cdot 0,20 = 0,18 \text{ m}$$

$$b = 2,4 \cdot \frac{0,20}{4} = 0,12 \text{ m}$$

$$A = 0,32 \cdot \frac{37}{90} = 0,132 \text{ m}; a = \frac{0,132}{4} = 0,033 \text{ m}$$

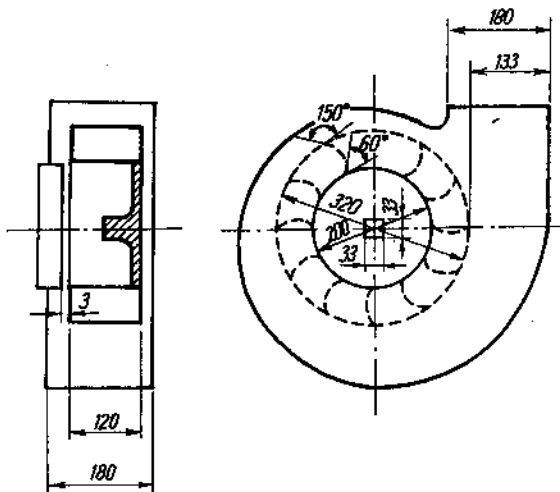
$$Z = 3,14 \cdot \frac{0,32 + 0,20}{0,32 - 0,20} = 12 \text{ (lấy tròn bội số của 4 và 6).}$$

$$\beta_1 = 60^\circ$$

$$\beta_2 = 150^\circ$$

$$N = \frac{0,556 \cdot 2200}{1000 \cdot 0,6} = 2,0 \text{ kW (chưa có dự trữ).}$$

Sơ đồ khí động của quạt được tính toán xem hình 6.12.



Hình 6.12. Sơ đồ khí động của quạt li tâm được tính toán theo ví dụ 6.1

6.2. ĐẶC TÍNH KHÍ ĐỘNG CỦA QUẠT

6.2.1. Biểu đồ đặc tính khí động của quạt

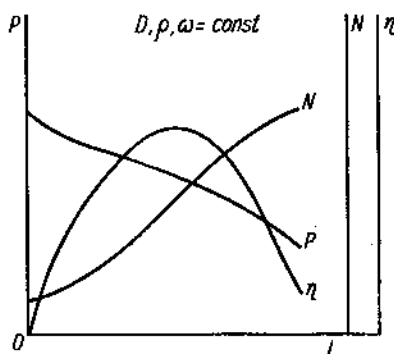
- Đặc tính khí động của quạt thể hiện bằng đồ thị mối quan hệ giữa các thông số kĩ thuật khi quạt làm việc gọi là biểu đồ đặc tính khí động của quạt.

- *Biểu đồ đặc tính toàn phần* của quạt có kích thước hình học xác định, số vòng quay cố định và vận chuyển không khí có mật độ không đổi ($D, \omega, \rho = \text{const}$) biểu diễn mối quan hệ giữa các thông số: lưu lượng L (trục hoành), áp suất p , hiệu suất η và công suất điện tiêu thụ N (trục tung).

Đường cong quan trọng nhất biểu diễn mối quan hệ giữa áp suất và lưu lượng $p - L$ gọi là đường đặc tính áp suất. Tất cả các phụ thuộc $p - L$, $\eta - L$ và $N - L$ được dựng trong 1 đồ thị có tỉ lệ tương ứng (hình 6.13).

- Biểu đồ đặc tính toàn phần của quạt phản ánh đặc trưng làm việc của quạt và cho phép chọn quạt kinh tế nhất cho một hệ thống bất kì.

Do khó khăn trong việc xác định bằng lí thuyết một cách chính xác nên đặc trưng khí động được dựng trên cơ sở số liệu thực nghiệm.



Hình 6.13. Biểu đồ đặc tính toàn phần của quạt

6.2.2. Phép biến đổi các đường đặc tính khí động

Kết quả thực nghiệm thường chỉ thu được các đường đặc tính của quạt có kiểu và kích thước xác định nào đó ở số vòng quay không đổi và không khí vận chuyển có mật độ xác định ($D, \omega, \rho = \text{const}$ như đã trình bày ở trên).

Nếu ta biết được các đường đặc tính của một quạt, ta có thể suy ra được các đường đặc tính của bản thân quạt ấy khi các yếu tố khác như số vòng quay (ω) hay mật độ (ρ) thay đổi. Đồng thời ta có thể suy ra được các đường đặc tính của loạt (seri) quạt cùng kiểu với quạt mẫu với các kích thước thay đổi theo tỉ lệ.

Để suy ra các đường đặc tính đối với các quạt cùng loạt (seri) từ các đường đặc tính của quạt mẫu do chúng có kích thước đồng dạng người ta sử dụng các công thức tính đổi hay phép tính đổi đường đặc tính khí động.

6.2.2.1. Trường hợp xác định các đường đặc tính mới của quạt khi số vòng quay ω hay mật độ không khí ρ thay đổi

- Khi $D = \text{const}$ và $\omega = \text{const}$, nếu ρ thay đổi thì tốc độ biên của bánh xe không đổi ($u = \text{const}$), các vận tốc khác bên trong quạt cũng không thay đổi.

Lưu lượng thể tích của quạt L khi tính đổi không đổi vì nó bằng tích của vận tốc và tiết diện lưu thông (mà các thông số này không đổi):

$$\frac{L_1}{L_2} = \left[\frac{\rho_1}{\rho_2} \right]^0 ; L_1 = L_2 \quad (6.13)$$

Áp suất tỉ lệ với mật độ không khí:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{\psi \frac{u^2}{2} \rho_1}{\psi \frac{u^2}{2} \rho_2} ; \quad \frac{p_1}{p_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \quad (6.14)$$

Tỉ số công suất điện:

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{\frac{L_1 p_1}{1000\eta}}{\frac{L_2 p_2}{1000\eta}} = \frac{p_1}{p_2} ; \quad \frac{N_1}{N_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \quad (6.15)$$

• Khi $D = \text{const}$ và $\rho = \text{const}$, nếu ω thay đổi thì tốc độ biên của bánh xe (u) cũng thay đổi. Khi đó nếu giữ chế độ làm việc của quạt không đổi thì vận tốc trung bình c_0 tại miệng vào cũng thay đổi theo tỉ lệ bậc nhất với ω . Ta có:

$$\frac{L_1}{L_2} = \frac{c_{01}}{c_{02}} ; \quad \frac{L_1}{L_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (6.16)$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{\psi \frac{u_1^2}{2} \rho_1}{\psi \frac{u_2^2}{2} \rho_2} = \frac{u_1^2}{u_2^2} ; \quad \frac{p_1}{p_2} = \left[\frac{\omega_1}{\omega_2} \right]^2 \quad (6.17)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{\frac{L_1 p_1}{1000\eta}}{\frac{L_2 p_2}{1000\eta}} = \frac{L_1}{L_2} \frac{p_1}{p_2} ; \quad \frac{N_1}{N_2} = \left[\frac{\omega_1}{\omega_2} \right]^3 \quad (6.18)$$

6.2.2.2. Trường hợp xác định các đường đặc tính của các quạt cùng loạt với quạt mẫu

Trường hợp này kích thước quạt (D) thay đổi. Nếu $\omega = \text{const}$ và $\rho = \text{const}$ thì tốc độ biên của bánh xe thay đổi, vì $u = \omega D/2$.

Nếu chế độ làm việc của quạt không đổi thì vận tốc bên trong quạt và vận tốc tại miệng vào cũng thay đổi theo tỉ lệ bậc nhất với đường kính D , tức $D_1/D_2 = u_1/u_2 = c_{01}/c_{02}$ và ta có:

$$\frac{L_1}{L_2} = \frac{c_{01} \frac{\pi D_1^2}{4}}{c_{02} \frac{\pi D_2^2}{4}} = \frac{c_{01}}{c_{02}} \frac{D_1^2}{D_2^2} ; \quad \frac{L_1}{L_2} = \left[\frac{D_1}{D_2} \right]^3 \quad (6.19)$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{\psi \frac{u_1^2}{2} \rho}{\psi \frac{u_2^2}{2} \rho} = \frac{u_1^2}{u_2^2} ; \quad \frac{p_1}{p_2} = \left[\frac{D_1}{D_2} \right]^2 \quad (6.20)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{\frac{L_1 p_1}{1000\eta}}{\frac{L_2 p_2}{1000\eta}} = \frac{L_1}{L_2} \frac{p_1}{p_2} ; \quad \frac{N_1}{N_2} = \left[\frac{D_1}{D_2} \right]^5 \quad (6.21)$$

6.2.2.3. Trường hợp tổng quát khi đồng thời thay đổi các thông số làm việc của quạt (ω, ρ) và kích thước quạt (D) trong cùng loạt (seri) quạt

Ta sẽ có:

$$\frac{L_1}{L_2} = \left[\frac{\rho_1}{\rho_2} \right]^0 \left[\frac{\omega_1}{\omega_2} \right]^1 \left[\frac{D_1}{D_2} \right]^3 \quad (6.22)$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \left[\frac{\rho_1}{\rho_2} \right]^1 \left[\frac{\omega_1}{\omega_2} \right]^2 \left[\frac{D_1}{D_2} \right]^2 \quad (6.23)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \left[\frac{\rho_1}{\rho_2} \right]^1 \left[\frac{\omega_1}{\omega_2} \right]^3 \left[\frac{D_1}{D_2} \right]^5 \quad (6.24)$$

Cần lưu ý những công thức trên được rút ra từ điều kiện hệ số áp suất và hiệu suất của quạt không đổi ($\psi = \text{const}$; $\eta = \text{const}$).

Từ các công thức trên ta dễ dàng nhận thấy chuẩn số tỉ tốc của quạt không phụ thuộc vào sự thay đổi của D và ω (cũng như ρ):

$$\begin{aligned} n_y &= 53 \frac{L_1^{1/2} \omega_1}{p_1^{3/4}} = 53 \frac{\left[L_2 \frac{\omega_1}{\omega_2} \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3 \right]^{1/2} \omega_2 \frac{\omega_1}{\omega_2}}{\left[p_2 \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]^{3/4}} \\ &= 53 \frac{L_2^{1/2} \left[\frac{\omega_1}{\omega_2} \right]^{3/2} \left[\frac{D_1}{D_2} \right]^{3/2} \omega_2}{p_2^{3/4} \left[\frac{\omega_1}{\omega_2} \right]^{3/2} \left[\frac{D_1}{D_2} \right]^{3/2}} = 53 \frac{L_2^{1/2} \omega_2}{p_2^{3/4}} \quad (*) \end{aligned}$$

Phương trình (*) chứng tỏ đối với quạt cùng loạt (seri) mặc dầu kích thước quạt (đường kính D) và các thông số làm việc như lưu lượng L , số vòng quay ω và môi trường vận chuyển (ρ) thay đổi, nhưng trị số chuẩn số tỉ tốc n_y vẫn không thay đổi, tức:

$$n_{y(1)} = n_{y(2)} = \dots = \text{idem}$$

Do đó chuẩn số tỉ tốc n_y là thông số đặc trưng cho quạt cùng loạt (seri)

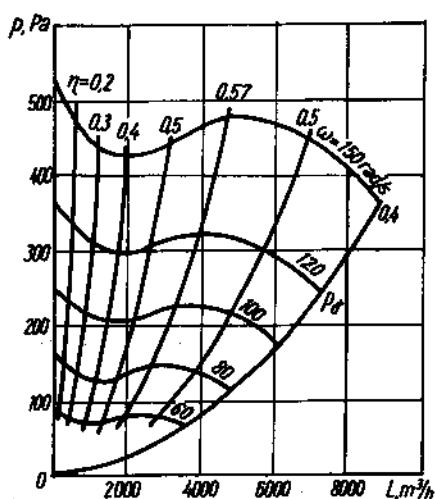
6.3. CHỌN QUẠT VÀ ĐỘNG CƠ

6.3.1. Chọn quạt theo đặc tính khí động

• Để chọn quạt thuận tiện và trực quan nhất người ta dùng biểu đồ đặc tính tổng hợp được lập riêng cho từng quạt ở những số vòng quay khác nhau. Những biểu đồ này được lập trong hệ toạ độ thông thường $p - L$, trong đó dựng các đường cong $p - L$ ứng với các

số vòng quay khác nhau ($\omega = \text{const}$) và các đường cong nối các điểm có cùng trị số hiệu suất ($\eta = \text{const}$) (hình 6.14).

Đường cong p-L trên cùng thường ứng với số vòng quay ω lớn nhất cho phép vẽ độ bền hay tiếng ồn, còn đường cong $\eta = \text{const}$ dưới cùng xác định điều kiện làm việc của quạt không có mạng lưới đường ống khi $L = L_{\text{max}}$, tức khi $p = p_d$.

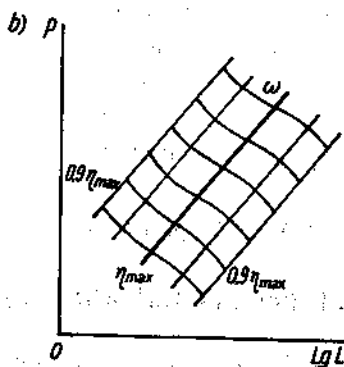
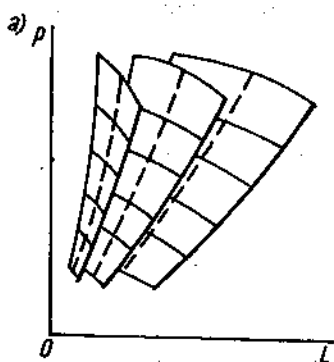


Hình 6.14. Biểu đồ đặc tính tổng hợp ứng với các số vòng quay (ω) khác nhau

Đối với quạt, các đường đặc tính kiểu này được tính đối theo các phép tính đối đều trùng khớp với thí nghiệm, và các đường cong $\eta = \text{const}$ có dạng đường parabol bậc hai.

Sử dụng các biểu đồ đặc tính này để chọn và phân tích sự làm việc của quạt rất thuận tiện. Tương ứng với các trị số L và p được đánh dấu trên đồ thị ta xác định trị số ω và η . Nếu các đường cong không đi qua vị trí đánh dấu, trị số ω và η được xác định bằng nội suy.

- Trên các biểu đồ đặc tính vừa nêu, ta có thể tách các đoạn đường cong hay diện tích tương ứng với chế độ làm việc kinh tế nhất được giới hạn bên trái và bên phải bởi các



Hình 6.15. Biểu đồ đặc tính
a) phối hợp; b) loga

đường $\eta = \text{const}$ với $\eta > 0,9\eta_{\max}$ (xem hình 6.14 giữa 2 đường $\eta = 0,5$). Các đoạn đường cong hay diện tích như thế của các quạt khác nhau có thể được đưa vào 1 biểu đồ chung, gọi là *biểu đồ đặc tính phối hợp* (hình 6.15a). Nhờ biểu đồ này, theo L và p cho trước, ta có thể lập tức xác định số hiệu quạt phù hợp nhất và các trị số ω và η tương ứng.

- Ta cũng có thể chọn quạt dựa vào *biểu đồ đặc tính loga* (hình 6.15b), tức các đường đặc tính được dựng trong hệ toạ độ $p\text{-lg}L$ (tỉ lệ xích loga) từ các đoạn đường cong tách ra từ biểu đồ đặc tính tổng hợp. Trên biểu đồ loga, có thể dựng các đường cong công suất điện ở điều kiện tiêu chuẩn. Nhưng vì tỉ lệ loga không tỉ lệ thuận nên khi dùng biểu đồ ta sẽ gặp khó khăn trong việc nội suy.

- Các số liệu ban đầu để chọn quạt là L và p quy về điều kiện tiêu chuẩn ($\rho_0 = 1,205\text{kg/m}^3$) thu được khi tính toán khí động hệ thống đường ống (chương 5) và những dự kiến sơ bộ về cấu tạo và sử dụng (vận hành). Nhưng luôn luôn phải ưu tiên chọn quạt khi làm việc cho ta hiệu quả kinh tế nhất, tức quạt có η_{\max} . (Lưu lượng của quạt tương ứng với trị số η_{\max} gọi là lưu lượng tối ưu - L_{tu} , và chế độ làm việc của quạt tương ứng với L_{tu} và η_{\max} gọi là chế độ làm việc tối ưu).

Trước khi chọn quạt, ta chọn phương án nối quạt với động cơ, tính trị số chuẩn số tỉ tốc n_y với số vòng quay tiêu chuẩn $\omega = 75; 100; 150; 300 \text{ rad/s}$ (tức $n = 720; 960; 1450; 2900 \text{ v/ph}$) theo công thức (6.1). Nếu $n_y > 100$ thì tốt nhất nên chọn quạt trục, và $n_y < 100$ - chọn quạt li tâm. Nhưng cần lưu ý nếu $p > 300 \text{ Pa}$ thì quạt trục thường một cấp phải làm việc với tốc độ biên (u) lớn với tiếng ồn lớn. Do đó có thể chọn trong số quạt li tâm có hệ số áp suất (ψ) lớn. Nếu áp suất thấp có thể chọn quạt trục do có thể khai thác các ưu điểm như tính thuận nghịch, dễ điều chỉnh cánh quạt và công suất điện tiêu thụ phụ thuộc rất ít vào lưu lượng.

Sau khi xác định kiểu quạt, cần chọn loạt (seri) phù hợp. Đối với quạt li tâm sản xuất ở Nga, có thể sử dụng chuẩn số tỉ tốc đã được tính toán. Nó được ghi trong kí hiệu (tên gọi) của loạt (seri) quạt. Áp suất tính toán cũng là thông số xác định vì đối với mỗi loạt (seri) quạt phụ thuộc cấu tạo của bánh xe công tác nhà sản xuất cũng giới hạn tốc độ biên của nó, tức áp suất để bảo đảm độ bền.

Chú thích: Quạt li tâm sản xuất tại Nga kí hiệu bằng các chữ và chữ số: chữ cái đầu "Xa" là quạt li tâm; chữ cái thứ hai (có thể có hoặc không) chỉ đặc thù của quạt, ví dụ "P" (đọc cùng chữ cái đầu là "Xe P") - quạt bụi li tâm; chữ số thứ nhất là trị số quy tròn của bội số của 5 của hệ số áp suất toàn phần (ví dụ $0,8 \times 5 = 4$); chữ số tiếp theo sau gạch nối là chuẩn số tỉ tốc.

Để bảo đảm giới hạn L rộng, quạt được thiết kế theo loạt (seri) gồm nhiều kích thước (cỡ) khác nhau, nhưng thường có các số hiệu đồng dạng về hình học. Số hiệu của quạt được xác định bởi đường kính ngoài của bánh xe công tác, đo bằng deximet. Các số hiệu của quạt li tâm thường như sau: 1, 1,25; 1,6; 2, 2,5; 3, 15 (3,2); 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50.

Trị số quan trọng để đánh giá loạt (seri) quạt là hiệu suất cực đại. Trị số này nếu có thể, cần phải lớn. Nếu vận chuyển khí bụi thì chọn quạt bụi có hiệu suất thấp, nhưng cấu

tạo đặc biệt. Nếu vận chuyển khí ăn mòn hay nổ thì chọn quạt chống ăn mòn và quạt chống tia lửa tương ứng.

Sau khi chọn loại (seri) quạt đến chọn kích thước (cỡ, tức số hiệu) quạt, và trên biểu đồ đặc tính của nó theo giao điểm của các trục L và p xác định các trị số ω , η .

Thông số xác định khi chọn quạt cần phải là η_{\max} . Nếu quạt nối trực tiếp với động cơ điện - nên là ω tiêu chuẩn. Do vậy phải so sánh η và ω của một số số hiệu quạt và chọn phương án tối ưu. (Đối với một số biểu đồ đặc tính, số hiệu của quạt được xác định đơn trị - xem hình 6.15a).

6.3.2. Chọn động cơ điện và tính toán truyền động

6.3.2.1. Công suất điện của động cơ và chọn động cơ

- Trong thực tế, có thể đánh giá kinh tế các phương án một cách đơn giản nếu so sánh các trị số công suất điện tiêu thụ của quạt:

$$N_{\text{tt}} = \frac{Lp}{1000\eta_1\eta_{\text{td}}} \quad (6.25)$$

trong đó: N_{tt} - công suất điện tính toán, kW, L, p, η - lưu lượng (L), m³/s; áp suất (p), Pa và hiệu suất (η) của quạt; η_1 , η_{td} - hiệu suất của ổ trục (η_1) và của truyền động (η_{td}).

- η là trị số hiệu suất của quạt, kể đến tổn thất công suất do sức cản ma sát của các đĩa bánh xe với không khí. Công suất điện tiêu thụ trên bánh xe cánh quạt chỉ kể đến tổn thất này.

Tuỳ thuộc vào phương pháp truyền động từ động cơ sang quạt cần phải tính các tổn thất công suất bổ sung:

- η_1 kể đến tổn thất công suất trong ổ trục, bằng 0,96 - 0,97 phụ thuộc kiểu, số lượng và trạng thái của ổ trục. Công suất điện tiêu thụ kể đến thêm tổn thất bổ sung này là công suất trên trục quạt

- η_{td} kể đến tổn thất công suất truyền từ quạt vào động cơ (trong bộ truyền động), bằng 0,9 - 0,95 nếu truyền động bằng đai hình thang. Nếu truyền động kiểu khác (ma sát, bánh răng) η_{td} được nhận tương ứng trong các tài liệu hay cẩm nang tương ứng. Công suất điện tiêu thụ kể đến thêm tổn thất bổ sung này nữa là công suất trên trục động cơ.

Nếu bánh xe của quạt lắp trực tiếp trên trục động cơ (lắp cùng trục) thì $\eta_1 = 1$ và $\eta_{\text{td}} = 1$; nếu trục quạt và trục động cơ nối với nhau nhờ khớp nối (trên 1 trục - hình 6.3b và 6.3c) thì $\eta_1 = 1$.

- Ta có các công thức tính động cơ điện như sau.

Công suất điện có ích của quạt:

$$N = \frac{Lp}{1000}$$

Công suất điện tiêu thụ trên bánh xe cánh quạt (và chính là công suất chọn quạt (6.12) theo biểu đồ đặc tính):

$$N_q = \frac{Lp}{1000\eta}$$

Công suất điện tiêu thụ trên trục quạt:

$$N_1 = \frac{Lp}{1000\eta_1}$$

Công suất điện tiêu thụ trên trục động cơ (tức công suất tính toán xác định theo công thức (6.25) không có hệ số dự trữ):

$$N_{tt} = \frac{Lp}{1000\eta_t \eta_{ld}}$$

• Khi quạt làm việc trong mạng lưới thì công suất thực tế có thể khác với công suất tính toán do tính toán không chính xác, do những sai lệch khi lắp đặt, do thiết bị không tương ứng, độ hở và những nguyên nhân khác. Do sự phức tạp và không hợp lí trong thực tế sử dụng quạt, kể đến những ảnh hưởng trên công suất tính toán để chọn động cơ cần có hệ số dự trữ k:

$$N_{dc} = \frac{Lp}{1000\eta_t \eta_{ld}} k \quad (6.26)$$

trong đó: k - hệ số dự trữ công suất kể đến các yếu tố chưa được tính toán.

Hệ số k đối với quạt li tâm cánh cong về phía trước bằng 1,1 - 1,15 phụ thuộc vào sự thay đổi lưu lượng; đối với quạt li tâm cánh cong về phía sau và quạt trục do công suất của chúng ít thay đổi khi lưu lượng thay đổi - bằng 1,05 - 1,1.

Chú thích: Nếu dùng hệ số dự trữ k đối với công suất động cơ (N_{dc}) thì hệ số dự trữ đối với L và p khi tính toán khí động có thể không cần thiết.

• Sau khi xác định công suất tính toán của động cơ, chọn kiểu động cơ tương ứng với công suất lắp đặt (công suất danh định) về phía lớn hơn so với trị số tính toán.

6.3.2.2. Tính toán truyền động

Khi truyền động giữa động cơ điện và quạt bằng đai truyền, người ta thường dùng 2 loại đai: đai truyền phẳng và đai truyền tiết diện hình thang.

• *Đai truyền phẳng* được sử dụng khi khoảng cách giữa 2 trục của quạt và động cơ tương đối lớn (hình 6.16).



Hình 6.16. Sơ đồ lắp đai truyền

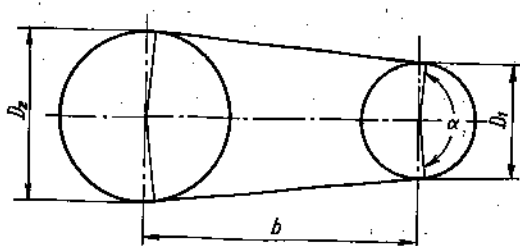
a) đúng; b) không đúng

- Đường kính puli động cơ và puli quạt liên hệ với nhau bằng biểu thức:

$$D_1 = 1,05 D_2 \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad (6.27)$$

trong đó: D_1, D_2 - đường kính puli động cơ (D_1) và puli quạt (D_2); ω_1, ω_2 - số vòng quay của puli động cơ (ω_1) và puli quạt (ω_2).

- Chiều dài của đai truyền phẳng (hình 6.17) (m):



Hình 6.17. Mẫu đai truyền

$$l = 1,57(D_2 + D_1) + \frac{1}{b} \left[\frac{D_2 - D_1}{2} \right]^2 + 2b \quad (6.28)$$

trong đó: b - khoảng cách giữa 2 trục puli

- Góc ôm của đai truyền trên puli nhỏ, tức puli của động cơ ($^\circ$):

$$\alpha = 180 - \frac{57(D_2 - D_1)}{b} \quad (6.29)$$

Góc ôm α của đai truyền phẳng không được nhỏ hơn 150° (nếu không phải tăng khoảng cách b giữa 2 trục puli).

• Khi khoảng cách giữa 2 trục puli bé, người ta dùng *đai truyền tiết diện hình thang*. Khoảng cách bé nhất có thể cho phép giữa 2 trục puli trong trường hợp này bằng đường kính puli lớn.

Đai truyền hình thang có những ưu điểm so với đai truyền phẳng: đai dễ khớp với puli, diện tích chiếm chỗ của thiết bị bé, không cần thiết phải nấn lại đai, truyền động ít ồn và không rung.

Nội dung tính toán đai truyền tiết diện hình thang bao gồm việc chọn đai, xác định đường kính các puli, độ dài và số lượng đai (tham khảo tài liệu [25]).

6.3.3. Sự làm việc của quạt trong mạng lưới và phương pháp xếp chồng các biểu đồ đặc tính

6.3.3.1. Biểu đồ đặc tính của mạng lưới

• Ở chương 5, ta đã biết đối với đoạn ống:

$$p = \left[l \frac{\lambda}{d} + \sum \xi \right] \frac{\rho}{2} v^2 = \left[l \frac{\lambda}{d} + \sum \xi \right] \frac{\rho}{2} \left[\frac{4L}{\pi d^2} \right]^2$$

$$= \left[l \frac{\lambda}{d} + \sum \xi \right] \frac{\rho}{2} \left[\frac{4}{\pi d^2} \right]^2 L^2$$

Giả sử λ và $\sum \xi$ không phụ thuộc vào số Re, tức không phụ thuộc v và d , thì:

$$\left[l \frac{\lambda}{d} + \sum \xi \right] \frac{\rho}{2} \left[\frac{4}{\pi d^2} \right]^2 = \text{const}$$

Và do đó đối với toàn bộ hệ thống đường ống ta có phụ thuộc:

$$p = kL^2 \quad (6.30)$$

Trong trường hợp chung:

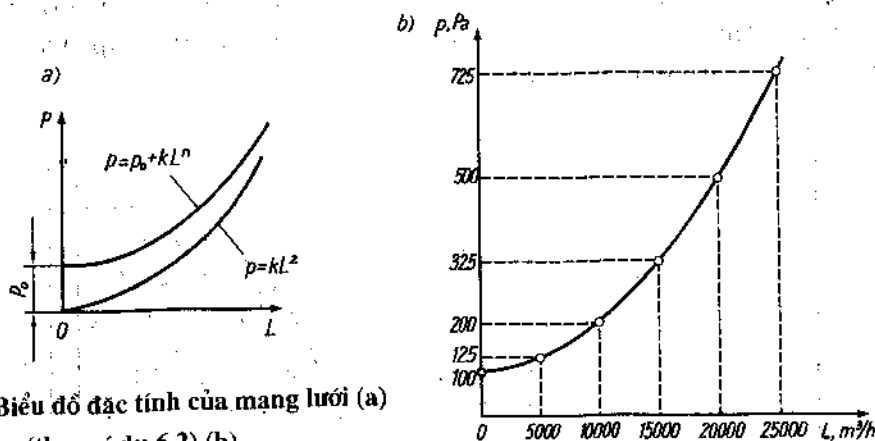
$$p = kL^n \quad (6.30a)$$

trong đó: n đối với trường hợp chuyển động tầng bằng 1, chuyển động rối bằng 1,75-2 (trị số thấp tương ứng với ống nhẵn thủy lực, và trị số cao - ống nhám thủy lực).

Ngoài ra trong mạng lưới còn có thể có tổn thất áp suất không phụ thuộc vào lưu lượng (ví dụ hiệu số áp suất tại các thể tích hút và đẩy). Áp suất này gọi là áp suất thành phần thủy tĩnh p_0 , nếu kể đến ta có phương trình được viết ở dạng chung nhất như sau:

$$p = p_0 + kL^n \quad (6.30b)$$

• Các phương trình (6.30) - (6.30b) gọi là phương trình đặc tính của mạng lưới và đồ thị được dựng theo chúng thể hiện mối phụ thuộc của tổn thất áp suất trong mạng vào lưu lượng gọi là biểu đồ đặc tính của mạng lưới (hình 6.18a).



Hình 6.18. Biểu đồ đặc tính của mạng lưới (a) và cách dựng (theo ví dụ 6.2) (b)

Biểu đồ đặc tính của mạng lưới được dựng dựa vào kết quả tính toán ở những lưu lượng khác nhau, hay bằng phương pháp thí nghiệm đo đạc.

Ví dụ 6.2. Dụng đường đặc tính khí động, nếu từ tính toán khí động có $p = 500\text{Pa}$ với $L = 20000\text{ m}^3/\text{h}$, và phương trình đặc tính của mạng có dạng $p = 100 + kL^2$.

- Từ phương trình (6.30b) xác định k và p :

$$k = \frac{p - 100}{L^2} = \frac{500 - 100}{20000^2} = 1.10^{-6}$$

$$p = 100 + 1.10^{-6}L^2$$

- Cho các trị số L , tính p :

$L, \text{m}^3/\text{h}$	0	5000	10000	15000	20000	25000
p, Pa	100	125	200	325	500	725

- Dụng đồ thị theo các điểm tương ứng với từng cặp $P - L$ (hình 6.18b).

Chú thích: • Biểu đồ đặc tính của mạng phức tạp được dựng bằng cách cộng các đường đặc tính của các đoạn và các nhánh. Đường đặc tính tổng của các đoạn nối tiếp thu được bằng cách cộng tung độ, và các đoạn song song - cộng hoành độ.

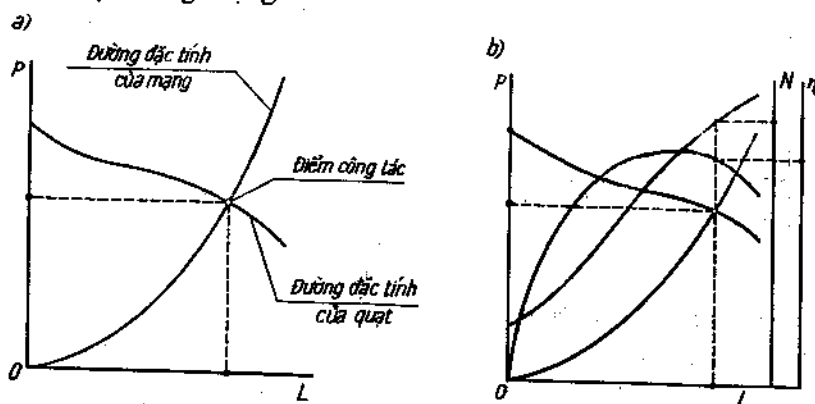
• Trong nhiều trường hợp, khi áp suất thành phần thủy tĩnh không có ($p_0 = 0$) và chuyển động của không khí ở chế độ rối trong ống nhám thủy lực (hoặc quá độ từ ống nhẵn sang ống nhám), phương trình đặc tính của mạng có dạng (6.30) đi qua gốc tọa độ (xem hình 6.18a).

• Biểu đồ đặc tính của mạng lưới giúp ta xác định nhanh chóng lưu lượng không khí khi biết tổn thất áp suất, và ngược lại. Ngoài ra ta có thể nghiên cứu và phân tích một cách đơn giản và trực quan sự làm việc đồng thời của quạt và mạng lưới.

6.3.3.2. Phương pháp xếp chồng các biểu đồ đặc tính

Thực chất của việc chọn quạt là xếp chồng biểu đồ đặc tính của mạng lưới lên biểu đồ đặc tính của quạt và tìm điểm cắt nhau của đường đặc tính $p - L$ của quạt và của mạng lưới.

• Nếu trên đường đặc tính áp suất được dựng với số vòng quay không đổi $p - L$ của quạt ta đặt đường đặc tính của mạng lưới được dựng với cùng tỉ lệ xích (hình 6.19a) thì giao điểm của 2 đường đặc tính - gọi là *điểm công tác* sẽ xác định áp suất và lưu lượng của quạt khi làm việc trong mạng lưới.



Hình 6.19. Xếp chồng

a) các đường đặc tính; b) biểu đồ đặc tính của mạng lưới lên biểu đồ đặc tính toàn phần của quạt

Điểm công tác tương ứng với điều kiện cân bằng, tức lưu lượng của quạt bằng lưu lượng không khí qua mạng lưới và áp suất của quạt bằng tổn thất áp suất trong mạng lưới ứng với lưu lượng đó.

Biết lưu lượng của quạt và dựa vào biểu đồ đặc tính toàn phần của quạt ta dễ dàng xác định trị số N và η bằng cách kẻ qua điểm công tác đường thẳng đứng cắt các đường đặc tính $N-L$ và $\eta-L$ và đọc được các trị số N và η trên các thang đo tương ứng (hình 6.19b).

- Khi chọn quạt theo biểu đồ đặc tính tổng hợp được dựng với số vòng quay thay đổi (xem mục 6.3.1), ta giải bài toán ngược lại: theo điểm tính toán cho trước của mạng lưới ta chọn đường đặc tính của quạt và xác định ω và η . Xếp chồng biểu đồ đặc tính của mạng lên biểu đồ đặc tính tổng hợp của quạt ta có thể theo giao điểm của các đường cong tương ứng tìm lưu lượng (L) của quạt ở các số vòng quay (ω) khác nhau.

Chú thích: Cần lưu ý khi xếp chồng biểu đồ đặc tính của mạng lưới lên biểu đồ đặc tính toàn phần của quạt (hình 6.19b) thì đường đặc tính của mạng lưới khi cắt đường đặc tính $p-L$, có thể đồng thời cắt cả các đường đặc tính $N-L$ và $\eta-L$ của quạt, nhưng các giao điểm sau không có ý nghĩa, tức không cho ta trị số gì.

- Phương pháp xếp chồng các biểu đồ đặc tính là phương pháp trực quan, và trong phần lớn trường hợp cho ta khả năng duy nhất để nghiên cứu và phân tích sự làm việc của quạt trong mạng lưới đường ống. Nhờ phương pháp này, ta có thể tìm nguyên nhân và giải quyết các vấn đề thực tế quan trọng và rất đa dạng. Ví dụ như khi tính toán không chính xác, khi thay đổi đường đặc tính của quạt, khi đường ống không kín, khi mật độ không khí thay đổi hay trong không khí có tạp chất cơ học, khi điều tiết hay thay đổi chế độ làm việc của mạng lưới v.v.... Nhờ phương pháp này, ta có thể phân tích sự làm việc đồng thời của các quạt (lắp song song và nối tiếp) trong mạng lưới đường ống và xác định các thông số chung của chúng. Cuối cùng ta có thể tìm nguyên nhân của sự làm việc không ổn định của quạt và khắc phục, đề phòng.

6.3.4. Ví dụ chọn quạt và động cơ điện

Ví dụ 6.3. Chọn quạt và động cơ, cân bằng áp suất cho hệ thống hút được tính toán ở ví dụ 5.1 (sơ đồ hình 5.15).

- Theo kết quả tính toán khí động ở ví dụ 5.1, ta có lưu lượng và tổn thất áp suất toàn phần (có hệ số dự trữ bằng 1,1):

$$L_{ht} = 10780 \text{ m}^3/\text{h} ; \Delta p_{ht} = 341,2 \text{ Pa}$$

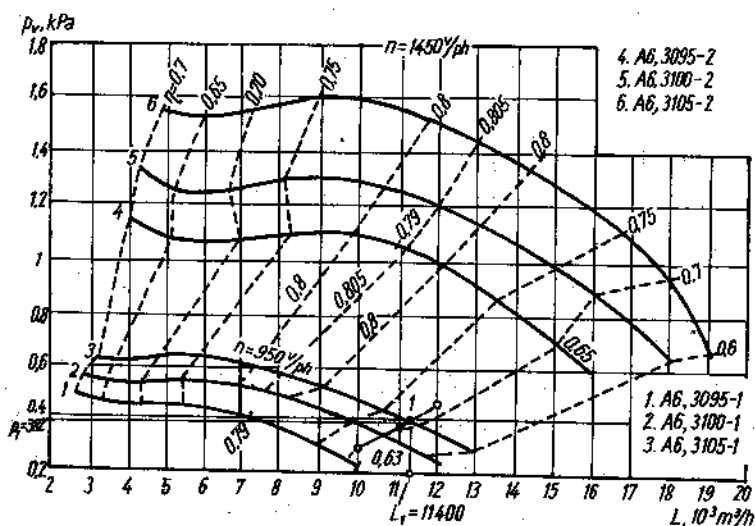
- Đặc tính khí động của mạng lưới:

$$k = \frac{\Delta p_{ht}}{L_{ht}^2} = \frac{341,2}{10780^2} = 2,9361 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{h}^2/\text{m}^6$$

- Cho các trị số L , tính Δp :

$L, 10^3 \text{ m}^3/\text{h}$	10	11	12
$\Delta p, \text{ Pa}$	293,6	355,3	422,8

• Dụng đường đặc tính của mạng và sơ bộ chọn tổ hợp A6,3105-1 với quạt "Xa" 4-70N⁰6,3 làm việc với số vòng quay $n_1 = 950 \text{ v/ph}$ và hiệu suất $\eta_1 = 0,71$ ở chế độ $L_1 = 11400 \text{ m}^3/\text{h}$ và $p_1 = 382 \text{ Pa}$ tương ứng với giao điểm của đường đặc tính của mạng với đường đặc tính của quạt (hình 6.20 - biểu đồ đặc tính của quạt lấy theo [4] - phụ lục 7.8).



Hình 6.20. Xếp chồng biểu đồ đặc tính của mạng lưới lên biểu đồ đặc tính của quạt "Xa" 4-70 N⁰6,3 (Ví dụ 6.3)

• Theo [4] (phụ lục 7.18) tổ hợp A6,3105-1 là tổ hợp cùng với động cơ 4A100LB6 có số vòng quay $n = 930 \text{ v/ph}$. Vì $n \neq n_1$ nên ta sử dụng công thức (6.16) và (6.17) (xem mục 6.2.2.1) để tìm trị số L và p_v của quạt:

$$L = L_1 \frac{n}{n_1} = 11400 \frac{930}{950} = 11160 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p_v = p_1 \left[\frac{n}{n_1} \right]^2 = 382 \left[\frac{930}{950} \right]^2 = 366,1 \text{ Pa}$$

• Chọn quạt "Xa" 4-70 N⁰6,3, kiểu cấu tạo 1 quay trái, tư thế 0° (tức T0°) có tốc độ biên của bánh xe công tác $u = \pi d n / 60 = 3,14 \cdot 0,63 \cdot 930 / 60 = 30,7 \text{ m/s}$.

• Công suất điện lắp đặt với hệ số dự trữ nhận bằng 1,1:

$$N_{ld} = \frac{L p}{1000 \eta_1 \eta_t \eta_{ld}} k = \frac{11160 \cdot 366}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,71 \cdot 1,1} 1,1 = 1,76 \text{ kW}$$

• Kích thước quạt, loại giảm xóc, vị trí bulông móng v.v... xem các tài liệu tương ứng ([4 phụ lục 7.18, 7.28 và 7.29), 26, 27,...].

- Tính toán van điều chỉnh (để cân bằng áp suất) (xem bảng 6.1).

Bảng 6.1. Bảng tính toán van điều chỉnh (ví dụ 6.3)

Sai số tổn thất áp suất trong tuyến Δp_s , Pa theo công thức (5.18)	Đoạn có van điều chỉnh	Hệ số cân cục bộ của van ξ_o theo công thức (5.21)	Góc lắp đặt van, ° (phụ lục 10)
$366,1 - 310,2 = 55,9$	1	$55,9/19,17 = 2,9$	25
$366,1 - 274,1 = 92,0$	2	$92,0/14,41 = 6,4$	34
$366,1 - 213,1 = 153,0$	4	$153,0/11,77 = 13,0$	43

7.1. THIẾT BỊ SẤY NÓNG KHÔNG KHÍ

Không khí được sấy nóng nhờ nó được cung cấp phần nhiệt hiện. Thiết bị sấy nóng trong các hệ thống thông gió là bộ sấy (calorife).

7.1.1. Phân loại bộ sấy

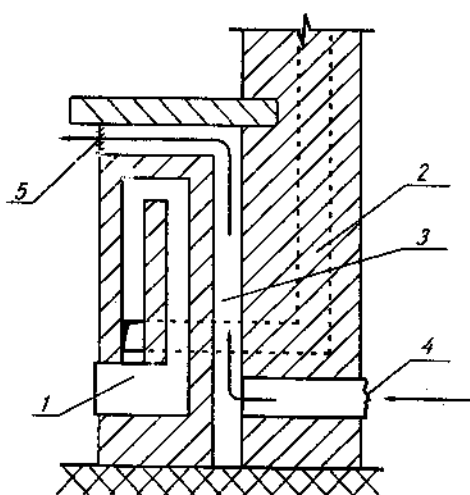
Bộ sấy có thể được phân loại

- Theo cấu tạo: bộ sấy bằng gạch, bộ sấy bằng các bình sứ, bộ sấy ống trơn, bộ sấy ống có cánh (dạng tấm và dạng xoắn ốc).

- Theo chất mang nhiệt: bộ sấy lửa, bộ sấy nước nóng, bộ sấy hơi nước, bộ sấy điện.

7.1.1.1. Bộ sấy lửa

Bộ sấy lửa lò sứ được chế tạo bằng gạch chịu lửa (hình 7.1). Không khí được nung nóng nhờ tiếp xúc với bề mặt ngoài của mugong gạch được nung nóng nhờ khói (sản phẩm cháy chuyển động bên trong mugong). Nhiên liệu là than hoặc củi. Dòng không khí chuyển động từ ngoài vào trong nhờ sức hút tự nhiên do chênh lệch nhiệt độ - sức hút trọng lực.



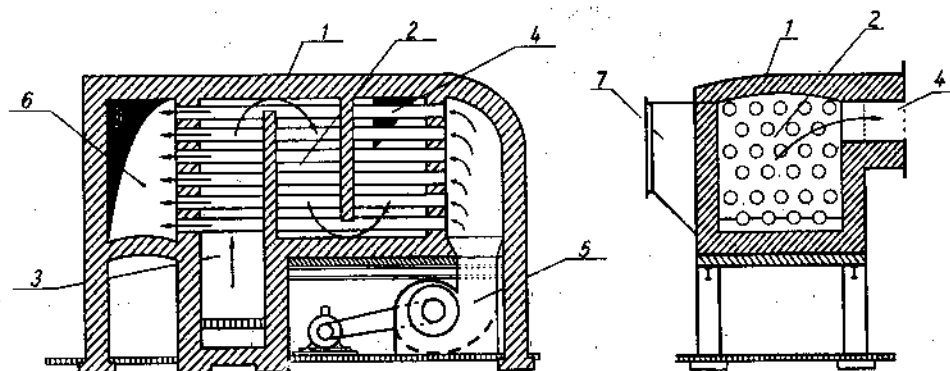
Hình 7.1. Bộ sấy lửa - lò sứ

1. khoang đốt; 2. mugong khói; 3. mugong dẫn không khí; 4. miệng lấy không khí ngoài; 5. miệng thổi.

Bộ sấy lửa - lò sứ có ưu điểm là hầu như hoàn toàn không dùng đến kim loại và sức cản thủy lực không lớn. Nhưng có nhược điểm thể tích lớn, chi phí gạch nhiều, sử dụng

phức tạp vì mương gạch bám bồ hóng thường xuyên phải làm sạch, không an toàn về cháy.

Kích thước bộ sấy lửa có thể giảm nếu dùng quạt li tâm thổi không khí. Trường hợp này sản phẩm cháy chuyển động bên ngoài ống, và không khí thổi - bên trong ống (hình 7.2).



Hình 7.2. Bộ sấy lửa làm việc với máy quạt

1. vỏ gạch; 2. chùm ống thép; 3. khoang đốt; 4. mương dẫn khói; 5. quạt li tâm; 6. hộp phân phối không khí; 7. ống nối dẫn không khí

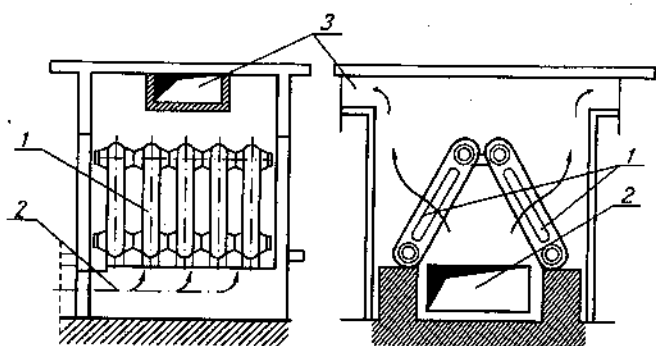
Hiện nay bộ sấy lửa hầu như không sử dụng để thông gió, mà chủ yếu dùng trong công nghệ sấy để sấy các sản phẩm như chè, thuốc lá, các loại cây và rễ thuốc, ngũ cốc....

7.1.1.2. Bộ sấy nước nóng và hơi nước

1. Bộ sấy ghép từ các bình sưởi

Gồm các khâu (bình sưởi) - là những bình rỗng được đúc bằng gang, dập bằng thép, hay chế tạo từ gốm, sứ có các miệng ren ở đầu trên và đầu dưới (hình 7.3). Các khâu nối với nhau nhờ các khớp nối bằng ren và ren tại các miệng, tạo thành độ rỗng chung chứa chất mang nhiệt. Dùng các tấm đệm bằng cacton tấm dầu sơn (khi nhiệt độ chất mang nhiệt nhỏ hơn 100°C) và bằng paronit (cao su amian - khi nhiệt độ chất mang nhiệt bằng và lớn hơn 100°C) tại các mối nối để tăng độ kín. Mỗi bình sưởi có kèm theo 4 nút, trong đó có 2 nút có lỗ thông xuyên để nối với đường ống. Không khí được sấy nóng trong thời gian tiếp xúc với bề mặt ngoài của bình sưởi được nung nóng bởi nước nóng hay hơi nước. Bình sưởi là thiết bị sấy dùng trong hệ thống sưởi rất được thông dụng ở các nước ôn đới.

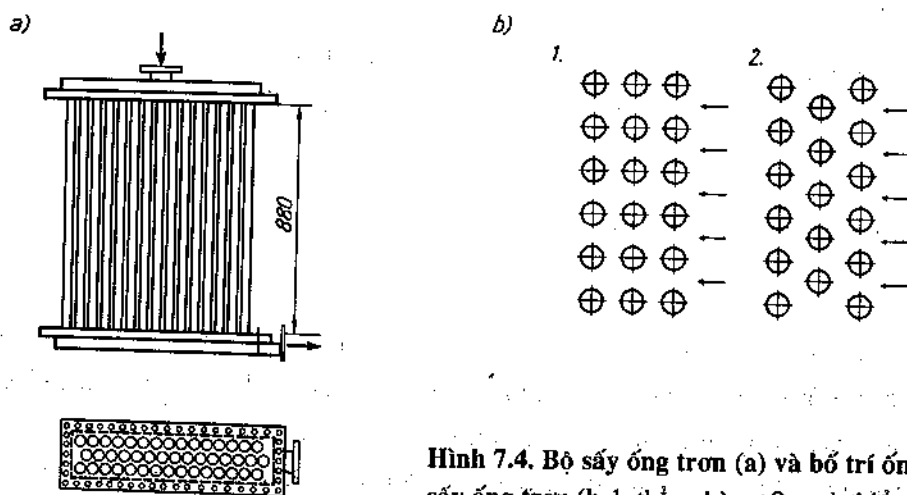
Ưu điểm: sức cản thủy lực đối với không khí không lớn nên có thể sử dụng trong các hệ thống thổi tự nhiên. Nhược điểm: chi phí kim loại nhiều, thể tích lớn.



Hình 7.3. Bộ sấy ghép từ các bình sưởi
1. bình sưởi bằng gang; 2. mương dẫn không khí vào bộ sấy; 3. mương không khí thổi

2. Bộ sấy ống trơn

Bộ sấy ống trơn được chế tạo từ các ống thép trơn đường kính 20 - 32mm (hình 7.4a) được bố trí thẳng hàng hay so le kiểu bàn cờ (hình 7.4b). Các ống được hàn vào các tấm lắp ống, các tấm này được hàn hay gắn bằng bulông với nắp có ống nối. Chất mang nhiệt qua ống nối trên vào các ống, nung nóng chúng, rồi đi ra qua ống nối dưới. Không khí được sấy nóng đi qua giữa các ống.

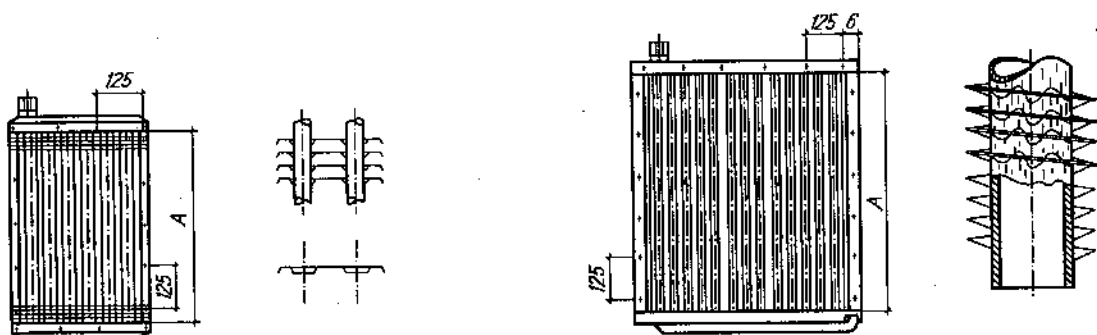


Hình 7.4. Bộ sấy ống trơn (a) và bố trí ống trong bộ sấy ống trơn (b-1. thẳng hàng, 2. so le kiểu bàn cờ)

Nhược điểm của bộ sấy này là kích thước lớn trong khi diện tích bề mặt sấy nóng bé.

3. Bộ sấy ống có cánh

Diện tích tiếp nhiệt của bộ sấy ống trơn có thể tăng lên nếu ta gắn vào ống các tấm thép mỏng dày 0,5mm, cách nhau 5mm, hay quấn xoắn ốc vào ống các dải thép dày 0,5mm, rộng 10mm. Bộ sấy như vậy tương ứng được gọi là bộ sấy ống có cánh kiểu tấm (hình 7.5a) và kiểu xoắn ốc (lưới sóng - hình 7.5b).

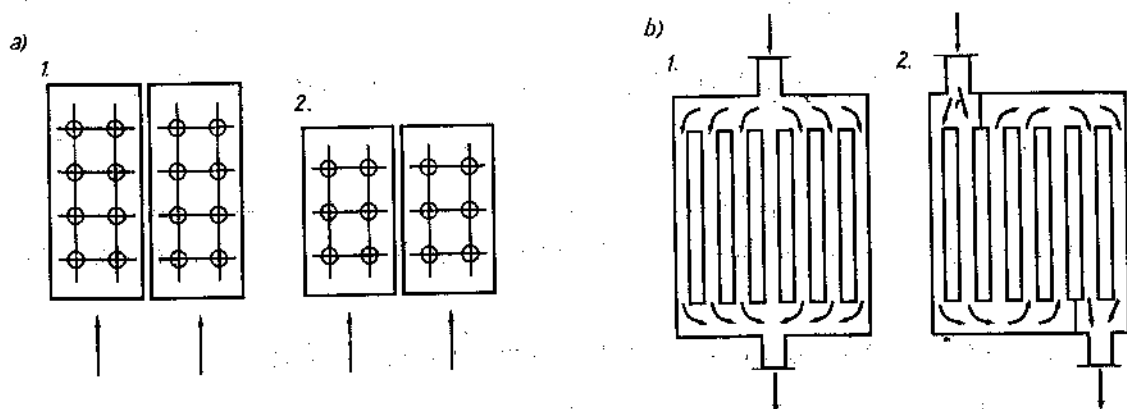


Hình 7.5. Bộ sấy ống có cánh

a) kiểu tấm; b) kiểu xoắn ốc (lượn sóng)

Ưu điểm của bộ sấy ống có cánh là diện tích tiếp nhiệt lớn hơn so với bộ sấy ống trơn có cùng kích thước. Do đó cường độ nhiệt của kim loại (lượng nhiệt cung cấp tính trên 1kg kim loại ứng với hiệu số nhiệt độ của chất mang nhiệt và của không khí 1°C) cao hơn. Nhược điểm: sức cản thuỷ lực đối với không khí lớn, do đó chúng được sử dụng (phổ biến) trong các hệ thống thổi cơ khí.

Ở Liên Xô cũ phổ biến các loại bộ sấy ống có cánh nhãn hiệu sau đây [9]: kiểu tấm 1 chiều "KVB", "K"3"PP", "K"4"PP"; kiểu xoắn ốc 1 chiều "KFSO", "KFBO"; kiểu tấm nhiều chiều "KVS-P", "KVB-P", "K"3"VP", "K"4"VP". Bộ sấy có 2 cỡ kích thước: vừa "KVB", "K"3"PP", "K"3"VP", "KVS-P", "KFSO", và lớn "K"4"PP", "K"4"VP", "KVB-P", "KFBO" tương ứng với 3 hay 4 dãy ống theo chiều chuyển động của không khí (hình 7.6a). Loại 1 chiều (chất mang nhiệt chuyển động 1 chiều) dùng cho chất mang nhiệt là nước và hơi nước, loại nhiều chiều (chất mang nhiệt chuyển động xuôi, ngược nhiều lần nối tiếp nhau) dùng cho chất mang nhiệt là hơi nước (hình 7.6b).



Hình 7.6. Cỡ (a-1. vừa; 2. lớn) và sơ đồ bộ sấy theo chiều chuyển động của chất mang nhiệt (b-1. chiều; 2. nhiều chiều)

7.1.1.3. Bộ sấy điện

Dùng trong trường hợp sấy lượng không khí không nhiều. Chúng thường có dạng những dây mayso được kéo căng bên trong đường ống dẫn không khí, hoặc quấn trong ống cách điện, gọi là thanh đốt. Các thanh đốt có dạng chữ U hoặc thẳng, đường kính ngoài 7 - 19mm, dày 1 - 1,5mm, làm việc với dòng điện xoay chiều hoặc 1 chiều. Thanh đốt bằng kim loại, có 2 loại: ống trơn và ống có cánh (thường bằng nhôm).

Ưu điểm của bộ sấy dùng thanh đốt so với dây mayso trần là sử dụng an toàn và bền, vì dây mayso không tiếp xúc với không khí nên không bị oxy hoá.

7.1.2. Tính toán bộ sấy

- Lượng nhiệt cần thiết Q (W) để sấy nóng không khí:

$$Q = 0,278 G c (t_c - t_d) \quad (7.1)$$

trong đó: G , c - lượng không khí cần sấy (G), kg/h và tỉ nhiệt của nó (c), kJ/kg. $^{\circ}$ C; t_d , t_c - nhiệt độ đầu (trước bộ sấy) (t_d) và cuối (sau bộ sấy) (t_c), $^{\circ}$ C.

- Đối với bộ sấy lửa và bộ sấy nước nóng và hơi nước, lượng nhiệt này chính bằng lượng nhiệt bộ sấy phải cung cấp cho không khí qua bề mặt trao đổi nhiệt, do đó ta có diện tích trao đổi nhiệt F (m^2) như sau:

$$F = \frac{Q}{k(t_n^{TB} - t_k^{TB})} \quad (7.2)$$

trong đó: Q - lượng nhiệt để sấy nóng không khí, W; k - hệ số truyền nhiệt của bộ sấy, W/ m^2 . $^{\circ}$ C; t_n^{TB} , t_k^{TB} - nhiệt độ trung bình của chất mang nhiệt (t_n^{TB}) và của không khí (t_k^{TB}), $^{\circ}$ C.

7.1.2.1. Bộ sấy lửa

$$t_n^{TB} = \frac{t_d^s - t_c^s}{2}; \quad t_k^{TB} = \frac{t_d + t_c}{2} \quad (7.3); (7.3a)$$

trong đó: t_d^s , t_c^s - nhiệt độ đầu (tại khoang đốt) (t_d^s) và cuối (khí ra bộ sấy) (t_c^s) của sản phẩm cháy.

$$k = 6,9 (v_s v_k)^{0,26} \beta \quad (7.4)$$

trong đó: v_s , v_k - vận tốc của sản phẩm cháy (v_s) và của không khí (v_k) trong bộ sấy, m/s; β - hệ số kể đến độ giảm hệ số k do mương hay ống bị bẩn bởi bồ hóng và bụi ($\beta = 0,75$ tức hệ số k có thể giảm 25%).

7.1.2.2. Bộ sấy nước nóng và hơi nước (ống trơn và ống có cánh)

- Nhiệt độ trung bình của chất mang nhiệt (t_n^{TB}):

- Đối với nước nóng: bằng nhiệt độ trung bình của nước nóng (vào bộ sấy) t_v và nước hồi (ra bộ sấy) t_r :

$$t_n^{TB} = \frac{t_v + t_r}{2} \quad (7.5)$$

- Đối với hơi nước: bằng nhiệt độ bão hoà ở áp suất hơi tương ứng:

$$t_n^{TB} = t_{hn} \quad (7.5a)$$

Nhiệt độ trung bình của không khí (t_k^{TB}) xác định theo công thức (7.3a) (như đối với bộ sấy lửa).

• Hệ số truyền nhiệt (k) phụ thuộc vào chất mang nhiệt (nước nóng hay hơi nước), vận tốc khối lượng của không khí (v_p) và vận tốc của chất mang nhiệt (nước nóng) (ω) qua bộ sấy, kích thước và cấu tạo của bộ sấy - xác định bằng thực nghiệm như sau.

- Đối với chất mang nhiệt là nước nóng:

$$k = A(v_p)^m \omega^n \quad (7.6)$$

- Đối với chất mang nhiệt là hơi nước:

$$k = A_1(v_p)^m \quad (7.6a)$$

trong đó: A, A_1, m, n - các hệ số và chỉ số mũ phụ thuộc vào cấu tạo của bộ sấy (phụ lục 13).

Vận tốc khối lượng (v_p) là khối lượng không khí tính bằng kg chuyển động qua $1m^2$ tiết diện sống của bộ sấy trong thời gian 1s ($kg/m^2.s$), được xác định bằng công thức:

$$v_p = \frac{G}{3600 F_s} \quad (7.7)$$

Từ đó ta có:

$$F_s = \frac{G}{3600 v_p} \quad (7.8)$$

Dùng "vận tốc khối lượng" v_p sẽ làm tính toán giản đơn, vì trong quá trình sấy nó không thay đổi, trong khi vận tốc (v) thay đổi, vì thể tích thay đổi. Nếu chọn trị số v_p cao thì sức cản không khí tăng và do đó điện năng chi phí (chi phí sử dụng) tăng trong khi chi phí lắp đặt (chi phí ban đầu) giảm. Nếu chọn trị số v_p thấp thì ngược lại - chi phí lắp đặt tăng vì kích thước bộ sấy lớn hơn, nhưng chi phí sử dụng giảm. Do đó khi chọn bộ sấy, nhận v_p hợp lý (về mặt kinh tế) trong khoảng 4 - 12 $kg/m^2.s$.

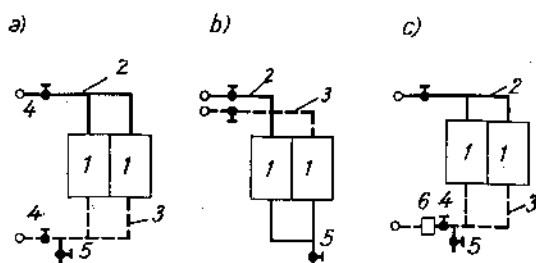
Vận tốc nước trong dàn ống của bộ sấy (ω) xác định theo công thức:

$$\omega = \frac{Q 10^{-3}}{c_p(t_v - t_r)f_o} \quad (7.9)$$

trong đó: Q - lượng nhiệt chi phí để sấy không khí, W; c, ρ - tỉ nhiệt ($c = 4,187 kJ/kg^\circ C$) và mật độ ($\rho = 1000 kg/m^3$) của nước; f_o - diện tích tiết diện sống của ống, m^2 .

• Tính toán bộ sấy (ống trơn và ống có cánh) tiến hành như sau. Tính toán lượng nhiệt yêu cầu Q để sấy không khí (theo công thức 7.1); nhân sơ bộ vận tốc khối lượng (trong khoảng $7 - 10 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$); xác định diện tích sấy tổng cộng đối với không khí; chọn kiểu, nhãn hiệu và số lượng bộ sấy; tính toán vận tốc khối lượng thực tế của bộ sấy v_p (theo diện tích tiết diện sống thực tế của bộ sấy F_s) và vận tốc chất mang nhiệt ω (theo diện tích tiết diện sống của chùm ống f_o); xác định hệ số truyền nhiệt k và lượng nhiệt thực tế bộ sấy cung cấp (Q_t theo công thức 7.2). Nếu $Q_t = (1,15 - 1,20) Q$ thì hệ thống đáp ứng yêu cầu về nhiệt (dự trữ $15 - 20\%$). Trường hợp điều kiện trên không đạt, ta chọn lại bộ sấy và tính toán lại.

Khi xác định vận tốc nước ω trong dàn ống trao đổi nhiệt, cần chú ý sơ đồ cấp chất mang nhiệt (nước nóng) vào bộ sấy. Nếu lắp song song, lưu lượng nước sẽ được chia cho số bộ sấy, còn nếu lắp nối tiếp toàn bộ lưu lượng chất mang nhiệt (nước) đi qua từng bộ sấy (hình 7.7).

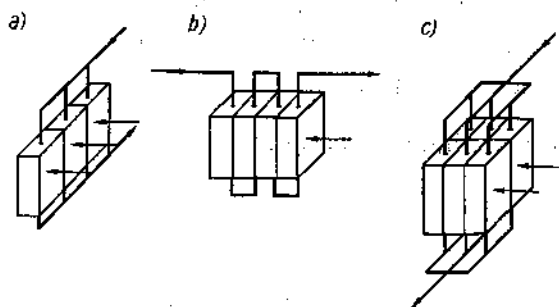


Hình 7.7. Sơ đồ cấp chất mang nhiệt cho bộ sấy

a) song song (đối với nước nóng); b) nối tiếp (đối với nước nóng); c) đối với hơi nước

1. bộ sấy; 2. đường ống cấp; 3. đường ống hồi; 4. van khoá; 5. vòi tháo nước; 6. van thủy lực (chữ V nếu áp suất hơi $0,03 \cdot 10^6 \text{ Pa}$, tủ ngưng tụ nếu áp suất hơi lớn hơn $0,03 \cdot 10^6 \text{ Pa}$)

Khi chọn bộ sấy, nếu lượng không khí cần sấy lớn thì có thể cần không phải 1 mà nhiều bộ sấy cùng kiểu và cùng cỡ (kích thước). Trường hợp này lắp đặt bộ sấy có thể theo sơ đồ song song hoặc nối tiếp theo chiều chuyển động của không khí (hình 7.8a và 7.8b). Nhiều bộ sấy có thể được lắp thành các dãy song song, các dãy này lại được lắp nối tiếp với nhau (hình 7.8c).



Hình 7.8. Sơ đồ lắp đặt bộ sấy

a) song song theo chiều chuyển động của không khí và chất mang nhiệt; b) nối tiếp theo chiều chuyển động của không khí và nối tiếp theo chiều chuyển động của chất mang nhiệt; c) 2 dãy song song được lắp nối tiếp

theo chiều chuyển động của không khí, song song theo chiều chuyển động của chất mang nhiệt

- Tổn thất áp suất của không khí Δp , (Pa) khi đi qua bộ sấy:

$$\Delta p = B(v\rho)^Z \quad (7.10)$$

trong đó: B, Z - hệ số và chỉ số mũ phụ thuộc vào cấu tạo của bộ sấy (phụ lục 13).

7.1.2.3. Bộ sấy điện

Lượng nhiệt cần thiết Q (theo công thức 7.1) chính bằng tổng công suất điện mà bộ sấy được cung cấp để nung nóng thanh đốt, do đó ta có chiều dài tổng cộng (Σl) của thanh đốt:

$$\Sigma l = \frac{Q}{\pi d \sigma_n} \quad (7.11)$$

trong đó: Σl , d - chiều dài tổng cộng (Σl) và đường kính ngoài (d) của thanh đốt, cm; σ_n - công suất nhiệt riêng của thanh đốt, W/cm².

Trị số σ_n được xác định bằng thực nghiệm phụ thuộc vào thanh đốt (vật liệu và đường kính), vào nhiệt độ bề mặt và vận tốc của không khí. Vận tốc cho phép của không khí đi qua bộ sấy điện 6 - 12 m/s.

Biết chiều dài l và cấu tạo của thanh đốt, ta xác định số lượng thanh đốt cần thiết (n):

$$n = \frac{\Sigma l}{l} \quad (7.12)$$

Nếu dùng dây mayso, ta có công thức xác định chiều dài của dây:

$$l^* = \frac{Q}{\pi d \alpha (t_d^{TB} - t_k^{TB})}$$

(l^* , d - chiều dài và đường kính của dây mayso, m; α - hệ số trao đổi nhiệt của dây mayso và không khí, W/m².°C; t_d^{TB} - nhiệt độ trung bình của dây, °C).

Theo Ase B.M. [20], khi $40 < Re < 4000$ α xác định như sau:

$$\alpha = 2,9 \frac{v^{0,466}}{d^{0,534}}$$

Ta chia chiều dài của dây thành các khâu song song sao cho điện trở của chúng tương ứng với lượng nhiệt yêu cầu:

$$Q = \frac{U^2}{\frac{R}{Z}}$$

(U - điện thế, V; R - điện trở của 1 khâu, Ω ; Z - số khâu)

$$R = \frac{l}{Z} \frac{c_d}{0,785d^2}$$

(c_d - điện trở riêng của dây mayso, $\Omega/\text{mm}^2 \cdot \text{m}$; d - đường kính dây, mm).

Từ đó ta có:

$$Z = \frac{1,13 \sqrt{Q/c_d}}{Ud}$$

Ví dụ 7.1. Tính toán và chọn thiết bị sấy nóng không khí gồm những bộ sấy nhãn hiệu KFSO để sấy 18000 kg/h không khí từ nhiệt độ $t_d = 6^\circ\text{C}$ đến nhiệt độ $t_c = 26^\circ\text{C}$. Chất mang nhiệt là nước nóng ($t_v = 120^\circ\text{C}$, $t_r = 60^\circ\text{C}$).

- Lượng nhiệt yêu cầu để sấy nóng không khí:

$$Q = 0,278 G_c (t_c - t_d) = 0,278 \cdot 18000 \cdot 1,005 (26 - 6) = 100580 \text{ W}$$

- Nhận vận tốc khối lượng $v_p = 9 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$, xác định diện tích sống tổng cộng yêu cầu của thiết bị sấy:

$$F'_s = \frac{G}{3600 v_p} = \frac{18000}{3600 \cdot 9} = 0,556 \text{ m}^2$$

Bộ sấy nhãn hiệu KFSO với diện tích sống như trên không có; ta chọn 2 bộ sấy lắp song song KFSO-7 có diện tích sống tổng cộng $2 \times 0,271 \text{ m}^2$.

- Vận tốc khối lượng thực của không khí qua thiết bị sấy:

$$v_p = \frac{G}{3600 F_s} = \frac{18000}{3600 \cdot 2 \cdot 0,271} = 9,2 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

- Vận tốc chuyển động của nước nóng trong chùm ống (theo sơ đồ cấp nối tiếp):

$$\omega = \frac{Q \cdot 10^{-3}}{c_p(t_v - t_r) f_0} = \frac{100580 \cdot 10^{-3}}{4,187 \cdot 1000 (120 - 60) \cdot 0,0122} = 0,033 \text{ m/s}$$

- Hệ số truyền nhiệt:

$$k = A(v_p)^m \omega^n = 22,23 \cdot 9,2^{0,384} \cdot 0,033^{0,201} = 26,26 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

- Lượng nhiệt thực tế do thiết bị sấy cung cấp:

$$Q = 2 \left[k F (t_n^{TB} - t_k^{TB}) \right] = 2 \left[26,26 \cdot 30,06 \left(\frac{120 + 60}{2} - \frac{26 + 6}{2} \right) \right] = 116830 \text{ W}$$

Dự trữ:

$$\frac{116830 - 100580}{100580} \cdot 100 = 16\%$$

- Tổn thất áp suất:

$$\Delta p = B(v_p)^Z = 3,29 \cdot 9,2^{2,01} = 285 \text{ Pa}$$

7.2. THIẾT BỊ LÀM LẠNH KHÔNG KHÍ

Trong các thiết bị làm lạnh không khí, không khí được làm lạnh bằng 1 trong 2 phương pháp:

- *Phương pháp khô*: không khí và chất tải lạnh (nước lạnh, dung dịch muối có nhiệt độ thấp, tác nhân lạnh...) không trực tiếp tiếp xúc với nhau, mà qua bề mặt làm lạnh (bề mặt khô).

- *Phương pháp ướt*: cho không khí trực tiếp tiếp xúc với chất tải lạnh, mà không qua bề mặt ngăn cách nào.

7.2.1. Bề mặt làm lạnh khô

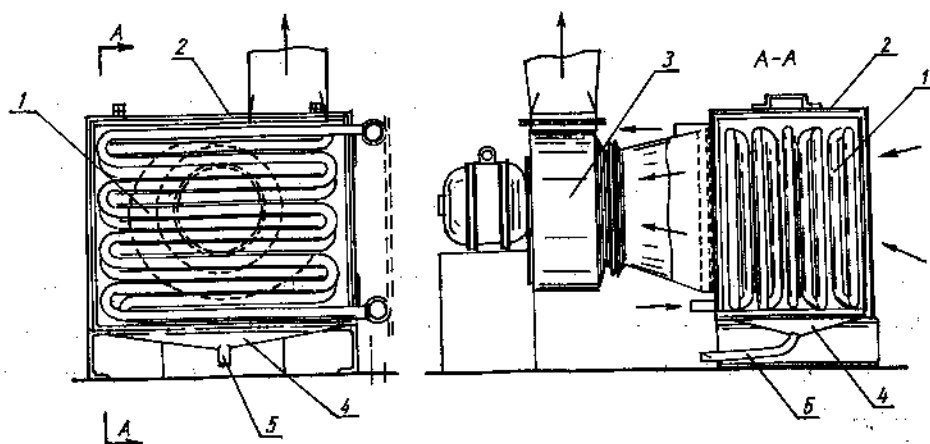
• Trong kỹ thuật thông gió và điều hoà không khí, để làm lạnh (và làm khô không khí) người ta thường dùng thiết bị trao đổi nhiệt loại ống tròn và ống có cánh. Đây là loại thiết bị làm lạnh không khí bằng phương pháp khô, thường được gọi là *thiết bị làm lạnh bề mặt*, hay đơn giản - *bề mặt làm lạnh khô*.

Làm lạnh không khí trong bề mặt làm lạnh khô có thể được thực hiện với dung ẩm không thay đổi ($d = \text{const}$) nếu nhiệt độ bề mặt trao đổi nhiệt lớn hơn nhiệt độ điểm sương (t_s) của không khí được làm lạnh. Nếu nhiệt độ bề mặt trao đổi nhiệt nhỏ hơn t_s của không khí sẽ xảy ra hiện tượng nước ngưng tụ tách khỏi không khí, và quá trình làm lạnh đồng thời với làm khô (xem chương 1 - mục 1.3.1.2).

Bề mặt làm lạnh khô cũng được sử dụng rộng rãi để làm lạnh không khí trong các quá trình công nghệ. Chúng được sử dụng trong phần lớn máy điều hoà không khí cục bộ để làm lạnh không khí về mùa hè. Chất tải lạnh có thể là nước nóng, dung dịch muối hay tác nhân lạnh (Freon 12, Freon 22, Amoniac...).

7.2.1.1. Bề mặt làm lạnh khô loại ống tròn

Bề mặt làm lạnh khô loại ống tròn (hình 7.9) được chế tạo từ các ống xoắn kiểu ruột gà 1 nằm ngang trong vỏ kim loại 2. Chất tải lạnh đi bên trong ống. Không khí chuyển động qua bề mặt làm lạnh nhờ quạt li tâm 3. Bên dưới dàn ống có khay hứng nước 4 và ống thoát ngưng tụ tại vị trí thấp nhất của khay 5.



Hình 7.9. Bề mặt làm lạnh khô loại ống tròn

7.2.1.2. Bề mặt làm lạnh khô loại ống có cánh

• Bề mặt làm lạnh khô loại ống có cánh đối với chất tải lạnh là nước lạnh thường dùng các kiểu sau:

- Kiểu ống thép đường kính ngoài 22×2 mm (bề dày thành ống 2mm). Cánh được chế tạo từ các dải thép dày 0,5mm quấn xoắn ốc quanh bề mặt ngoài của ống, bề cao cánh 10mm, bước cánh 4mm. Số dãy ống 1,2 hay 3 theo chiều chuyển động của không khí qua dàn ống. Ống trong các dãy được bố trí so le kiểu bàn cờ.

- Kiểu ống thép với cánh dập từ bản thân ống thép.

- Kiểu ống thép với cánh kiểu tấm bằng nhôm hoặc đồng thau.

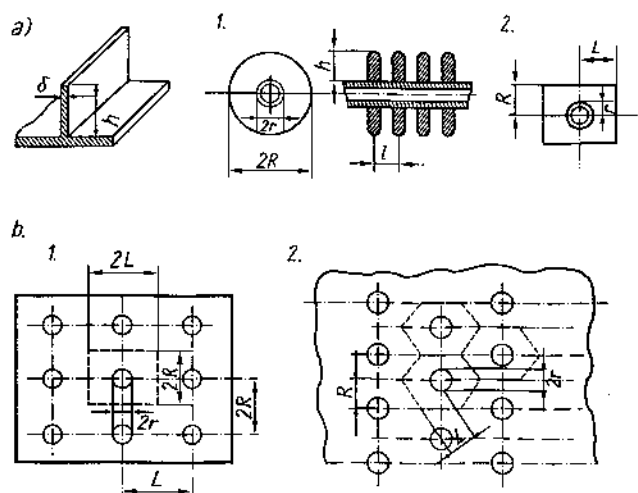
Đối với chất tải lạnh là dung dịch muối người ta dùng ống thép đường kính ngoài 24×2 , $30 \times 2,5$; $38 \times 2,5$. Khoảng cách các cánh ống có thể 9mm hoặc lớn hơn trong trường hợp dễ phòng đóng tuyết (khi nhiệt độ bề mặt dưới 0°C).

Đối với chất tải lạnh là tác nhân lạnh sôi bên trong dàn ống (thường được dùng trong các máy điều hoà không khí kiểu cửa sổ và kiểu tủ) bề mặt làm lạnh được chế tạo từ ống đồng hoặc nhôm đường kính 8 - 15mm, cánh ống kiểu tấm bằng nhôm dày 0,2mm, bước cánh 1,8 - 2mm. Bề mặt tiếp nhiệt có thể đạt 900m^2 trên 1m^3 thể tích và khối lượng 0,75kg trên 1m^2 diện tích tiếp nhiệt.

Để thoát nước ngưng tụ trên bề mặt làm lạnh, ống xoắn ruột gà có cánh của thiết bị được bố trí nằm ngang như đối với loại ống trơn, cánh ống trong trường hợp này trên mặt phẳng đứng.

Bề mặt làm lạnh loại ống có cánh có ưu điểm là gọn hơn nhiều và chi phí kim loại ít hơn so với loại ống trơn. (Do đó bề mặt làm lạnh loại ống trơn không được sử dụng rộng rãi, người ta chỉ sử dụng nó khi quá trình làm lạnh không khí có kèm theo hiện tượng đóng băng trên bề mặt).

• Khi tính toán bề mặt làm lạnh khô đối với loại có cánh phức tạp hơn nhiều so với loại ống trơn, vì nhiệt độ bề mặt phụ thuộc vào chiều cao của cánh ống. Tại bề mặt ống, nhiệt độ thấp nhất, càng xa thành ống đến mép cánh, nhiệt độ tăng dần và do đó nhiệt độ trung bình của bề mặt cánh càng cao so với bề mặt ống. Nhiệt độ bề mặt cánh và bề mặt ống khác nhau làm cho cường độ trao đổi nhiệt khác nhau do độ chênh nhiệt độ khác nhau. Đó là điều khác nhau cơ bản khi tính toán lượng nhiệt mà không khí trao cho chất tải lạnh qua bề mặt làm lạnh. Ngoài ra hệ số truyền nhiệt (hay hệ số trao đổi nhiệt của bề mặt ngoài) của ống có cánh ngoài vật liệu làm cánh, còn phụ thuộc vào kiểu cánh và sự bố trí chùm ống (hình 7.10).



Hình 7.10. Các kiểu cánh ống
(a-1. cánh tròn; 2. cánh chữ nhật) và bố
trí chùm ống (b - 1. thẳng hàng; 2. so le
kiểu bàn cờ)

Chú thích: Khi nhiệt độ bề mặt của dàn ống trao đổi nhiệt nhỏ hơn 0°C (trường hợp làm lạnh và làm khô không khí), hơi nước ngưng tụ tách khỏi không khí sẽ đông lại thành tuyết bám trên bề mặt ống làm giảm khả năng trao đổi nhiệt do giảm tiết diện sống để không khí đi qua. Do đó khi có hiện tượng tuyết bám, cần phải phá băng, tức làm cho tuyết tan.

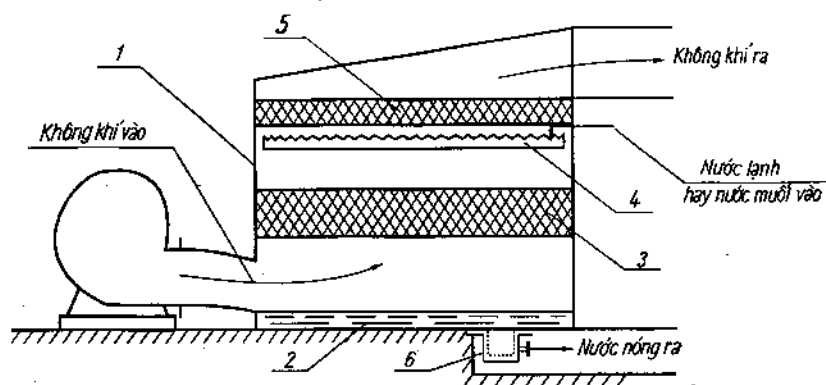
7.2.2. Thiết bị làm lạnh không khí với lớp vật liệu rỗng được tưới nước

• Thiết bị này (hình 7.11) được cấu tạo như cái buồng bằng kim loại có tiết diện chữ nhật trên hình chiếu bằng 1. Bên dưới buồng là khay chứa nước nóng 2. Không khí vào bên trên khay chuyển động từ dưới lên qua lớp đệm bằng các khâu kim loại, nhựa hay sứ được tưới nước - gọi là lớp công tác 3. Các khâu thường có kích thước $25 \times 25 \times 3\text{mm}$ đổ thành lớp chồng lên nhau trên lưới thép để cho không khí chuyển động qua chúng theo các đường ngoằn ngoèo giữa các khâu. Nước tưới từ trên xuống qua máng hở 4, hay qua các ống đục lỗ nếu chất tải lạnh là nước lạnh hay dung dịch muối, hoặc vòi phun thô, nếu chất tải lạnh là nước lạnh. Trên cùng là lớp chắn nước 5 cũng gồm những khâu như lớp công tác, nhưng có chiều dày nhỏ hơn làm nhiệm vụ ngăn những giọt nước không cho chúng cuốn theo không khí. Bên dưới khay chứa nước nóng hay dung dịch muối (sau khi tiếp xúc với không khí) có lưới lọc nước nằm trong hố nhỏ 6 để lọc sạch chất tải lạnh trước khi cho chúng quay về thiết bị lạnh.

Không khí được làm lạnh nhờ tiếp xúc trực tiếp với bề mặt lạnh của các khâu của lớp công tác, đồng thời tiếp xúc với các hạt nước được tưới trong không gian bên trên lớp công tác. Như vậy chuyển động của không khí và của chất tải lạnh ngược chiều nhau. Sau khi ra khỏi lớp chắn nước, không khí có trạng thái (nhiệt độ) thích hợp đi ra khỏi thiết bị qua miệng ra bên trên lớp chắn nước.

Chiều dày lớp công tác để bảo đảm được tưới đều và sức sản của các khâu (đối với không khí) không lớn thường không lớn hơn 400 - 500mm và được xác định theo tính

toán. Chiều dày lớp chắn nước 100 - 120mm, nếu dùng vòi phun có thể 200mm. Do sức cản của lớp công tác lớn nên vận tốc của không khí quy về tiết diện ngang 0,8 - 1,2m/s.



Hình 7.11. Thiết bị làm lạnh không khí với lớp vật liệu rỗng được tưới nước

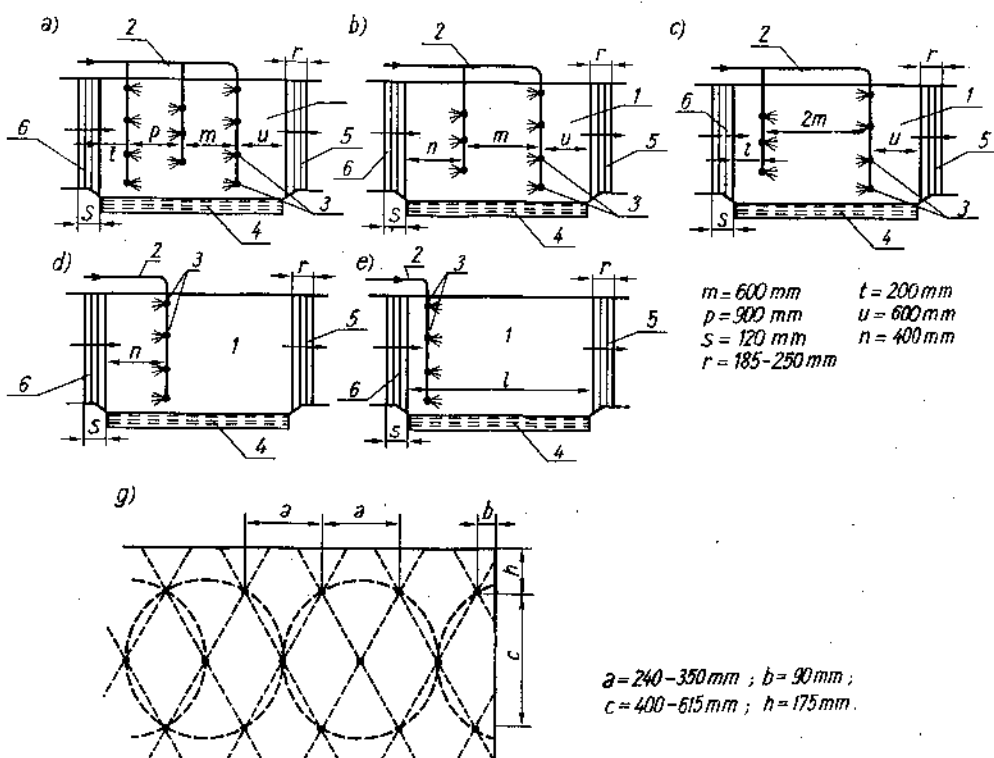
- Có loại thiết bị làm lạnh có gắn dàn ống (ruột gà) tải tác nhân lạnh trực tiếp trong khay thiết bị để làm lạnh nước, kèm theo bơm để bơm nước từ khay trở lại lên máng. Trường hợp này dàn ống đặt cao hơn mức nước trong khay để nước từ trên chảy đều xuống tạo thành màng nước bao bọc toàn bộ bề mặt dàn ống thì hiệu quả trao đổi nhiệt (tức làm lạnh nước) trong khay sẽ cao hơn. Nếu dàn ống để ngập trong nước thì cần có bộ phận khuấy nước. Nếu chất tải lạnh là dung dịch muối thì hơi nước trong không khí ngưng tụ sẽ hoà trộn với dung dịch muối làm cho dung dịch bị pha loãng và dàn ống bị đóng băng làm giảm hiệu quả làm lạnh. Trường hợp này cần có bộ phận bổ sung muối hoặc tháo nước nhằm bảo đảm nồng độ cần thiết cho dung dịch.

Nếu quá trình làm lạnh là đoạn nhiệt thì nước ở khay sau khi lọc được máy bơm bơm tưới trở lại lên máng, tức tưới nước tuần hoàn.

7.2.3. Buồng phun

Quá trình tiếp xúc trực tiếp của không khí với chất tải lạnh, tức làm lạnh bằng phương pháp ướt có thể thực hiện bằng 2 cách: cho không khí đi qua lớp vật liệu rỗng được tưới nước như đã trình bày ở trên (mục 7.2.2), và phun nước thành hạt mịn như sương vào dòng không khí. Trường hợp thứ hai ta có thiết bị làm lạnh là buồng phun.

- *Buồng phun* (hình 7.12) là khoảng không được phun nước 1, bên trong là dàn ống phun nước 2 với các mũi phun 3 được sắp xếp thành 1 hay nhiều dãy. Nước từ các mũi phun phun ra có thể cùng chiều hoặc ngược chiều với không khí. Trong quá trình tiếp xúc với không khí, lượng nước không bốc hơi còn lại sẽ rơi xuống khay 4. Để ngăn những hạt nước cuốn theo dòng không khí, người ta đặt tấm chắn nước sau (ngăn phun) 5. Trường hợp nước phun ngược chiều chuyển động của không khí thì ngoài tấm chắn nước sau, còn đặt thêm tấm chắn nước trước (ngăn phun) 6.



Hình 7.12. Sơ đồ cấu tạo của buồng phun

a, b, c, d, e - với các kiểu dàn ống phun (các mũi phun sắp xếp thành 1 hay nhiều dãy phun nước cùng chiều hay ngược chiều chuyển động của không khí); g - Sơ đồ bố trí mũi phun trên mặt cắt ngang

- Nguyên lý hoạt động của *mũi phun nước* dựa vào tác dụng của lực li tâm đối với các phân tử nước khi thoát ra khỏi lỗ phun, nhờ đó nước được phân chia thành các hạt nhỏ, mịn và tạo thành luồng sương hình nón. Mũi phun được phân thành 2 loại theo cấu tạo: mũi phun thẳng - nước đi vào cùng trục với bầu mũi phun, và mũi phun góc - nước đi vào theo phương tiếp tuyến với bầu mũi phun. Các mũi phun trên phun nước về 1 phía, riêng mũi phun góc có kiểu phun nước về 2 phía. Chúng được chế tạo bằng đồng, nhôm hoặc nhựa với đường kính lỗ phun 2-6mm. Mũi phun đường kính 2; 2,5mm thuộc mũi phun tinh; mũi phun đường kính 3; 3,5mm thuộc mũi phun vừa, và mũi phun đường kính 4; 4,5; 5; 5,5; 6mm thuộc mũi phun thô.

Mũi phun thô và vừa thường dùng trong các ngăn phun của hệ thống điều hoà không khí (để làm lạnh và làm khô). Trường hợp này có thể sử dụng 2 dãy mũi phun - 1 cùng chiều và 1 ngược chiều không khí, hoặc 3 dãy - 1 cùng chiều và 2 ngược chiều không khí. Vận tốc khối lượng của không khí (v_p) 2,4 - 3,6 $\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$. Cường độ phun lớn - hệ số phun (lượng nước phun tính bằng kg cho 1 kg không khí) $\varepsilon > 1$. Mũi phun tinh thường dùng trong các ngăn phun của hệ thống thông gió và trong phân xưởng dệt (để phun ẩm

đoạn nhiệt, tức làm mát và làm ẩm không khí). Trường hợp này có thể sử dụng 3 dãy mũi phun. Vận tốc khối lượng của không khí (v_p) 1,8 - 2,4 kg/m².s. Cường độ phun bé - hệ số phun $\epsilon < 1$.

Trao đổi nhiệt ẩm trong buồng phun không chỉ phụ thuộc vào hệ số phun ϵ mà còn phụ thuộc vào các điều kiện: độ tán xạ (kích thước) của hạt nước, số dãy mũi phun và số mũi phun trong 1 dãy, vận tốc dòng không khí trong tiết diện ngang của buồng phun, thời gian tiếp xúc giữa không khí và nước. Đối với phun thô và vừa đường kính hạt nước 1 - 2mm, và phun tinh đường kính hạt nhỏ hơn 1mm. Vận tốc khối lượng của không khí (v_p) nêu trên - ứng với vận tốc không khí qua ngăn phun 2 - 3,5m/s bảo đảm thời gian không khí tiếp xúc với nước và ngăn không cho các hạt nước qua tấm chắn nước đi ra ngoài.

- *Tấm chắn nước* được chế tạo bằng tôn hoặc nhựa. Các hạt nước có khối lượng và quán tính lớn chuyển động theo dòng không khí qua các khe dích dắc của tấm chắn nước sẽ bị va đập vào thành khe và bị giữ lại rồi chảy xuống dưới. Ngoài giữ những giọt nước bị bắn ngược lại ra phía trước (tấm chắn nước trước) và bị dòng không khí cuốn theo (tấm chắn nước sau), tấm chắn nước trước còn có tác dụng phân phối đều không khí đi vào buồng phun trên toàn bộ tiết diện ngang của nó.

- Thể tích của *khay nước* thường nhận 2% năng suất các mũi phun trong 1 giờ. Nếu quá trình làm lạnh là đoạn nhiệt ($I = \text{const}$) thì nước trong khay sau khi lọc được bơm trở lại vào dàn phun (cùng với lượng nước sạch bổ sung do bốc hơi vào không khí) để phun vào buồng phun - gọi là *phun nước tuần hoàn*. *Lọc nước* khỏi các cặn bẩn nhằm tránh cho mũi phun khỏi bị tắc. Người ta thường dùng lưới lọc (hình trụ và hình chai), kích thước của mắt lưới phụ thuộc vào đường kính mũi phun.

7.3. THIẾT BỊ LỌC BỤI

7.3.1. Khái niệm

7.3.1.1. Lọc bụi và thiết bị lọc bụi

- *Lọc bụi* được tiến hành trong các trường hợp sau:
 - Đối với không khí ngoài trời thổi vào phòng, nếu nồng độ bụi lớn hơn tiêu chuẩn cho phép;
 - Đối với không khí bên trong phòng, nếu vì mục đích tiết kiệm năng lượng (nhiệt hay lạnh) hoà trộn với không khí ngoài để thổi vào phòng - gọi là không khí tuần hoàn - nếu sau khi hoà trộn có nồng độ bụi vượt quá nồng độ giới hạn cho phép;
 - Đối với không khí bên trong phòng được hút qua các hệ thống hút cục bộ từ các thiết bị công nghệ trước khi thải vào khí quyển có nồng độ bụi vượt quá tiêu chuẩn cho phép (đối với khí thải).

Lọc bụi có thể được chia theo các mức:

- Lọc thô: lọc các hạt bụi có kích thước lớn hơn $100\mu\text{m}$;
- Lọc vừa: lọc các hạt bụi có kích thước đến $100\mu\text{m}$, đồng thời hàm lượng bụi cuối cùng có trong không khí không lớn hơn 100 mg/m^3 ;
- Lọc tinh: lọc được các hạt bụi có kích thước đến $100\mu\text{m}$ đồng thời hàm lượng bụi cuối cùng có trong không khí đạt $1 - 2\text{ mg/m}^3$.

• *Thiết bị lọc bụi* trong không khí được chia theo các nhóm chính phụ thuộc vào lực tác dụng bên trong thiết bị:

- Buồng lắng bụi: quá trình lọc được thực hiện dưới tác dụng của trọng lực;
- Thiết bị lọc bụi quán tính và li tâm: làm việc dựa trên nguyên lí lợi dụng lực quán tính khi giảm vận tốc và thay đổi chiều chuyển động của dòng không khí;
- Lưới lọc bằng vải và các vật liệu rỗng: không khí lọc qua lớp vải, giấy, bông thủy tinh, lưới kim loại, các khâu kim loại và sứ, cát.... Quá trình lọc được thực hiện dưới tác dụng của lực quán tính (khi đi qua các khe ngoằn ngoèo), trọng trường và khuếch tán. Lưới lọc là tên gọi quy ước vì các lỗ để không khí đi qua lớn hơn nhiều so với tiết diện ngang của các hạt bụi lắng đọng trên bề mặt và trong thành khe;
- Thiết bị lọc bằng điện: dưới tác dụng của điện trường điện thế cao, các hạt bụi tích điện và bị hút vào các bản cực khác dấu.

Thiết bị lọc bụi không phân biệt lực tác dụng có thể được chia thành 2 loại: *khô* và *ướt*.

Để làm ướt thiết bị lọc bụi, người ta thường dùng nước (ví dụ xyclon màng nước, lưới lọc bằng sỏi v.v...) và dầu.

Khi một thiết bị lọc không đáp ứng được mức độ lọc theo yêu cầu, người ta sử dụng tổ hợp nhiều thiết bị trong 1 hệ thống (ví dụ buồng lắng đặt trước xyclon, hoặc xyclon đặt trước thiết bị lọc bằng vải v.v...).

Để nâng cao hiệu quả lọc người ta áp dụng biện pháp đông kết các hạt bụi trước khi lọc. Để thực hiện người ta dùng sóng siêu âm (cực ngắn) lan truyền trong không khí nhằm tăng cường khả năng va đập giữa các hạt bụi. Các hạt bụi nhỏ dính lại với nhau thành các hạt lớn tạo điều kiện cho quá trình lọc. Ngoài ra, người ta còn dùng biện pháp phun không khí với vận tốc lớn (80 m/s qua tiết diện thu nhỏ của ống Venturi) vào thiết bị rửa li tâm hay xyclon màng nước, hoặc phun hơi nước vào buồng lắng bụi.

7.3.1.2. Các thông số kỹ thuật và hiệu quả lọc của thiết bị lọc bụi

• Các thông số kỹ thuật đặc trưng của thiết bị lọc bụi là:

- Mức độ lọc, hay hiệu quả lọc, %;

- Năng suất hay lưu lượng không khí qua thiết bị lọc, m^3/h hay năng suất (lưu lượng) riêng, $m^3/m^2.h$;
- Sức cản thủy lực, Pa;
- Công suất điện tiêu thụ, kW/h trên $1000m^3$ không khí;
- Giá thành lọc cho $1000m^3$ không khí.
- *Mức độ lọc hay hiệu quả lọc* là tỉ số giữa khối lượng được lọc (ΔM) và khối lượng bụi đi vào thiết bị lọc (M_1), %:

$$\eta = \frac{\Delta M}{M_1} = \frac{M_1 - M_2}{M_1} \quad (7.13)$$

trong đó: M_2 - khối lượng bụi còn lại trong không khí đi ra khỏi thiết bị lọc.

Hiệu quả lọc η phụ thuộc loại thiết bị lọc, thành phần tán xạ (cỡ hạt) và loại bụi, lưu lượng không khí. Đặc biệt thành phần tán xạ ảnh hưởng lớn đến hiệu quả lọc. Nếu bụi có thành phần các hạt kích thước càng nhỏ chiếm tỉ lệ càng lớn thì hiệu quả lọc càng thấp. Nồng độ bụi ban đầu cũng ảnh hưởng nhưng không lớn.

Để đánh giá và so sánh 2 thiết bị lọc cùng cỡ (loại) bụi, hợp lí nhất là so sánh hệ số lọt bụi (tính bằng %) của chúng:

$$k = 1 - \eta = \frac{M_2}{M_1} \quad (7.14)$$

Ví dụ: Thiết bị lọc bụi thứ nhất có hiệu quả lọc $\eta_1 = 85\%$ và thiết bị lọc thứ hai - $\eta_2 = 95\%$. Nếu so sánh mức độ lọc (hay hiệu quả lọc η) thì thiết bị thứ hai lớn hơn 10% so với thiết bị thứ nhất. Nhưng nếu so sánh hệ số lọt bụi k (tức $1 - \eta$), tức so sánh về mặt gây ô nhiễm khí quyển thì thiết bị thứ hai hiệu quả làm việc gấp 3 lần thiết bị thứ nhất ($k_1 / k_2 = (1 - \eta_1) / (1 - \eta_2) = 15 / 5 = 3$).

Hiệu quả lọc bụi được xác định một cách hợp lí và chính xác đối với từng loại kích thước hạt (η_ϕ) riêng biệt. Hiệu quả lọc chung của thiết bị lọc bụi được xác định như sau:

$$\eta_o = \frac{\eta_1 \phi_1}{100} + \frac{\eta_2 \phi_2}{100} + \dots + \frac{\eta_n \phi_n}{100}, \% \quad (7.15)$$

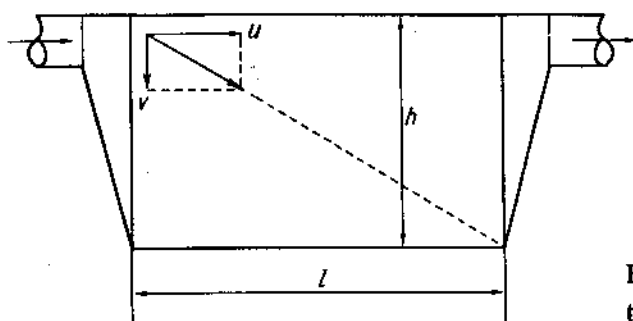
trong đó: $\eta, \eta_2, \dots, \eta_n$ - hiệu quả lọc tương ứng với các cỡ kích thước 1, 2, ..., n; $\phi_1, \phi_2, \dots, \phi_n$ - phần trăm khối lượng của các hạt tương ứng.

7.3.2. Buồng lắng bụi

7.3.2.1. Buồng lắng bụi và nguyên lí làm việc

Buồng lắng bụi là loại thiết bị lọc bụi đơn giản nhất. Chúng được sử dụng chủ yếu để lọc các hạt bụi thô có kích thước lớn hơn $60\mu m$, nồng độ ban đầu lớn - có thể đạt đến đơn vị gam trên $1m^3$ không khí. Trong tổ hợp lọc bụi, chúng được dùng như cấp lọc thứ nhất.

Buồng lắng đơn giản nhất được cấu tạo như hình hộp kéo dài (hình 7.13). Không khí đi vào buồng lắng được mở rộng tiết diện, do đó giảm vận tốc.



Hình 7.13 Sơ đồ chuyển động của hạt bụi trong buồng lắng

• Trong buồng lắng, hạt bụi chịu tác dụng của 2 vectơ vận tốc: vận tốc ngang theo chiều chuyển động của không khí u và vận tốc rơi thẳng đứng v . Kết quả là hạt bụi lắng xuống đáy buồng lắng trước khi không khí ra khỏi buồng lắng. Trị số vận tốc chuyển động tuyệt đối của hạt được xác định như đường chéo của hình bình hành có các cạnh u và v . Chiều dài của buồng lắng (l) cần phải thích hợp sao cho hạt bụi chuyển động với vận tốc tuyệt đối bảo đảm lắng chìm xuống đáy.

Nếu l và h (chiều cao buồng lắng) tính bằng m, u và v - m/s thì thời gian (s) để hạt bụi rơi chạm đáy buồng lắng:

$$\tau_1 = \frac{h}{v}$$

và thời gian (s) để hạt bụi chuyển động hết chiều dài buồng lắng:

$$\tau_2 = \frac{l}{u}$$

Điều kiện để hạt bụi được giữ lại trong buồng lắng là $\tau_1 \leq \tau_2$. Vậy chiều dài tối thiểu của buồng lắng:

$$l \geq \frac{u}{v} h \quad (7.16)$$

7.3.2.2. Tính toán buồng lắng bụi

• Vận tốc rơi của vật trong không gian không có không khí:

$$v = g\tau$$

trong đó: g - gia tốc trọng trường, m/s^2 ; τ thời gian rơi, s.

Khi vật có kích thước lớn rơi, lực cản của môi trường không khí không lớn, và nó làm giảm trọng lực không đáng kể (nhỏ hơn 0,1%). Song đối với vật có kích thước rất nhỏ, ví dụ hạt $100\mu m$ và nhỏ hơn, lực cản của môi trường tăng nên sau thời gian ngắn (sau khi bắt đầu rơi) hạt bắt đầu chuyển động (rơi) với vận tốc v . Chuyển từ chuyển động với gia

tốc đều sang chuyển động đều được giải thích bởi sự cân bằng giữa lực cản S và trọng lực G , tức $S = G$.

Theo định luật Stóc, trị số lực cản của môi trường khi lắng các hạt lơ lửng ($Re \leq 2$):

$$S = 3\pi d\mu v$$

trong đó: d - đường kính hạt, m ; μ - độ nhớt tuyệt đối, $kg.s/m^2$.

Trọng lực của hạt trong môi trường không khí:

$$G = \frac{\pi d^3}{6} (\rho - \rho_o)$$

trong đó: ρ và ρ_o - mật độ của hạt và của không khí, kg/m^3

Khi $S = G$ ta có:

$$v = \frac{d^2 (\rho - \rho_o)}{18\mu} \quad (*)$$

• Để bảo đảm chế độ chảy tầng tại tiết diện ngang của buồng lắng:

$$Re = \frac{dU}{\nu} = 2000 - 2300$$

(trong đó: d - đường kính buồng lắng, bằng $2bh/(b+h)$; b và h - chiều rộng và chiều cao của buồng lắng).

Nếu buồng lắng có tiết diện ngang dạng hình chữ nhật thì trị số Re nhận bằng 1400 - 1700.

Thay $U = L/bh$ (L - lưu lượng, m^3/s), nhận $Re (= 1400)$ ta có công thức dựa vào đó xác định diện tích tiết diện ngang của buồng lắng ($b \times h$):

$$Re = \frac{2L}{(b+h)\nu} = 1400$$

Biết b và h , xác định $U = (L/bh)$ thay trị số vào công thức (7.16) xác định chiều dài tối thiểu của buồng lắng:

$$l_{min} = \frac{U}{\nu} h = \frac{L}{\nu b} \quad (**)$$

• Một cách gần đúng, ta có thể nhận vận tốc rơi của hạt theo công thức Stóc (*), từ đó ta xác định chiều dài tối thiểu của buồng lắng cần có để giữ được hạt kích thước d cho trước theo công thức dựa vào (*) và (**):

$$l_{min} = \frac{18\mu L}{d^2 (\rho - \rho_o) b} \quad (7.17)$$

Ngược lại, nếu kích thước buồng lắng cho trước, ta có thể xác định đường kính bé nhất của hạt bụi mà buồng lắng có thể giữ lại được:

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{18\mu L}{(\rho - \rho_o) b l}} \quad (7.18)$$

Ví dụ: $L = 2000 \text{ m}^3/\text{h}$ (tức $0,556 \text{ m}^3/\text{s}$), $h = 2 \text{ m}$, $b = 1 \text{ m}$, $l = 2 \text{ m}$. Bụi có $\rho = 1500 \text{ kg/m}^3$. Nhiệt độ không khí $t = 30^\circ\text{C}$, áp suất khí quyển $B = 760 \text{ mmHg}$. Đường kính bé nhất của hạt bụi có thể giữ lại trong buồng lắng (ứng với t và B cho trước tra được $\mu = 1,9 \cdot 10^{-6} \text{ kg/s.m}^2$):

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{18 \cdot 1,9 \cdot 10^{-6} \cdot 0,556}{(1500 - 1,165) \cdot 1 \cdot 2}} = 0,08 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 80 \mu\text{m}$$

7.3.2.3. Buồng lắng nhiều tầng và buồng lắng nhiều ngăn

Trong thực tế áp dụng buồng lắng bụi theo nguyên lí rơi tự do của hạt ở chế độ chuyển động tầng của dòng không khí có nhiều hạn chế do kích thước buồng lắng lớn và lưu lượng không khí lọc không nhiều. Kết quả tính toán cho thấy ở chế độ chuyển động với $Re = 1400$, để lọc $1 \text{ m}^3/\text{s}$ không khí buồng lắng phải có diện tích tiết diện ngang $b \times h \approx 100 \text{ m}^2$ [13].

Để khắc phục nhược điểm trên, người ta sử dụng loại buồng lắng nhiều tầng hoặc buồng lắng nhiều ngăn.

- *Buồng lắng nhiều tầng* dựa trên nguyên lí giảm chiều cao (h) của buồng lắng thì chiều dài (l) của nó cũng giảm. Theo công thức (7.16) chiều cao buồng lắng được ngăn thành bao nhiêu tầng (bằng nhau) thì chiều dài giảm bấy nhiêu lần. Một hình thức của buồng lắng nhiều tầng là buồng được ngăn bằng các tấm kim loại nằm ngang rất gần nhau và có thể quay được xung quanh bản lề (hình 7.14a). Khi làm việc các bản lề kim loại được giữ ở vị trí nằm ngang nhờ dây móc qua ròng rọc. Khi muốn trút bụi người ta tháo dây để các bản lề quay nghiêng xuống trút vào bunke và từ đó nhờ các bộ phận đặc biệt đẩy bụi ra ngoài.

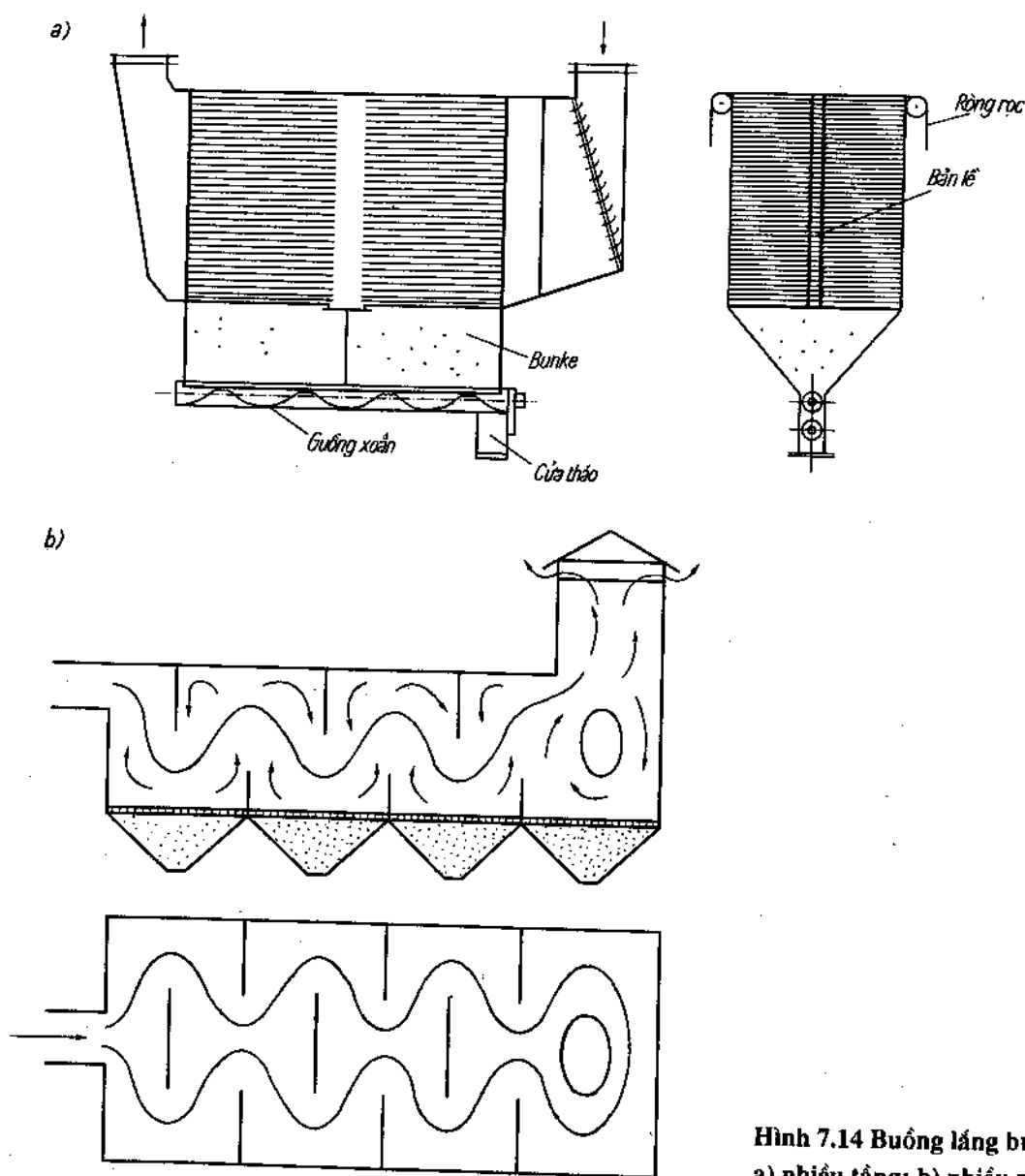
- *Buồng lắng nhiều ngăn* (hình 6.34b) do Baturin V.V. đề xuất. Trong buồng lắng này, vận tốc của dòng không khí có thể bị tắc bởi những vách ngăn đứng đặt theo chiều ngang của buồng. Dòng không khí chuyển động ngoằn ngoèo từ ngăn này sang ngăn khác, do đó hạt bụi rơi không những do sức hút trọng trường mà còn do va đập vào các vách ngăn bởi lực quán tính. Nhờ thế kích thước buồng lắng giảm, và hiệu quả lọc tăng.

- Hiệu quả lọc bụi của buồng lắng bụi $\eta_o = 46 - 75\%$ khi kích thước hạt bụi nhỏ hơn $90 \mu\text{m}$.

7.3.3. Thiết bị lọc bụi quán tính và xiclon

7.3.3.1. Thiết bị lọc bụi quán tính

Thường được gọi *thiết bị lọc bụi lá sách*, nguyên lí làm việc dựa vào lực quán tính của các hạt bụi khi thay đổi chiều chuyển động một cách đột ngột.

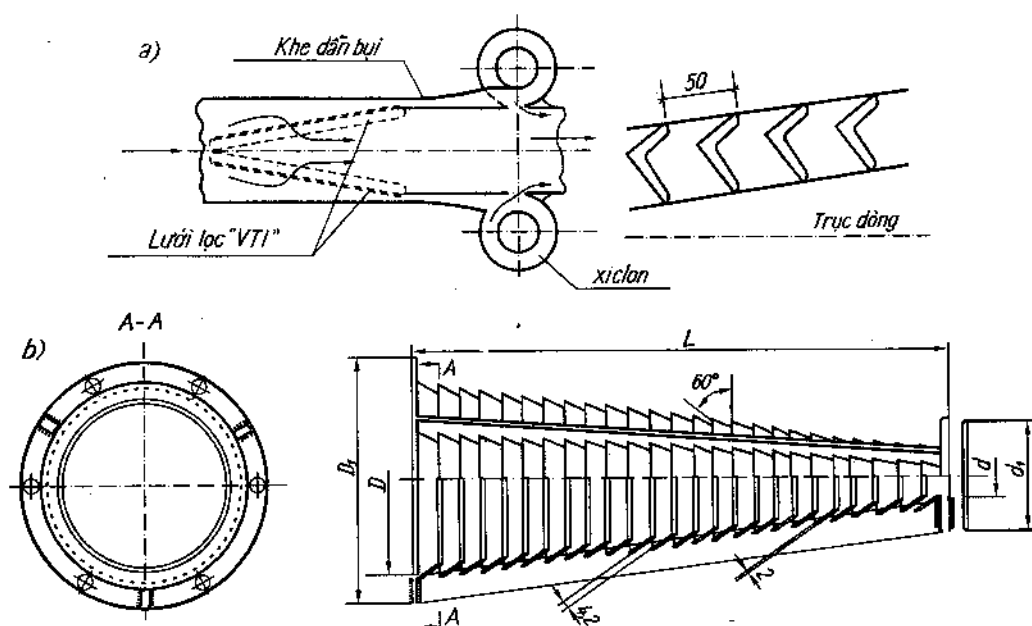


Hình 7.14 Buồng lắng bụi
a) nhiều tầng; b) nhiều ngăn

• *Thiết bị lọc bụi lá sách "VTI"* (hình 7.15a) gồm các lá thép góc sắp xếp thành lưới với bước 50mm. Lưới nằm trong đoạn ống thẳng của đường ống dẫn không khí tiết diện chữ nhật dưới góc 7 - 8° so với chiều chuyển động của không khí sao cho khoảng không giữa lưới và thành ống đối diện thu nhỏ đều và kết thúc bằng khe dẫn bụi có chiều dài bằng chiều rộng của lưới.

Hiệu quả lọc $\eta_0 = 86,5 - 97,7\%$ với kích thước hạt bụi 25 - 60 μm .

• *Thiết bị lọc bụi lá sách hình nón* (hình 7.15b) là hệ thống lá sách tập hợp nhiều khâu hình nón cắt theo thứ tự đường kính nhỏ dần. Các khâu liên kết với nhau với khoảng cách sao cho khâu nọ chồm lên khâu kia. Không khí vào thiết bị qua đáy hình nón và ra tại các khe giữa các khâu nằm trên toàn bộ bề mặt thiết bị. Khi dòng không khí đột ngột



Hình 7.15. Thiết bị lọc bụi quán tính
a) kiểu lá sách "VTI", b) kiểu lá sách hình nón

thay đổi chiều chuyển động để qua khe, các hạt bụi do lực quán tính tiếp tục chuyển động theo chiều hướng trục về phía đầu hình nón. Một số hạt thay đổi chiều chuyển động cùng với dòng không khí bị giữ lại khi va chạm với bề mặt các khâu.

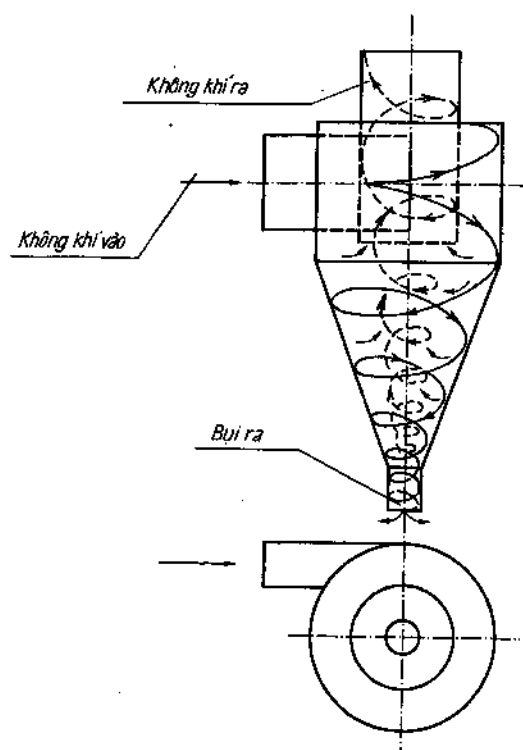
Thiết bị có bước giữa các khâu 16mm, hiệu quả lọc đạt $\eta_0 \leq 87\%$ đối với bụi từ thiết bị phun cát chứa 25% hạt nhỏ hơn $10\mu\text{m}$. Hiệu quả có thể đạt 90% đối với bụi thuốc lá có nhóm hạt 40 - $60\mu\text{m}$ chiếm 50%. Nếu tăng khoảng cách giữa các khâu, hiệu suất lọc sẽ giảm.

7.3.3.2. Thiết bị lọc bụi li tâm - xiclon

1. Xiclon

Là thiết bị lọc bụi cơ học bằng phương pháp khô được sử dụng rộng rãi để lọc thô và vừa do cấu tạo và lắp đặt, sử dụng đơn giản, tổn thất áp suất tương đối nhỏ với năng suất (lưu lượng) lớn.

Trong xiclon (hình 7.16), bụi tách khỏi không khí dưới tác dụng của lực li tâm. Không khí vào tại phía trên của xiclon với vận tốc lớn theo chiều tiếp tuyến với vỏ hình trụ, do đó luồng không khí chuyển động xoắn ốc. Khi hạ xuống đáy thiết bị, không khí bị đẩy ngược lên và tiếp tục chuyển động xoắn ốc, thoát ra ngoài qua ống giữa. Trong quá trình dòng không khí chuyển động xoắn ốc, các hạt bụi do lực li tâm sẽ văng ra khỏi dòng không khí, đập vào thành thiết bị và rơi xuống đáy hình phễu.



Hình 7.16. Thiết bị lọc bụi li tâm - xyclon

Hiệu suất của xyclon η_0 không nhỏ hơn 90% đối với các hạt bụi kích thước $10\mu\text{m}$ và lớn hơn.

2. Các loại xyclon

• Xyclon "NIIOGAZ" hình trụ và hình nón là loại xyclon được dùng phổ biến ở Nga và các nước SNG, trong đó xyclon "Xe N" - 11 được coi là thiết bị lọc bụi chuẩn. Xyclon hình trụ thuộc loại thiết bị lọc bụi năng suất cao, còn xyclon hình nón thuộc loại thiết bị lọc bụi hiệu quả cao. Xyclon "NIIOGAZ" "Xe"-11 và "Xe"-15 được sử dụng đối với bụi không kết dính trong các hệ thống hút. Để có năng suất cần thiết ở hiệu quả lọc danh định, xyclon tổ hợp thành nhóm 2, 3, 4, 5 và nhiều hơn;

• Xyclon "SIOT" dùng để lọc không khí chứa bụi khô không phải dạng xơ (sợi), không kết dính;

• Xyclon "Vxe NIOT" dùng cho bụi khô, không kết dính, không xơ và bụi bột mài hoặc bụi kết dính yếu (như đường, hoạt thạch tanơ);

• Xyclon "Giprôdrevprôm": "Giprôdrevprôm" "Xe" dùng lọc bụi gỗ, lắp trên đường ống đẩy của quạt; Giprôdrevprôm "Uxe" dùng lọc phoi bào, mặt cưa và bụi kim loại, có thể đặt trên đường ống đẩy hoặc đường ống hút của quạt.

3. Xyclon chùm

Là xyclon tổ hợp số lượng lớn xyclon thành phần có kích thước nhỏ. Giảm đường kính xyclon thành phần nhằm mục đích tăng hiệu quả lọc, vì lực li tâm càng lớn thì hiệu quả lọc càng cao, mà lực li tâm tỉ lệ nghịch với bán kính quay trong xyclon.

Xyclon chùm khác xyclon thông thường ở chỗ chế tạo phức tạp nên giá thành cao. Nhưng mặt khác, xyclon chùm có kích thước nhỏ hơn nhiều so với xyclon thông thường có cùng hiệu quả lọc. Xyclon chùm "VXe RN" và "VXe U" dùng lọc khí (khói) lò hơi.

7.3.4. Thiết bị lọc bụi bằng vải và vật liệu rỗng

7.3.4.1. Thiết bị lọc bụi ống vải

Còn gọi *thiết bị lọc bụi ống tay áo*, bao gồm các vách ngăn lọc mềm bằng vải có dạng ống hình trụ căng trên khung và đầu trên hở. Toàn bộ hệ thống ống vải đặt trong vỏ thiết bị có bộ phận gạt vật liệu lọc trong ống và đẩy chúng vào bunke.

Thiết bị lọc bụi ống vải được sử dụng phổ biến để lọc nhóm bụi mảnh, mịn và bụi thô. Vải có độ ổn định tốt khi tiếp xúc với chất hoà tan. Do hiệu quả lọc cao nên thiết bị này được sử dụng trong điều kiện hàm lượng bụi ban đầu cao, yêu cầu phải hoàn nguyên lớp lọc một cách thường xuyên và có hệ thống. Vải được hoàn nguyên (tái sinh) tự động bằng cách rung (lắc) và thổi ngược.

7.3.4.2. Lưới lọc bụi

1. Lưới lọc bụi, phân loại và các chỉ tiêu, tính toán

- Lưới lọc trong hệ thống thông gió (và điều hoà không khí) nhằm:

- Giảm nồng độ bụi trong phòng nếu nồng độ bụi của không khí ngoài vượt quá giới hạn cho phép;

- Bảo vệ thiết bị thông gió (bộ sấy, thiết bị làm lạnh, làm khô, gia ẩm...) khỏi bị bẩn có thể làm giảm các chỉ số nhiệt kỹ thuật và khí động;

- Bảo đảm độ trong sạch của không khí trong phân xưởng sản xuất (dùng trong hệ thống điều hoà không khí) theo yêu cầu công nghệ.

- Lưới lọc được lắp trong các buồng thổi, *theo hiệu quả lọc* chia làm 3 loại (bảng 7.1) [4, 27].

Bảng 7.1. Phân loại lưới lọc không khí

Loại lưới lọc	Kích thước hạt bụi được lọc, μm	Hiệu quả lọc thấp nhất η_0 , %
I	Tất cả các loại kích thước	99
II	> 1	85
III	10 - 50	60

Các lưới lọc loại III được sử dụng trong trường hợp nồng độ bụi tại vị trí miệng lấy gió ngoài của hệ thống thổi lớn hơn 30% nồng độ bụi cho phép đối với không khí vùng làm việc trong phân xưởng. Các lưới loại I và II dùng trong hệ thống điều hoà không khí phục vụ công nghệ và các điều kiện tương tự. Các lưới lọc này cũng được dùng làm cấp lọc thứ hai sau các lưới lọc sơ bộ (cấp một).

• Các chỉ tiêu để chọn lưới lọc là tổn thất áp suất cho phép trong hệ thống Δp , lưu lượng L_b (m^3/h), điều kiện nhiệt - ẩm, nồng độ bụi ban đầu $C(g/m^3)$ và dung lượng bụi $B(g)$.

Cường độ bụi đi vào lưới lọc (g/h) xác định theo công thức:

$$M = CL_b \quad (6.49)$$

trong đó: nồng độ bụi ban đầu ($C, g/m^3$) nhận theo số liệu đo đạc thực tế, còn lưu lượng ($L_b, m^3/h$) bằng lưu lượng thổi.

Lượng bụi mà lưới lọc được ($g/ngày$)

$$\Delta M = \frac{M\eta_o}{100} n \quad (6.50)$$

trong đó: n - thời gian làm việc của hệ thống trong ngày, h.

Căn cứ các số liệu của lưới lọc, xác định dung lượng tính toán (g)

$$B = B_f f \quad (6.51)$$

trong đó: B_f - dung lượng bụi riêng của lưới, g/m^3 .

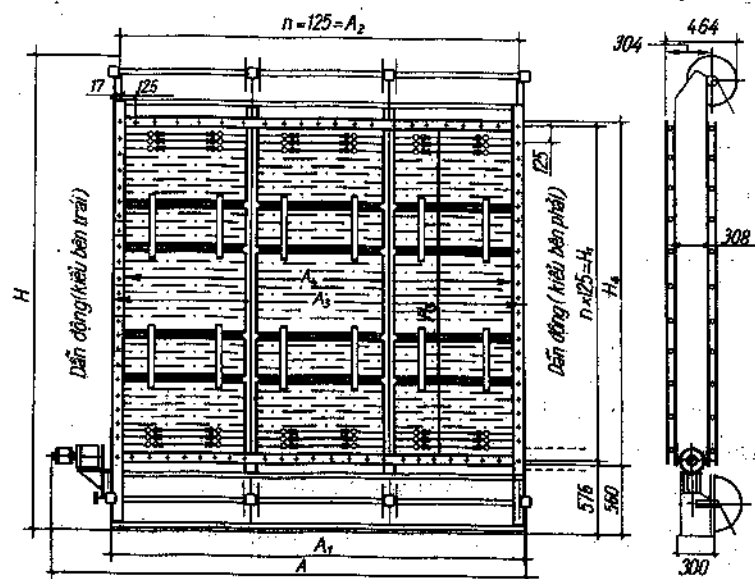
Thời gian làm việc của lưới chưa hoàn nguyên (ngày) đến khi đạt tổn thất áp suất cực đại:

$$m = \frac{B}{\Delta M}$$

- Nếu vì điều kiện sử dụng phải tăng trị số m thì chọn lưới có diện tích (f) lớn hay dung lượng bụi riêng (B_f) lớn.

2. Một số kiểu lưới lọc thường dùng trong hệ thống thông gió

• Lưới lọc cuộn "FRU" (hình 7.17) dùng khi nồng độ bụi nhỏ hơn $1mg/m^3$.



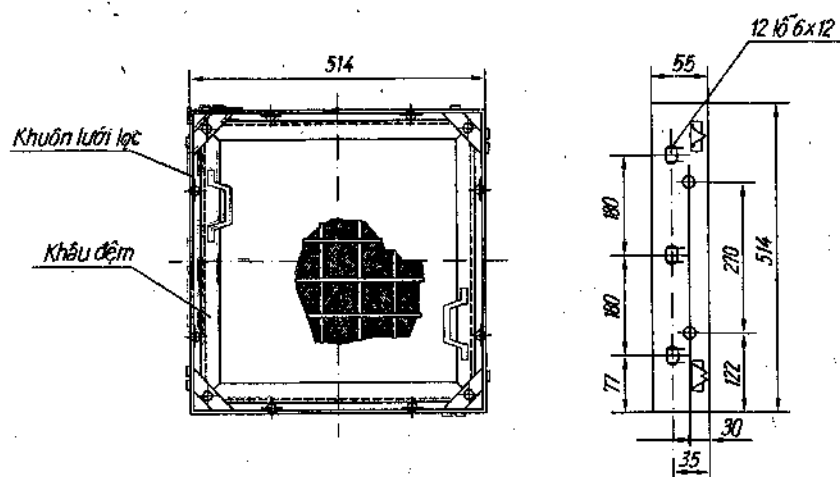
Hình 7.17. Lưới lọc cuộn "FRU"

Vật liệu lọc "FSVU" chế tạo từ sợi thủy tinh đàn hồi. Vận tốc chuyển dịch của vật liệu 50cm/ph. Chiều dài của vật liệu trong cuộn không quá 20m. Dung lượng bụi của lưới khi tăng tổn thất áp suất từ 60 đến 150 Pa là 450 g/m^2 . Vật liệu cuộn từ lõi trên đến lõi dưới bằng động cơ điện "AV" 071-4 công suất 0,25 kW với số vòng quay 1380 v/ph. Tổn thất áp suất ban đầu khi lưu lượng riêng $10000 \text{ m}^3/\text{h.m}^2$ là 60 Pa. Hiệu suất lọc 80 - 85%.

• *Lưới lọc khâu đệm* (được quy cách hoá - hình 7.18) dùng lọc không khí có nồng độ bụi ban đầu 5 - 10 mg/m^3 . Các chỉ số kỹ thuật của lưới xem bảng 7.2) [27]

Bảng 7.2. Các chỉ số kỹ thuật của lưới

Kiểu lưới lọc	Vật đệm	Dung lượng bụi, $B_f, \text{ g/m}^2$ khi $\Delta p_f \leq 150 \text{ Pa}$	Tổn thất áp suất ban đầu, $\Delta p_f, \text{ Pa}$	Hiệu suất lọc $\eta_o, \%$	Khối lượng, kg
"FJaR"	Lưới kim loại uốn sóng	2300	50	≤ 84	8,39
"FJaV"	Màng dạng tấm vinyl uốn sóng	2200	60	≤ 76	5,78
"FJaU"	Sợi thủy tinh đàn hồi	570	40	≤ 86	4,42
"FJaP"	Polyuretan bọt (xốp) biến tính, đàn hồi, tự hãm	350	60	70 - 80	4,77



Hình 7.18: Lưới lọc khâu đệm

- Lưới lọc "FJaR" trước khi lắp nên tẩm dầu. Khi hoàn nguyên, vật liệu lọc được tẩm trong dung dịch xút (NaOH) và trong nước nóng.

- Lưới lọc "FJaV" có thể sử dụng ở dạng ướt (tẩm dầu) hay khô. Các khâu của lưới lọc khô được hoàn nguyên bằng cách rửa trong nước.

- Lưới lọc "FJaU" không hoàn nguyên. Khi đạt đến dung lượng bụi giới hạn, các lớp lọc được thay mới.

- Lưới lọc "FJaP" hoàn nguyên bằng cách rửa trong nước ấm hay hút bụi bằng máy hút bụi.

7.3.5. Thiết bị lọc bụi bằng điện

Quá trình lọc được thực hiện dưới tác dụng của điện trường. Trong trường hợp này không khí được dẫn qua ống hình trụ bằng kim loại mà trong đó dọc theo trục ống có đặt điện cực nối với cực âm của dòng điện một chiều điện thế cao. Cực dương là thành trong của ống được tiếp đất bao bọc xung quanh cực âm. Bụi trong không khí được ion hoá, mang điện tích âm và bị đẩy về phía thành ống, mất điện tích rơi xuống đáy ống hình trụ.

Hiệu quả lọc của thiết bị càng cao khi điện thế của điện trường càng lớn và thời gian tiếp xúc của không khí với không gian của điện trường càng kéo dài, tức là khi ống có chiều cao càng lớn, vận tốc chuyển động của không khí càng nhỏ và khoảng cách giữa thành ống với điện cực càng bé. Các hạt bụi có kích thước bé (nhỏ hơn $0,1\mu\text{m}$) được tích điện sau thời gian 1 giây khi chúng tồn tại trong điện trường. Do đó chiều cao điện trường nhận với tính toán sao cho thời gian tồn tại của không khí trong đó không dưới 2 giây. Điện áp cho điện cực âm (dây kim loại nằm giữa ống) có điện áp 4,5 - 70kV.

Thiết bị lọc bụi bằng điện là thiết bị lọc đa năng, có thể lọc các phần tử kích thước nhỏ hơn $1\mu\text{m}$ với hiệu quả lọc $\eta_o \geq 93\%$ khi hàm lượng bụi ban đầu $50\text{g}/\text{m}^3$ và lớn hơn, năng lượng điện tiêu thụ 0,1 - 0,5 kW.h trên $1000\text{ m}^3/\text{h}$, tổn thất áp suất 100 - 150 Pa. Thiết bị có thể làm việc ở nhiệt độ khí 400 - 450°C và có thể được lắp trên đường ống hút hoặc đường ống đẩy, có kiểu chế tạo để làm việc trong môi trường xâm thực.

Thiết bị lọc bụi bằng điện được dùng đối với bụi có điện trở đủ lớn. Nếu môi trường không khí không an toàn về nổ, cần có thêm bộ phận kiểm tra tự động trạng thái môi trường và điều khiển bộ phận nén chất l (trơ), bộ phận ngắt điện....

7.3.6. Lọc bụi bằng phương pháp ướt

- Để lọc thô và vừa, sử dụng:

- Đoạn ống rửa, buồng rửa, thiết bị rửa phun nước. Chúng thường là cấp lọc đầu tiên trong hệ thống lọc nhiều cấp. Hiệu suất lọc η_o với bụi kích thước $15\mu\text{m}$ đạt 90%. Các hạt bằng hoặc nhỏ hơn $5\mu\text{m}$ không lọc được. Đồng thời các bộ phận rửa này cũng được sử dụng như thiết bị trao đổi nhiệt để làm nguội khí.

- Khi lọc vừa có thể sử dụng: thiết bị rửa li tâm (loại thiết bị lọc quán tính), máy sủi bọt, xyclon màng nước.

• *Để lọc tinh:*

- Thiết bị lọc bụi kiểu quay (rotoclon). Là thiết bị lọc bụi - phun thổi không khí nhằm xáo trộn không khí và tách các hạt bụi có trong chúng. Trong thiết bị lọc kiểu quay, vận tốc các hạt tăng để thực hiện quá trình lọc li tâm nhờ bánh xe quay với tốc độ lớn.

- Thiết bị lọc bụi đông tụ kiểu Venturi. Làm việc theo nguyên lí nghiền (đập) nước bằng dòng không khí chảy rồi vận tốc cao trong ống Venturi cuốn theo các hạt nước ngâm bụi, đông tụ chúng và lắng trong thiết bị phụ như thiết bị rửa li tâm, xyclon màng nước....

- Lưới lọc bằng vải ướt. Dùng để lọc không khí khỏi mù và các giọt bụi nhỏ của hỗn hợp crom (CrO_3 hàm lượng nhỏ hơn hoặc bằng 250g/l) và axit sunfuric (H_2SO_4 hàm lượng nhỏ hơn hoặc bằng $2,5\text{ g/l}$) tạo thành trong quá trình hút từ bể mạ crom trong phân xưởng mạ điện.

- Thiết bị lọc bụi bằng điện. Dùng để lọc xon khí và mù.

8.1. HÚT CỤC BỘ VÀ THỐI CỤC BỘ

8.1.1. Hút cục bộ và chụp hút cục bộ

• *Hút cục bộ* nhằm mục đích tập trung các yếu tố có hại toả ra trong phòng có khả năng phân bố ở dạng luồng bên trên thiết bị dưới tác dụng của áp suất thừa, hay do hoạt động của máy móc, ví dụ khi gia công chế liệu trên máy, hay do các luồng nhiệt (luồng đối lưu) tại bề mặt được nung nóng v. v....

Yếu tố có hại toả ra xâm nhập vào không khí do sự chênh lệch áp suất riêng hay do khuếch tán không tạo thành luồng theo hướng xác định và phân bố theo các hướng như nhau.

• Để bảo đảm *chụp hút* làm việc có hiệu quả, khi thiết kế cần đáp ứng các yêu cầu sau đây:

- Nếu luồng yếu tố có hại được xác định, chụp hút cần được bố trí trên đường phân bố của luồng để có thể sử dụng năng lượng của luồng. Ngoài ra để tăng cường hiệu quả hút, cần nghiên cứu quy luật phân bố của luồng và tác dụng tương hỗ của chúng đối với dòng không khí gần miệng chụp;

- Vì hiệu quả hút chỉ đạt được ở khoảng cách không lớn so với chụp, chụp hút cần đặt càng gần nguồn toả càng tốt. Cần cách li hoàn toàn nguồn toả với không khí xung quanh;

- Yêu cầu chính là sao cho chụp hút tập trung được tối đa yếu tố có hại do nguồn toả toả ra với lưu lượng không khí tối thiểu;

- Không khí thải, tức yếu tố có hại không đi ngang qua vùng hô hấp của công nhân. Chụp hút không cản trở thao tác của công nhân;

- Về mặt sử dụng, yêu cầu chụp hút có cấu tạo đơn giản và với sức cản thuỷ lực bé (nhằm tiết kiệm năng lượng);

- Khi đưa không khí thổi vào gần miệng hút, cần loại trừ khả năng các yếu tố có hại có thể lan toả khắp gian phòng.

8.1.2. Thối cục bộ - Hệ thống hoa sen không khí

• Ví dụ điển hình của *thối cục bộ* là *hệ thống hoa sen không khí* thổi không khí thành luồng có các thông số (t , ϕ , v) thích hợp vào vị trí làm việc cố định của người công nhân.

Các vị trí làm việc cố định như vậy thường là tại các cửa chất tải và dỡ tải của lò (trong nhà máy luyện kim, phân xưởng đúc, rèn, nhiệt luyện của nhà máy cơ khí, các phân xưởng nấu thủy tinh, sản xuất vật liệu sành, sứ, gốm...), các vị trí thao tác khi gia công kim loại nóng chảy, khi rèn và đập nóng chế liệu trên máy đập, trên búa, máy rèn, các vị trí mà người công nhân chịu tác động đồng thời của nhiệt và bụi hay chỉ có bụi, hay vị trí có nồng độ khí độc hại tăng cao.

Không khí thổi bằng hệ thống hoa sen không khí có thể là không khí ngoài được xử lý (làm lạnh) hay không xử lý hoặc có thể là không khí tuần hoàn (bên trong phòng) được xử lý (làm lạnh) hay không xử lý.

- Hoa sen không khí thường được sử dụng như hệ thống bổ sung cần thiết cho thông gió chung cơ khí. Song cũng có không ít trường hợp hoa sen không khí được sử dụng như là hệ thống thông gió cơ khí chủ yếu, và lưu lượng trao đổi không khí bổ sung (cho hệ thống hoa sen không khí) do thông gió tự nhiên thực hiện, tức điều chỉnh cho không khí vào và ra tại các cửa vào và cửa ra.

8.2. TỦ HÚT

8.2.1. Tủ hút và cơ sở tính toán

- *Tủ hút* là loại chụp kín cách li hoàn toàn với không khí xung quanh bằng thành cứng của tủ. Nhân viên theo dõi đứng bên ngoài thành tủ. Do vậy khí và hơi độc có thể được hút với nồng độ lớn hơn nhiều so với nồng độ cho phép. Và do tủ hút chỉ có một số cửa công tác với kích thước không lớn, lượng độc hại được hút có thể nhiều so với lưu lượng không khí hút.

Trong tủ hút có thể thực hiện các quá trình công nghệ như sấy, phun cát, sơn, các quá trình công nghệ liên quan đến phản ứng hoá học (như tủ thí nghiệm hoá chất).

- Để tủ làm việc hiệu quả, lưu lượng hút phải thoả mãn điều kiện sao cho chất độc hại trong tủ không lọt (rò) qua cửa và khe hở ra môi trường không khí xung quanh do áp suất bên trong thành tủ.

Áp suất thừa bên trong thành tủ có thể được tạo thành do những nguyên nhân sau đây:

- Áp suất thủy tĩnh do sự chênh lệch nhiệt độ hay mật độ giữa không khí bên trong và bên ngoài tủ;
- Sự tuần hoàn (xáo trộn) của không khí trong tủ do quá trình công nghệ;
- Chuyển động của không khí xung quanh tủ;
- Sự khuếch tán.

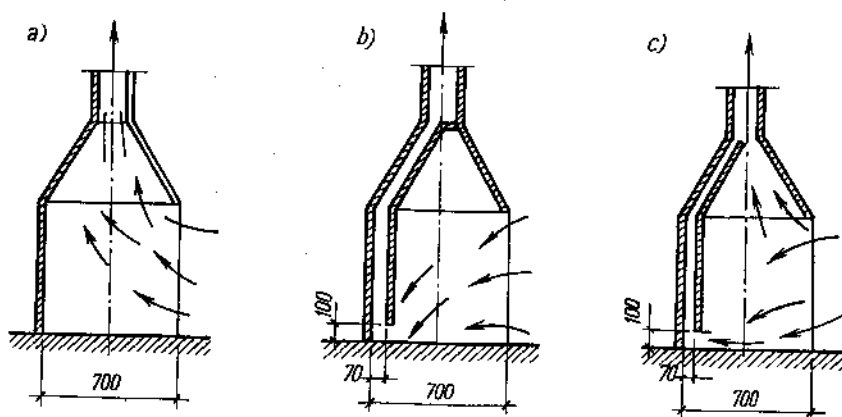
Phân bố vận tốc rò của không khí tại cửa công tác phụ thuộc vào nguyên nhân gây ra áp suất thừa. Chênh lệch mật độ không khí bên trong và bên ngoài tủ có thể được tạo thành, ví dụ khi trong tủ toả hơi có mật độ khác với mật độ không khí trong phòng, hay khi trong tủ có nguồn nhiệt. Khi hút không tác dụng hay hút không đủ, vận tốc rò không

khí lớn nhất tại mép trên của cửa, khi đó không khí bên trong tủ có khả năng lọt ra ngoài, mức áp suất bằng 0 hay vị trí trung hoà nằm cao hơn một ít so với tâm cửa. Để loại trừ khả năng lọt không khí ra ngoài tủ, cần có vận tốc hút tại mép trên của cửa lớn hơn vận tốc do sức đẩy trọng lực gây ra. Do đó cần phải tạo áp suất âm (chân không) tại ống hút nối với tủ.

Vận tốc hút theo toàn bộ tiết diện của tủ có thể không như nhau phụ thuộc vào phương pháp hút: hút dưới, hút trên, hút gần thành trước hoặc thành sau của tủ, và hình dáng của cửa công tác: khe dày, miệng vuông, v.v.... Để bảo đảm tủ làm việc hiệu quả với lưu lượng không khí nhỏ nhất cần phải tạo vận tốc hút lớn nhất tại vị trí có vận tốc rò lớn nhất. Nếu vận tốc rò như nhau theo toàn bộ tiết diện của cửa thì vận tốc hút cũng phải bằng nhau trên toàn bộ tiết diện.

8.2.2. Lưu lượng của tủ hút

Tủ hút độc có thể làm việc bằng sức hút tự nhiên hoặc bằng cơ khí, và có thể có loại tủ hút trên, hút dưới và hút phối hợp (đồng thời trên và dưới) (hình 8.1).



Hình 8.1. Sơ đồ tủ hút
a) trên; b) dưới; c) phối hợp

8.2.2.1. Tủ hút cơ khí

Lưu lượng hút (m^3/h) có thể được xác định từ diện tích cửa công tác mở hoàn toàn F , m^2 và vận tốc hút v - theo số liệu thí nghiệm trong khoảng 0,3 - 1,5m/s (tùy theo độ độc của khí):

$$L = 3600 vF \quad (8.1)$$

8.2.2.2. Tủ hút tự nhiên

Lưu lượng không khí đối với tủ hút trên do sức hút của nhiệt:

$$L = 3600 \mu F \sqrt{2gh \frac{\rho_T - \rho_L}{\rho}} \quad (8.2)$$

trong đó: μ - hệ số lưu lượng, bằng 0,75; F , h - diện tích (F), m^2 và chiều cao (h), m của cửa công tác; ρ_T , ρ_l - mật độ không khí trong phân xưởng (ρ_T) và trong tủ hút (ρ_l), kg/m^3 .

Phương trình (8.2) có thể được viết dưới dạng sau đây nếu thay mật độ (ρ) bằng nhiệt độ tuyệt đối (T), K :

$$L = 3600 \mu F \sqrt{2gh \left[1 - \frac{T_T}{T_l} \right]} \quad (8.2a)$$

hoặc:

$$L = \frac{3,6Q_{th}}{c(T_l - T_T)} \quad (8.3)$$

trong đó: Q_{th} - lượng nhiệt thừa trong tủ (bằng lượng nhiệt hiện toả trong tủ sau khi trừ lượng nhiệt tổn thất ra môi trường xung quanh), W ; c - tỉ nhiệt của không khí, $kJ/m^3.K$.

Giải đồng thời phương trình (8.2a) và (8.3) thu được công thức xác định lưu lượng trao đổi không khí:

$$L = 114 \sqrt[3]{hQF^2} \quad (8.4)$$

trong đó: Q - lượng nhiệt toả trong tủ, W .

Chú thích: Vận tốc tại cửa công tác ($v = L/(3600F)$) là vận tốc cần để loại trừ khả năng lọt chất độc hại từ trong tủ ra môi trường xung quanh.

8.2.3. Tính toán khí động

Đường kính của ống dẫn nối đến tủ hút có chiều cao H (m) trong điều kiện hút tự nhiên được xác định xuất phát từ điều kiện tổn thất áp suất của hệ thống Δp bằng hoặc nhỏ hơn cột áp sử dụng - tức sức đẩy trọng lực $H\Delta\rho g$:

$$\Delta p \leq H(\rho_N - \rho_l)g \quad (8.5)$$

trong đó: Δp - tổn thất áp suất toàn phần của hệ thống từ vị trí không khí vào (cửa công tác) đến vị trí thoát ra khí quyển (chụp thải):

$$\Delta p = \Sigma(Rl + \xi p_d)$$

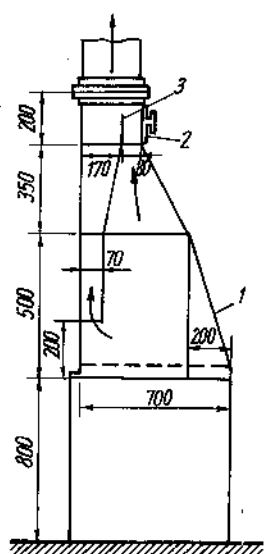
(p_d - áp suất động tại đường ống hút, Pa - bằng $(v^2/2)\rho_l$; v - vận tốc tại đường ống hút nối với tủ hút, m/s).

Chú thích: • Vận tốc tại mép trên của cửa công tác đối với chụp hút trên lớn hơn so với mép dưới khoảng 2 lần;

• Để thu được vận tốc hút như nhau trên toàn bộ tiết diện cửa công tác của tủ hút phối hợp (trên và dưới) cần phải hút dưới 90% và hút trên 10% lưu lượng tính toán của tủ;

• Nếu toàn bộ không khí được hút dưới thì tại mép dưới của tủ vận tốc tăng không đáng kể;

- Vận tốc tại thành đầu hồi (bên hông) của cửa công tác khoảng $0,5 v$ (v - vận tốc hút tính toán);
- Trong các tủ hoá chất, bên dưới cửa cần có khe $50 - 100\text{mm}$ để hút không khí, vì khi đóng kín cửa, sự tuần hoàn của không khí bên trong tủ không bảo đảm thông thoáng cần thiết;
- Vận tốc hút tính toán tại cửa công tác không nhỏ hơn $0,3\text{m/s}$ (nếu khí độc $0,7 - 1\text{m/s}$ và có thể $1,5\text{m/s}$).
- Nếu hút phối hợp (trên và dưới) cần lưu ý bảo đảm khả năng điều chỉnh lưu lượng không khí hút trên và hút dưới (thông thường hút dưới $2/3$ và hút trên $1/3$ lưu lượng, song đối với công nghệ toả nhiều nhiệt, hút trên có thể tăng $2/3$ và hút dưới $1/3$ lưu lượng). Mép trên của khe hút dưới ở độ cao 200mm so với đáy tủ có thể hút hết lượng khí toả ra trong tủ (xem hình 8*).



Hình 8*: Tủ hút phối hợp (trên và dưới)

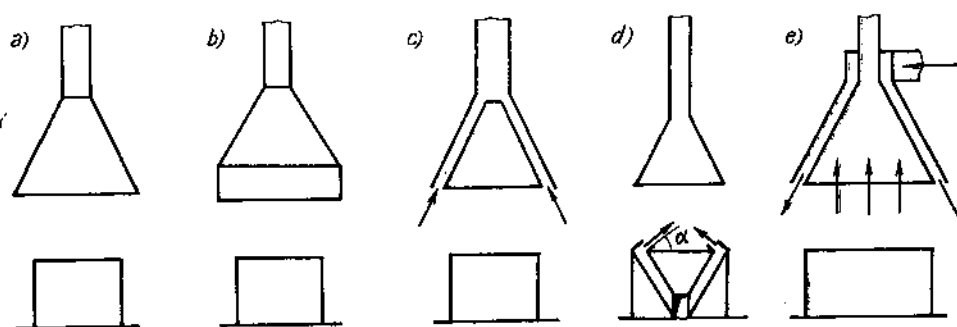
1. cửa công tác; 2. lỗ quan sát (kiểm tra); 3. đầu hút của tấm điều chỉnh lưu lượng hút (trên và dưới)

8.3. CHỤP HÚT

• *Chụp hút* được sử dụng trong trường hợp chất độc hại nhẹ hơn không khí, tức khi có lực nâng. Chúng có dạng hình nón, hình chóp (hoặc có khi hình hộp) đặt bên trên hoặc tại mặt bên của nguồn toả để hút luồng độc hại có xu hướng chuyển động lên trên.

Đây là loại *chụp hở* (và *nửa kín*) vì giữa nguồn toả và miệng hút có khoảng không gian trống không được bảo vệ nên không khí xung quanh có thể chuyển động tự do về phía nguồn toả làm cản trở luồng khí độc đi vào miệng hút. Vì vậy so với tủ hút chụp hút có lưu lượng lớn hơn nhiều.

Sử dụng chụp hút khi không khí trong phòng chuyển động không đáng kể vì nếu không khí trong phòng chuyển động, luồng không khí dưới chụp sẽ chệch khỏi miệng chụp. Để chụp làm việc ổn định người ta lắp thêm cho chúng những bộ phận cần thiết như gờ (bản lề) chắn, máng đưa năng v.v... (hình 8.2).



Hình 8.2. Các kiểu chụp hút

a) chụp hút đơn giản; b) chụp hút có gờ đứng; c) chụp hút tăng cường - có khe hút bao quanh chu vi; d) chụp hút có rèm thổi bao quanh nguồn nhiệt (nhằm giảm ảnh hưởng của vận tốc không khí trong phòng, $\alpha = 45^\circ - 50^\circ$ để luồng không trượt trên bề mặt); e) chụp hút kết hợp thổi (lắp trên bếp đun)

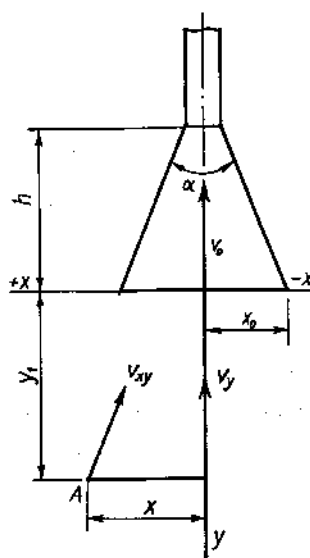
- Khi tính toán chụp hút, ta phân biệt các trường hợp: hút luồng khí không xác định hướng; hút luồng đẳng nhiệt có hướng xác định và hút luồng bất đẳng nhiệt có hướng xác định.

8.3.1. Tính toán chụp hút trong trường hợp luồng khí không xác định hướng

Mục đích tính toán là xác định vận tốc tại vùng hình thành khí độc hại và lưu lượng hút cần thiết để bảo đảm chụp làm việc theo ý muốn.

Tính toán tiến hành trên cơ sở các số liệu thực nghiệm [13].

- Vận tốc tại tâm miệng chụp v_0 và vận tốc trung bình v (m/s) của chụp bảo đảm tại điểm A - mép trên mặt phẳng nguồn toả vận tốc v_{xy} phải lớn hơn vận tốc phân bố khí độc hại (hình 8.3):



Hình 8.3. Sơ đồ tính toán chụp hút

$$v_o = \frac{v_{xy}}{\frac{v_y}{v_o} - 0,1 \frac{\bar{x}^2}{\bar{x}_o^2 (\bar{y}_1 + 0,27) \sqrt{\bar{h}}}} \quad (8.6)$$

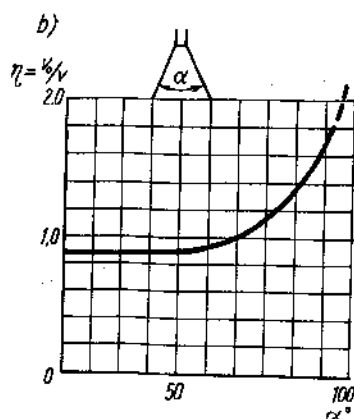
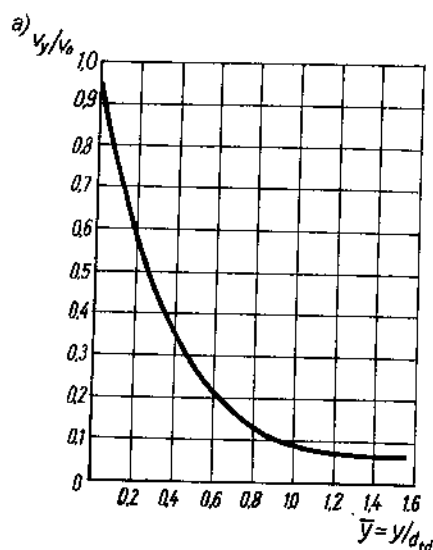
$$v = \eta v_o \quad (8.7)$$

trong đó: v_y/v_o - vận tốc tương đối xác định theo đồ thị phụ thuộc \bar{y} (hình 8.4a); v_y - vận tốc tại khoảng cách y_1 từ miệng chụp đến độ cao nguồn toả; \bar{x}, \bar{y}_1 - toạ độ của điểm xác định vận tốc v_{xy} ; \bar{x}_o, \bar{h} - khoảng cách tương đối từ trục chụp đến mép chụp (\bar{x}_o) và chiều cao tương đối của chụp (\bar{h}); η - hệ số điều chỉnh xác định theo đồ thị phụ thuộc góc mở của chụp α (hình 8.4b).

Các trị số $\bar{x}_o, \bar{x}, \bar{y}_1$ và \bar{h} xác định như sau:

$$\bar{x}_o = x_o / d_{td}; \quad \bar{x} = x / d_{td}; \quad \bar{y}_1 = y_1 / d_{td}; \quad \bar{h} = h / d_{td}$$

trong đó: d_{td} - đường kính tương đương của miệng chụp tiết diện chữ nhật cạnh a, b : $d_{td} = 2ab/(a+b)$; x, y_1 - khoảng cách ngang từ trục chụp đến mép nguồn toả (x) và khoảng cách đứng từ miệng chụp đến độ cao nguồn toả (y_1).



Hình 8.4. Đồ thị xác định

a) vận tốc dọc trục tương đối (v_y/v_o); b) vận

tốc tâm chụp tương đối (v_o/v) phụ thuộc góc mở của chụp (α)

• Lưu lượng không khí hút (m^3/h):

$$L = 3600 \text{ vab} \quad (8.8)$$

Ví dụ 8.1. Xác định lưu lượng hút của chụp hút luồng khí không xác định hướng. Biết: bể sơn chi tiết kích thước $A \times B = 1 \times 0,8m$; vận tốc phân bố của khí sơn $0,15m/s$; vận tốc hút tại mặt bể $v_{xy} = 0,25m/s$ (tại mép - điểm A); kích thước chụp nhận lớn hơn kích thước bể mỗi phía $0,2m$: $a \times b = 1,4 \times 1,2m$; chiều cao từ mép bể đến chụp $0,7m$; góc mở của chụp $\alpha = 60^\circ$; chiều cao $h = 1,21m$.

- Đường kính tương đương của chụp và các trị số tương đối:

$$d_{td} = \frac{2.1.4.1.2}{1.4 + 1.2} = 1.29m$$

$$x_o = \frac{0.7}{1.29} = 0.54 \quad ; \quad \bar{x} = \frac{0.5}{1.29} = 0.39 \quad ; \quad \bar{y}_1 = \frac{0.7}{1.29} = 0.54 \quad ; \quad \bar{h} = \frac{1.21}{1.29} = 0.94$$

- Theo đồ thị hình 8.4a ứng với $\bar{y} = 0.54$ tra $v_y / v_o = 0.24$.

Xác định vận tốc tại tâm chụp theo công thức (8.6):

$$v_o = \frac{0.25}{0.24 - 0.1 \frac{0.39^2}{0.54^2 (0.54 + 0.27) \sqrt{0.94}}} = 1.44 \text{ m/s}$$

- Theo đồ thị hình 8.4b ứng với $\alpha = 60^\circ$ tra $\eta = 1.0$.

Xác định vận tốc trung bình tại miệng chụp theo công thức (8.7):

$$v = 1.0 \cdot 1.44 = 1.44 \text{ m/s}$$

- Lưu lượng hút xác định theo công thức (8.8)

$$L = 3600.1.44.1.4.1.2 = 8710 \text{ m}^3/\text{h}$$

8.3.2. Tính toán chụp hút trong trường hợp luồng đẳng nhiệt có hướng xác định

Chụp hút trong trường hợp này cần tương ứng với kích thước của luồng đẳng nhiệt, và phải hút thể tích không khí cuốn vào luồng (ví dụ luồng thổi mù sơn khi sơn phun chế liệu).

Tính toán thực hiện với các công thức thực nghiệm đối với luồng tự do đẳng nhiệt (chương 2 - mục 2.2.1.1).

8.3.2.1. Luồng xuất phát từ miệng tròn và vuông

- Đường kính của chụp (m)

$$d \geq d_o \cdot 6.8 \left[\frac{ay}{d_o} + 0.145 \right] \quad (8.9)$$

- Lưu lượng hút (m^3/h):

Nếu $y > 4 d_o$:

$$L = L_o \cdot 4.36 \left[\frac{ay}{d_o} + 0.145 \right] \quad (8.10)$$

Nếu $y < 4 d_o$:

$$L = L_o \cdot \left\{ 1 + 1.52 \frac{ay}{d_o} + 5.28 \left[\frac{ay}{d_o} \right]^2 \right\} \quad (8.10a)$$

Trong các công thức trên: L_o , d_o - lưu lượng (L_o), m^3/h và đường kính (d_o), m ban đầu của luồng; a - hệ số rối (nhận bằng 0,1 đối với miệng thổi thông thường); y - khoảng cách từ tiết diện ban đầu của luồng đến chụp, m .

8.3.2.2. Luồng xuất phát từ miệng chữ nhật dạng khe (luồng phẳng)

- Chiều rộng của chụp (m)

$$b = b_o \left[4,8 \frac{ay}{b_o} + 1 \right] \quad (8.11)$$

- Lưu lượng hút (m^3/h)

Nếu $y > 4d_{td}$:

$$L = L_o 1,7 \sqrt{\frac{ay}{b_o} + 0,205} \quad (8.12)$$

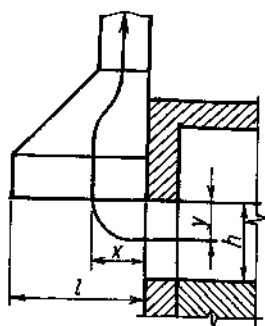
Nếu $y < 4d_{td}$:

$$L = L_o \left[1 + 0,86 \frac{ay}{b_o} \right] \quad (8.12a)$$

Trong các công thức trên: d_{td} - đường kính tương đương của miệng xuất phát từ luồng phẳng, m ; b_o - chiều rộng ban đầu của luồng, m .

8.3.3. Tính toán chụp hút mái đua tại cửa lò

Chụp hút mái đua có cấu tạo hợp lý thường không đối xứng (hình 8.5).



Hình 8.5. Chụp hút mái đua tại cửa lò

Nội dung tính toán bao gồm việc xác định kích thước miệng chụp và lưu lượng hút của chụp. Kích thước của chụp phải tương ứng với kích thước của luồng tự do tại vị trí luồng bị uốn cong.

- Vận tốc trung bình của khí thoát ra từ cửa lò:

$$v_{tb} = \mu \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_l}} \quad (8.13)$$

trong đó: Δp - áp suất thừa trung bình bên trong lò, Pa; ρ_l - mật độ của khí (ứng với nhiệt độ của lò), kg/m^3 ; μ - hệ số lưu lượng (bằng 0,65).

- Áp suất thừa trung bình tại cửa lò:

$$\Delta p = p_o + \frac{p_l}{2} \quad (8.14)$$

trong đó: p_o , p_l - áp suất thừa tại đáy lò, bằng áp suất trong phòng (p_o) và áp suất tại độ cao mép trên của cửa lò (p_l), Pa.

$$p_l = gh(\rho_T - \rho_l)$$

(h - chiều cao cửa lò, m; ρ_T - mật độ không khí trong phòng, kg/m^3).

- Khoảng cách ngang từ thành lò đến chỗ cắt nhau của trục luồng bị uốn cong với mặt phẳng của miệng chụp x , (m):

$$\bar{x} = \sqrt[4]{\frac{\bar{y}^4}{0,18 Ar^4 a^3 \left[\frac{T_l}{T_T} \right]}} \quad (8.15)$$

trong đó: \bar{x} , \bar{y} - khoảng cách tương đối; Ar - chuẩn số Acsimet đặc trưng cho luồng khí thoát ra từ cửa lò; a - hệ số rối của luồng (nhận bằng 0,1).

$$\bar{x} = \frac{x}{d_{td}}; \quad \bar{y} = \frac{y}{d_{td}}$$

(d_{td} - đường kính tương đương, bằng $\sqrt{4bh/\pi}$; b , h - tương ứng là chiều rộng và chiều cao của lò, m; y - khoảng cách đứng từ tâm của lò đến miệng chụp, m).

$$Ar = \frac{gd_{td}}{v_{tb}^2} \frac{T_l - T_T}{T_T}$$

- Độ nhô ra của chụp (m)

$$l = x + \frac{b_x}{2} \quad (8.16)$$

trong đó: b_x - chiều rộng của luồng tại khoảng cách x so với miệng chụp, m.

Trị số b_x được xác định như sau.

- Đối với luồng thoát ra từ cửa vuông và gần vuông với $0,5 < h/b < 2$:

$$\bar{b}_x = 6,8a\bar{x} + 1 \quad (8.17)$$

- Đối với luồng thoát ra từ cửa có dạng khe:

$$\frac{b_x}{h} = 4,8a \frac{x}{h} + 1 \quad (8.17a)$$

- Chiều rộng b nhận lớn hơn chiều rộng của cửa lò 200mm.

- Lưu lượng khí qua cửa lò (m^3/h):

$$L_l = v_{lb} \cdot b \cdot 3600$$

- Lưu lượng hỗn hợp khí - không khí được hút vào chụp (m^3/h):

$$L = L_l + \left[1,52 + a \frac{x}{d_{td}} + 5,28 \left(a \frac{x}{d_{td}} \right)^2 \right] L_l \sqrt{\frac{T_T}{T_l}} \quad (8.18)$$

- Nhiệt độ hỗn hợp khí - không khí ($^{\circ}C$)

$$t_{hh} = \frac{G_l t_l + G_T t_T}{G_l + G_T} \quad (8.19)$$

trong đó: G_l , G_T - tương ứng là lưu lượng khí qua cửa lò và lưu lượng không khí trong phòng được hút vào chụp, kg/h: $G_l = L_l / \rho_l$; $G_T = (L - L_l) \rho_T$.

Chú thích: • Nhiệt độ hỗn hợp khí - không khí xác định từ công thức (8.19) không lớn hơn $300^{\circ}C$, hợp lý nhất vào khoảng $120 - 180^{\circ}C$. Nếu hút bằng cơ khí, tức dùng quạt (không làm nguội bằng nước) xuất phát từ độ bền của quạt t_{hh} không lớn hơn $80^{\circ}C$. Nếu t_{hh} lớn hơn trị số cho phép, lưu lượng không khí xung quanh - tức $(L - L_l)$ phải tăng để đạt giá trị:

$$G_T = \frac{G_l (t_l - t_{hh}^*)}{t_{hh}^* - t_l}$$

(t_{hh}^* - nhiệt độ hỗn hợp khí - không khí phù hợp với trị số cho phép).

8.4. CHỤP HÚT TRÊN THÀNH

- *Chụp hút trên thành* được sử dụng để hút khí và hơi tỏa từ bề mặt dung dịch trong bể. Đó là loại bể chứa hở (có bề mặt thoáng) chứa các loại dung dịch rất khác nhau và thường rất độc.

Dung dịch trong bể khi bay hơi lan tỏa vào phòng gây ô nhiễm không khí. Chất độc trong bể có thể tỏa ở dạng khí, hơi và "giọt rỗng". "Giọt rỗng" là những phần tử khí nằm trong vỏ lỏng, bốc lên trên khối dung dịch, thoát ra khỏi bể và vỡ ra, hoà trộn với không khí trong phòng.

Giải pháp hợp lý nhất về mặt thông gió là chụp kín bể, ví dụ như bao bọc chúng bằng vỏ dạng tủ hút và hút với lưu lượng đủ để ngăn chặn sự xâm nhập của khí độc vào phòng. Song ở góc độ công nghệ, hút như vậy không cho phép, vì thế trong thực tế thường sử dụng kiểu chụp hút dọc các thành bể ở dạng khe gọi là chụp hút trên thành.

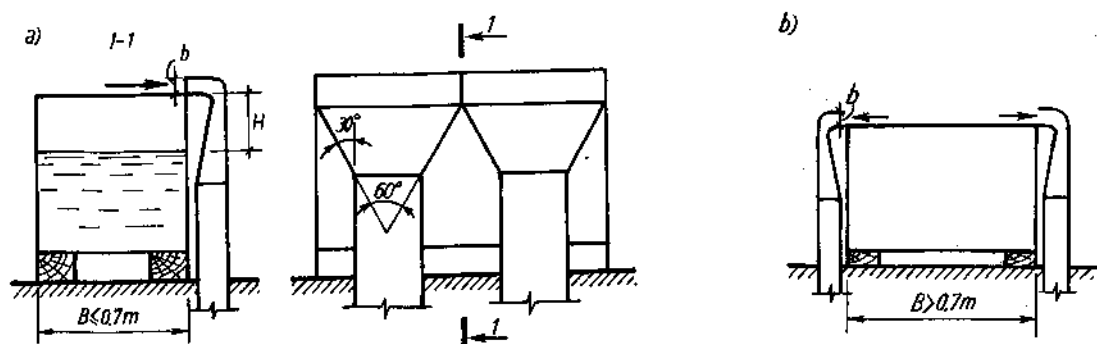
- Chụp hút trên thành có nhiều kiểu.

- Chụp hút 1 bên thành và chụp hút 2 bên thành;
- Chụp hút đơn giản nếu khe hút nằm trên mặt phẳng đứng và chụp hút treo nếu khe hút nằm trên mặt phẳng ngang;
- Đối với bể tròn hoặc lò giếng, hoặc khi cần thiết phải hút 4 bên thành, người ta dùng loại chụp hút vòng;
- Để tăng cường hiệu quả hút, người ta dùng loại chụp hút kết hợp với thổi. Hệ thống này còn được gọi là thổi không khí - chụp hút trên thành.

8.4.1. Chụp hút trên thành

8.4.1.1. Chụp hút trên thành và nguyên lý hoạt động

- Chụp hút trên thành đơn giản (hình 8.6) được sử dụng khi mức dung dịch trong bể cao. Khoảng cách từ chụp đến bề mặt dung dịch (H) không lớn hơn 80 - 150mm.



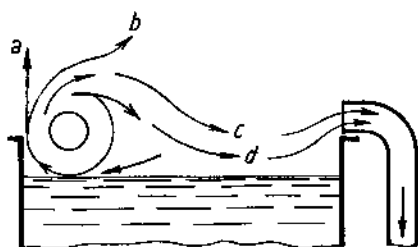
Hình 8.6. Chụp hút trên thành

a) một bên thành; b) hai bên thành

Nếu chiều rộng của bể (B) nhỏ hơn và bằng 0,7m dùng *chụp hút 1 bên thành* (hình 8.6a) đặt tại 1 thành dọc của bể. Nếu B lớn hơn 0,7m (đến 1m) dùng *chụp hút 2 bên thành* (hình 8.6b).

Ngoài kích thước (chiều rộng bể) vừa nêu thì kích thước và hình dạng của chế liệu cũng quan trọng: nếu chế liệu nhô lên trên bề mặt dung dịch trong bể thì dùng chụp hút 2 bên thành không phụ thuộc vào chiều rộng bể.

- Khi chụp hút hoạt động quá trình xảy ra bên trên bề mặt dung dịch nóng như sau. Các phân tử khí được nung nóng dưới tác dụng của lực nâng bốc lên trên bề mặt bể. Chụp hút trên thành cần tạo ra vận tốc ngang thắng vận tốc thẳng đứng của các phân tử khí bốc lên làm thay đổi chiều chuyển động và đưa chúng vào khe hút (hình 8.7).



Hình 8.7. Sơ đồ chuyển động của các phân tử khí bên trên mặt bể

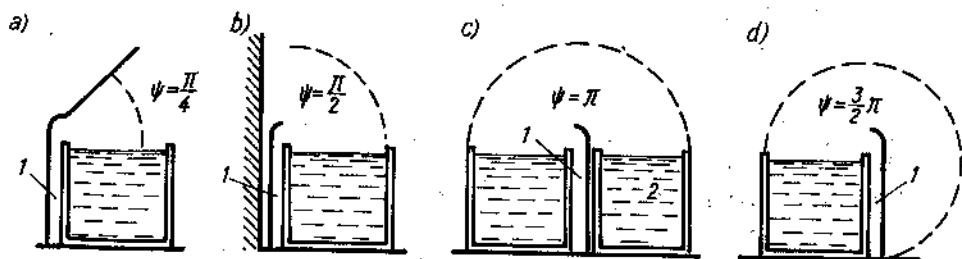
Khi chụp hút không hoạt động các phân tử khí gần thành đối diện với khe hút sẽ chuyển động thẳng đứng theo chiều mũi tên a. Nếu chụp hút hoạt động nhưng lưu lượng hút không đủ, các phân tử khí không được hút vào chụp mà chuyển động theo chiều mũi tên b. Các mũi tên c và d chỉ chiều chuyển động của các phân tử khí được hút vào chụp. Lưu lượng hút càng tăng thì quỹ đạo chuyển động của các phân tử khí càng hạ thấp và càng ép sát vào bề mặt dung dịch.

8.4.1.2. Tính toán chụp hút trên thành

Nhiệm vụ tính toán chụp hút là xác định lưu lượng hút cần thiết của chụp phụ thuộc vào kích thước và tính chất, nhiệt độ của dung dịch trong bể.

Đối với bể nóng lưu lượng hút được xác định theo công thức của Vivarelli I. L. phụ thuộc vào góc mở của luồng được hút - tức góc hút tự do giữa bề mặt dung dịch trong bể và mặt phẳng ngăn cách (tấm chắn, tường hay sàn).

Đối với bể có tấm chắn nghiêng góc mở của luồng $\psi = \pi/4$; bể đặt cạnh tường $\psi = \pi/2$; bể đặt cạnh bể không có chụp hút $\psi = \pi$ và bể đứng độc lập (riêng lẻ) $\psi = 3\pi/2$ (hình 8.8).



Hình 8.8. Góc mở của luồng được hút

a) bể có tấm chắn nghiêng; b) bể đặt cạnh tường; c) bể đặt cạnh bể không có chụp hút; d) bể đứng độc lập (riêng lẻ)

1. chụp hút; 2. bể

Bể được coi như bể nguội nếu nhiệt độ của dung dịch trong bể bằng nhiệt độ không khí trong phòng ($t_b = t_T$), và bể nóng - nếu $t_b > t_T$.

$$L = K_z K_T A \left[\psi \frac{T_b - T_T}{3T_T} g B^3 \right]^{1/2} / 3600 \quad (8.20)$$

trong đó: L - lưu lượng hút của chụp, m^3/h ; K_z, K_T - hệ số dự trữ phụ thuộc vào độ độc của khí (hơi) và vận tốc của không khí trong phòng (K_z) và hệ số hiệu chỉnh kể đến ảnh hưởng của sức hút từ các đầu của bể (K_T); T_b, T_T - nhiệt độ tuyệt đối của dung dịch trong bể (T_b) và của không khí trong phòng (T_T); K, B, l - chiều rộng (B) và chiều dài (l) của bể, m ; A - hệ số đặc trưng không thứ nguyên.

K_z bằng 1,5 - 1,75 đối với bể độc thông thường, bằng 1,75 - 2 đối với bể độc đặc biệt. $K_T = (1 + B/4l)^2$ đối với chụp hút 1 bên thành, $K_T = (1 + B/8L)^2$ đối với chụp hút 2 bên thành.

A bằng 0,35 đối với chụp hút 1 bên thành, bằng 0,5 đối với chụp hút 2 bên thành.

Chiều rộng (hay chiều cao) khe hút b nhận bằng $0,1B$ nhưng không nhỏ hơn 50mm.

Ví dụ 8.2. Xác định lưu lượng hút của chụp hút trên thành bể khử dầu với các số liệu: $t_b = 80^\circ C$, $t_T = 22^\circ C$; $B = 0,9m$; $l = 1m$; bể đặt cạnh tường (góc mở của luồng được hút $\psi = \pi/2$).

• Nhận chụp hút 2 bên thành (vì chiều rộng bể $B = 0,9m$ lớn hơn $0,7m$) với chiều rộng (chiều cao) khe hút $b = 0,1 \cdot 0,9 = 0,09$ (90mm)

$$K_z = 1,5.$$

$$K_T = \left[1 + \frac{0,9}{8 \cdot 1} \right]^2 = 1,24$$

$$A = 0,5.$$

• Lưu lượng hút:

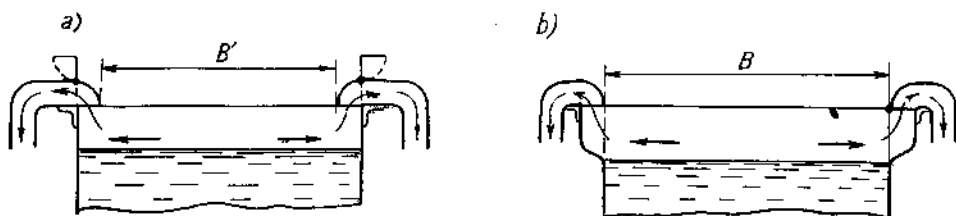
$$L = 1,5 \cdot 1,24 \cdot 0,5 \left[\frac{3,14}{2} \cdot \frac{80 - 22}{3(273 + 22)} \cdot 9,81 \cdot 0,9^3 \right]^{1/2} \cdot 1.3600 = 2870 m^3/h.$$

• Vận tốc hút tại khe ($F = 0,9 \cdot 1,2 = 0,18 m^2$):

$$v_h = \frac{2870}{3600 \cdot 0,18} = 4,4 m/s$$

8.4.2. Chụp hút treo

• Chất độc hại toả từ bể càng độc thì chụp hút càng phải hạ thấp gần với bề mặt dung dịch để cho chất độc hại không xâm nhập vào vùng hô hấp của công nhân. Trường hợp này sử dụng *chụp hút treo*, tức chụp hút vượt qua thành bể và quay về phía mặt bể (hình 8.9).



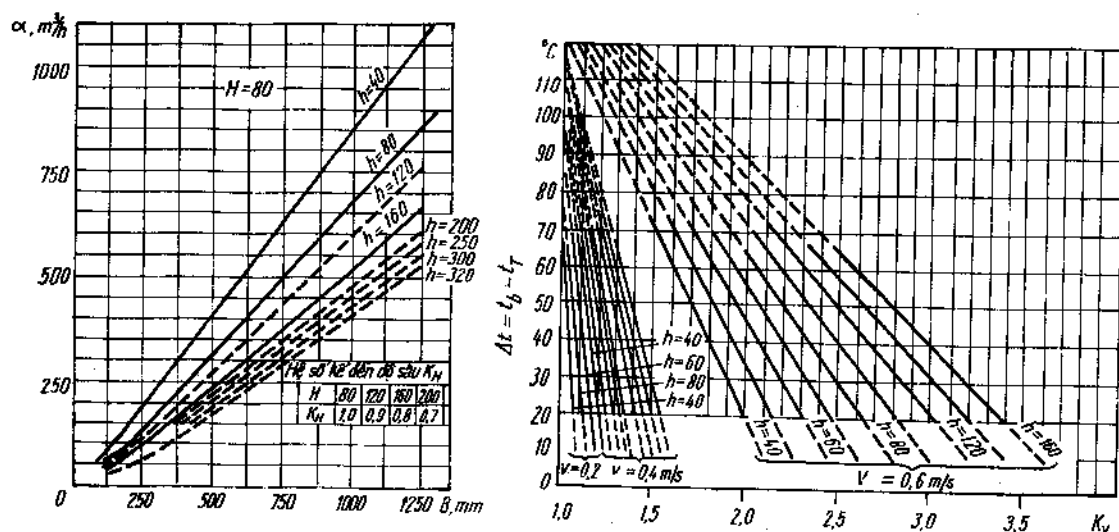
Hình 8.9. Chụp hút tràn

a) sơ đồ kiểu tấm chắn (đũa); b) "biến dạng" bể để giữ chiều rộng công tác

Chụp hút tràn yêu cầu lưu lượng không lớn, đặc biệt khi mức dung dịch thấp (150 - 300mm và lớn hơn - so với mép trên của bể).

Để loại trừ khả năng làm giảm chiều rộng của bể, cấu tạo của bể khi lắp chụp hút tràn có thể từ kiểu thông thường với tấm chắn (đũa) trên bản lề (với chiều rộng B' - hình 8.9a) "biến dạng" theo kiểu giữ nguyên chiều rộng (B - như khi không chụp hút - hình 8.9b).

• Tính toán chụp hút tràn theo phương pháp của Baranov M.M. được thực hiện nhờ đồ thị được lập trên cơ sở nghiên cứu thực nghiệm đối với chụp hút đơn giản và chụp hút tràn (ví dụ hình 8.10 - đối với chụp hút tràn 2 thành).



Hình 8.10. Đồ thị tính toán chụp hút tràn

a) xác định lưu lượng riêng α ; b) xác định hệ số hiệu chỉnh K_v

Đồ thị (hình 8.10a) cho ta phụ thuộc của lưu lượng riêng α vào chiều rộng của bể B , chiều cao phổ khí (hơi) h và khoảng cách từ mức dung dịch đến mép trên của bể H .

- Lưu lượng riêng α (m^3/h trên 1m dài) quy về cho căn bậc 3 của hiệu số nhiệt độ giữa dung dịch trong bể và không khí trong phòng ($\sqrt[3]{\Delta t}$, trong đó $\Delta t = t_b - t_T$).

- Chiều rộng tính toán của bể: $B' = B - 2b$ (hình 8.9a, trong đó b - chiều rộng của khe hút) hoặc B (hình 8.9b).

- Chiều cao phổ khí (hơi) phụ thuộc độ dốc của khí (hơi): độ dốc càng cao, trị số h càng thấp - trong khoảng 40 - 160mm (phụ lục 14).

- Khoảng cách (độ sâu) H với mục đích giảm lưu lượng hút nhận đối với chụp hút treo 1 và 2 thành không lớn hơn 120 - 200mm.

$$L = \alpha \sqrt[3]{t_b - t_T} K_H K_V \quad (8.21)$$

trong đó: K_H, K_V - hệ số hiệu chỉnh kể đến ảnh hưởng của độ sâu của mức dung dịch trong bể (K_H) và vận tốc không khí trong phòng (K_V).

K_H nhận phụ thuộc vào H (hình 8.10a).

K_V phụ thuộc vào vận tốc không khí trong phòng (v , m/s), xác định theo đồ thị (hình 8.10b).

Nếu hiệu số nhiệt độ $t_b - t_T$ nhỏ hoặc $t_b = t_T$ nhận $t_b - t_T = 10^\circ\text{C}$.

Chú thích: • Nếu dùng chụp hút treo 2 thành lưu lượng hút theo kết quả tính toán sẽ nhỏ hơn so với dùng chụp hút treo 1 thành.

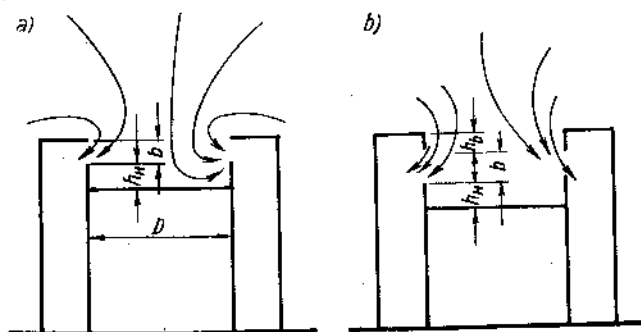
• Phương pháp tính toán của Baranov M.M. cũng được áp dụng đối với chụp hút trên thành đơn giản.

Đồ thị tính toán chụp hút trên thành đơn giản (1 bên thành và 2 bên thành) và chụp hút treo (1 thành và 2 thành) xem tài liệu tham khảo [17].

8.4.3. Chụp hút vòng

• *Chụp hút vòng* được cấu tạo dạng khe liên tục theo chu vi bể (hay nguồn độc hại) có nhiệt độ cao.

Sử dụng chủ yếu 2 kiểu chụp hút vòng (hình 8.11):



Hình 8.11. Sơ đồ chụp hút vòng
a) khe tại mép trên của bể; b) khe thấp hơn mép trên của bể

- Kiểu mép trên của khe hút đồng thời là mép trên của bể (thành chụp) (hình 8.11a);
- Kiểu mép trên của khe hút nằm thấp hơn một ít so với mép trên của bể (thành chụp) (hình 8.11b).

• Chuyển động của không khí vào chụp hút vòng từ các phía. Đặc điểm của chụp hút vòng là dòng không khí chuyển động dọc trục bể hướng thẳng đứng từ trên xuống dưới như đối với chụp hút 2 bên thành của bể chữ nhật. Trường hợp chụp hút vòng ở độ cao 0,2 - 0,25m so với bề mặt dung dịch trong bể thì dòng sẽ thu nhỏ tiết diện, tại đó vận tốc dọc trục đạt trị số cực đại. Mức độ thu nhỏ tiết diện của dòng và trị số vận tốc cực đại phụ thuộc vào các thông số hình học của chụp hút vòng. Thông số chính ảnh hưởng đến sự phân bố vận tốc trong dòng thẳng đứng là chiều cao của mép dưới của khe hút so với mức dung dịch trong bể (h_H).

Đối với *chụp hút không có vành chắn* (hình 8.11a) trị số chính ảnh hưởng đến dòng không khí được hút là h_H . Chiều cao khe b thực tế không ảnh hưởng. Thông số hình học xác định đặc trưng cho sự phân bố vận tốc trong dòng đứng là độ cao tương đối:

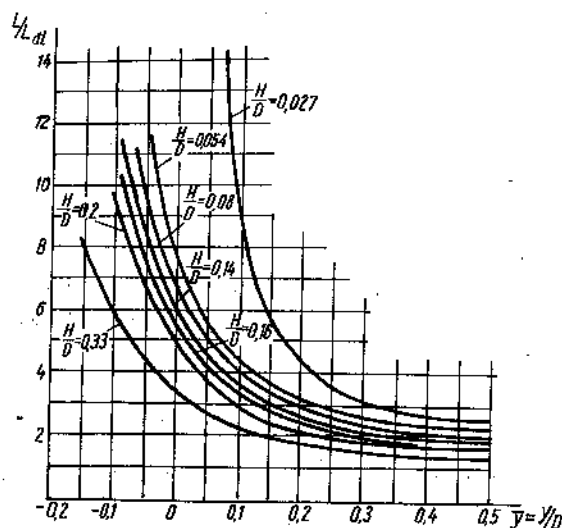
$$\bar{H} = \frac{H}{D} = \frac{h_H + \frac{b}{2}}{D} \quad (8.22)$$

trong đó: D - đường kính của bể.

Đối với *chụp hút có vành chắn* (hình 8.11b) trị số chính ảnh hưởng đến dòng không khí được hút là độ sâu của mép trên của khe chụp so với mép trên của bể (thành chụp) h_b . Mức độ ảnh hưởng của h_H trong trường hợp này không đáng kể và ngang bằng mức độ ảnh hưởng của chiều cao khe hút b . Trường hợp này thông số hình học xác định là:

$$\bar{H} = \frac{H}{D} = \frac{2h_b + \frac{h_H + b}{2}}{D} \quad (8.22a)$$

• *Tính toán chụp hút vòng* là xác định lưu lượng hút cần thiết để ngăn ngừa chất độc hại lan toả vào phòng. Để tính toán, sử dụng biểu đồ phụ thuộc của lưu lượng hút tương đối L/L_{dl} (L_{dl} - lưu lượng trong dòng đối lưu) vào độ cao nâng tương đối của dòng đối lưu (phổ độc hại) \bar{y} và thông số hình học xác định của chụp hút vòng \bar{H} (hình 8.12).



Hình 8.12. Phụ thuộc của lưu lượng hút tương đối L/L_{dl} vào độ cao nâng tương đối của dòng nhiệt \bar{y} và thông số hình học xác định của chụp hút vòng \bar{H} .

Các trị số \bar{H} và \bar{y} cho trước phụ thuộc vào điều kiện cụ thể như sau.

- Chiều cao của khe hút b là kích thước nền. Tỷ số H/D phải không nhỏ hơn 0,054, đồng thời $h_H \geq 2b$, $b/D = 0,04 - 0,16$.

Các trị số h_H , b , h_b được chọn xuất phát từ cấu tạo và công nghệ. Ví dụ $h_H \geq 2b$ nhằm tránh khả năng làm lạnh (hạ thấp nhiệt độ) bề mặt bể (nguồn tỏa) do ảnh hưởng của dòng không khí đi vào chụp hút.

- Chiều cao phổ độc hại (khoảng cách) y - giới hạn độ cao cho phép của chất độc hại hay $\bar{y} = y/D$ được xác định xuất phát từ nồng độ chất độc hại trong dòng đối lưu và vận tốc chuyển động của không khí trong phòng: $y = 40 - 160\text{mm}$.

Lưu lượng của chụp hút vòng được xác định bởi lưu lượng trong dòng đối lưu (lưu lượng này trong môi trường nhiệt phụ thuộc vào chiều cao phổ độc hại \bar{y} và tỷ số \bar{H}):

$$L = 155K \sqrt[3]{QF^2 l} \quad (8.23)$$

trong đó: K - hệ số ($K = L/L_{dl}$), là hàm số của $\bar{y} = y/D$ và $\bar{H} = H/D$; Q - lượng nhiệt tỏa từ bề (nguồn nhiệt) bằng đối lưu, W ; F , l - diện tích hình chiếu ngang của bề (nguồn nhiệt) (F), m^2 và độ cao nâng cực đại của chất độc hại từ bề mặt dung dịch (nguồn tỏa) (l), m .

Hệ số K xác định theo đồ thị (hình 8.12).

Lượng nhiệt Q trong dòng đối lưu:

$$Q = \alpha F \Delta t$$

trong đó: α - hệ số trao đổi nhiệt, $W/m^2 \cdot ^\circ C$; F - diện tích mặt bề (nguồn nhiệt), m^2 ; Δt - hiệu số nhiệt độ dung dịch - nguồn tỏa và nhiệt độ không khí trong phòng: $\Delta t = t_b - t_T$, $^\circ C$.

Ví dụ 8.3. Xác định lưu lượng hút của chụp hút vòng từ bể tròn đường kính $D = 1m$.
 $t_{dd} = 100^\circ C$; $t_T = 22^\circ C$.

- Chọn: $b = 0,06m$; $h_H = 0,2m$; $h_b = 0,1m$; $y = 0,08m$.
- Kiểm tra các thông số được chọn:

$$H = 2h_b + 0,5 (h_H + b) = 2 \cdot 0,1 + 0,5 (0,2 + 0,06) = 0,33m$$

$$H/D = \frac{0,33}{1} = 0,33 > 0,054; \quad b/D = \frac{0,06}{1} = 0,06 (0,04 < 0,06 < 0,16).$$

$$h_H = 0,2 > 2 \cdot 0,06 (h_H > 2b).$$

- $Q = \alpha F \Delta t = 3,26 \sqrt[4]{100 - 22} \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 1^2 \cdot (100 - 22) = 9,7 \cdot 0,785 \cdot 78 = 954W$
- $\bar{H} = H/D = 0,33$; $\bar{y} = y/D = \frac{0,08}{1} = 0,08$.

Theo đồ thị (hình 8.12) $K = 2,3$.

- $l = h_H + b + h_b + y = 0,2 + 0,06 + 0,1 + 0,08 = 0,44m$
- Lưu lượng hút của chụp:

$$L = 155K \sqrt[3]{QF^2} = 155.2,3 \sqrt[3]{594.0,785^2.0,44} = 1940 \text{ m}^3/\text{h}$$

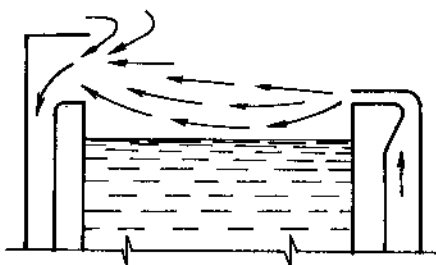
8.4.4. Rèm không khí - chụp hút trên thành

Đây là kiểu *chụp hút trên thành kết hợp với thổi*. Luồng không khí thổi từ khe mỏng suốt chiều dài bể đối diện với khe hút nhằm tạo vách ngăn (màn chắn) giữa bề mặt dung dịch và không khí xung quanh và hướng dòng khí - hơi độc chuyển động về phía khe hút.

Rèm không khí - chụp hút trên thành có thể có 2 kiểu: rèm phẳng trượt trên bề mặt dung dịch và rèm phẳng bên trên bề mặt dung dịch.

8.4.4.1. Rèm phẳng trượt trên bề mặt - chụp hút trên thành

- Rèm không khí được tạo thành do luồng thoát ra từ khe thổi trượt trên bề mặt dung dịch, bọc kín chất độc hại và đưa chúng vào phạm vi hoạt động của khe hút (hình 8.13).



Hình 8.13. Rèm phẳng trượt trên bề mặt - chụp hút trên thành

Hệ thống này được sử dụng khi ngoài lượng độc hại đáng kể toả ra từ bề mặt dung dịch, còn có lượng độc hại toả trong quá trình dỡ liệu, chuyển sản phẩm gia công từ bể này sang bể khác và khi không có vật cản làm lệch rèm không khí. Khi có vật cản rèm không khí, trên bề mặt dung dịch sẽ tạo sóng và tăng cường hiện tượng "cuốn giọt" vào chụp hút. Đó là nhược điểm của rèm phẳng trượt trên bề mặt - chụp hút trên thành.

Do không khí trong rèm tiếp xúc với bề mặt dung dịch được sấy nóng và gia ẩm (và do kết quả của lực nâng của khí nhẹ bốc lên từ bể) trong rèm không khí xuất hiện lực nâng làm cho rèm chuyển động với góc nhất định so với mặt bể. Để chụp hút làm việc hiệu quả, tức hút hết khí - hơi độc bốc lên từ bể thì vận tốc ngang của rèm không khí chuyển động vào khe hút phải lớn hơn vận tốc đứng được tạo thành do lực nâng.

- Tính toán rèm phẳng trượt trên bề mặt - chụp hút trên thành được thực hiện bằng các công thức luồng phẳng trượt trên mặt phẳng (2.9 và 2.9a và mục 2.2.1.2 mục nhỏ 3 - chương 2). Rèm phẳng trong trường hợp này coi như luồng phẳng chảy từ miệng có chiều rộng $2e$ (e - chiều rộng khe thổi) và với hệ số rối $a = 0,2$.

Khí tính toán vận tốc trung bình của rèm không khí trước khe hút c_x (m/s) ($c_x = 0,5v_x$, trong đó v_x - vận tốc trục) được nhận phụ thuộc vào chiều rộng của bể B (m) và nhiệt độ dung dịch trong bể t_b ($^{\circ}\text{C}$) như sau:

t_b	70 - 95	60	40	20
c_x	B	0,85B	0,75B	0,5B

Lưu lượng hút trong trường hợp $t_b < 70^{\circ}\text{C}$ được nhận bằng lưu lượng của rèm không khí đi vào khe hút, trường hợp $t_b > 70^{\circ}\text{C}$ lưu lượng hút lớn hơn lưu lượng của rèm đi vào khe hút 10 - 25% (bằng 1,1 - 1,25 lần). Lưu lượng đi vào khe hút là lưu lượng tại tiết diện cuối cùng của rèm (L_x) bằng tổng lưu lượng ban đầu - tại khe thổi L_o và lưu lượng không khí do rèm cuốn theo.

Chiều rộng (hay chiều cao) của khe thổi (e) không nhỏ hơn 5 - 7mm nhằm tránh hiện tượng tắc khe do chất bẩn bám vào và vận tốc thổi ban đầu (v_o) không lớn hơn 8 - 12m/s. Nếu vận tốc v_o lớn hơn trên bề mặt dung dịch sẽ tạo sóng. Lưu lượng thổi tối thiểu có thể đạt được ứng với chiều rộng tối thiểu của khe.

Chiều rộng (hay chiều cao) của khe hút (b) trong thực tế không có ý nghĩa. Nếu nó nhỏ hơn chiều dày của rèm không khí thì vận tốc hút trung bình tại khe (v_h) cần lớn hơn vận tốc trung bình của rèm (c_x) tương ứng để toàn bộ không khí trong rèm được hút qua khe. Vận tốc hút v_h cần lớn hơn 2 - 3 lần vận tốc c_x .

Phương pháp tính toán được trình bày ở ví dụ 8.4.

Ví dụ 8.4. Tính toán hệ thống rèm phẳng trượt trên bề mặt - chụp hút trên thành. Biết: kích thước bể B = 1,25m; $l = 2\text{m}$; nhiệt độ dung dịch trong bể $t_b = 95^{\circ}\text{C}$.

• Nhận vận tốc trung bình tại tiết diện cuối cùng của rèm phẳng (trước khe hút), với $t_b = 95^{\circ}\text{C}$:

$$c_x = B = 1,25\text{m/s}$$

Nhận chiều rộng (chiều cao) của khe thổi (bằng 0,01 - 0,015 chiều rộng của bể nhưng không nhỏ hơn 5 - 7mm):

$$e = 0,012B = 0,012 \cdot 1,25 = 0,015\text{m}.$$

• Xác định vận tốc trục tại tiết diện cuối cùng của rèm phẳng (v_x) và vận tốc ban đầu tại khe thổi (v_o):

$$c_x = 0,5v_x \rightarrow v_x = 2c_x = 2 \cdot 1,25 = 2,5\text{m/s}$$

$$\frac{v_x}{v_o} = \frac{1,2}{\sqrt{\frac{ax}{e} + 0,41}} = \frac{1,2}{\sqrt{\frac{0,2 \cdot 1,25}{0,015} + 0,41}} = 0,290$$

$$\rightarrow v_o = \frac{v_x}{0,290} = \frac{2,5}{0,290} = 8,6\text{m/s}.$$

- Lưu lượng thổi;

$$L_t = v_o \cdot e \cdot l \cdot 3600 = 8,6 \cdot 0,015 \cdot 2 \cdot 3600 = 929 \text{ m}^3/\text{h}$$

- Lưu lượng của rèm không khí tại tiết diện cuối (trước khe hút) (L_x) và lưu lượng hút (L_h):

$$\frac{L_x}{L_o} = 1,2 \sqrt{\frac{ax}{2} + 0,41} = 1,2 \sqrt{\frac{0,2 \cdot 1,25}{0,015} + 0,41} = 4,96$$

$$\rightarrow L_x = L_o \cdot 4,96 = 929 \cdot 4,96 = 4608 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$L_h = 1,15 L_x = 1,15 \cdot 4608 = 5300 \text{ m}^3/\text{h}$$

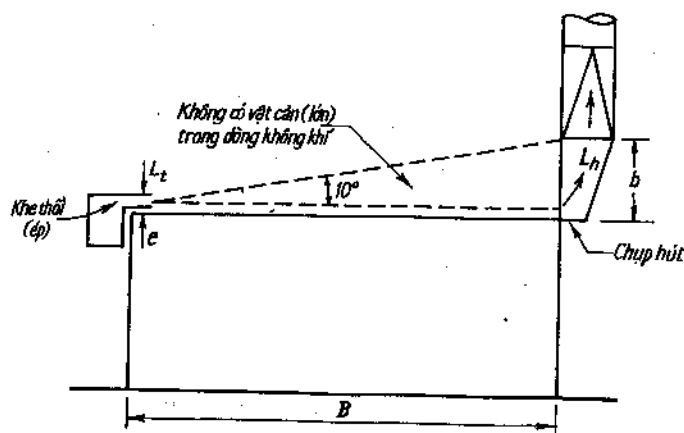
- Nhận vận tốc trung bình tại khe hút v_h (bằng 2-3 lần c_x) và xác định chiều rộng (chiều cao) khe hút:

$$b = \frac{L_h}{3600 c_x 3l} = \frac{5300}{3600 \cdot 1,25 \cdot 3 \cdot 2} = 0,196 \text{ m} \approx 0,2 \text{ m}$$

\rightarrow Nhận $b = 200 \text{ mm}$.

8.4.4.2. Rèm phẳng bên trên bề mặt - chụp hút trên thành

- Rèm không khí có thể nằm bên trên sản phẩm khi lấy từ trong dung dịch có bề mặt thấp trong bể. Nếu do cấu tạo hay vì lí do nào khác, khe thổi không thể đặt ở độ cao cần thiết thì rèm có thể có góc thổi β nào đó (hình 8.14).



Hình 8.14. Hệ thống rèm phẳng bên trên bề mặt - chụp hút trên thành (chụp hút kéo - đẩy)

Hệ thống này được sử dụng trong trường hợp lượng độc hại toả đáng kể khi lấy sản phẩm từ trong bể ra. Đặc điểm của hệ thống là rèm không khí gắn với khe hút, không tiếp xúc với bề mặt dung dịch trong bể. Thể tích của khoảng không khép kín bên dưới rèm không ảnh hưởng đến kích thước của rèm.

- Hệ thống rèm phẳng bên trên bề mặt - chụp hút trên thành còn có tên gọi *chụp hút kéo - đẩy*. Tính toán có thể theo phương pháp rút gọn của Hội Thông gió công nghiệp Hoa Kỳ [32] như sau.

- Lưu lượng hút;

$$L_h = 30 - 45 \text{ m}^3/\text{ph trên } 1 \text{ m}^2 \text{ diện tích mặt bể} \quad (8.24)$$

phụ thuộc vào nhiệt độ của dung dịch, lực hút ngang, mức độ khuấy trộn....

- Chiều cao khe hút:

$$b = B \text{ tg} 10^\circ = 0,18B \quad (8.25)$$

(góc thổi, hay góc mở rộng của rèm không khí $2\beta = 10^\circ$)

- Lưu lượng thổi:

$$L_t = \frac{L_h}{Bk} \quad (8.26)$$

trong đó: L_t, L_h - tính bằng m^3/h ; B - tính bằng m; k - hệ số hút, không thứ nguyên

Hệ số k phụ thuộc vào chiều dài của rèm (tức chiều rộng bể B), m như sau:

B	0-2,5	2,5 - 5	5 - 7,5	> 7,5
k	2,0	1,4	1,0	0,7

- Chiều cao khe thổi (e) sao cho vận tốc tại khe v_0 trong khoảng 5 - 10m/s.

8.5. HOA SEN KHÔNG KHÍ

8.5.1. Hoa sen không khí và điều kiện sử dụng

• Hoa sen không khí được sử dụng như hệ thống thổi cục bộ nhằm bảo đảm các thông số vi khí hậu (t, ϕ, v) cần thiết để cải thiện điều kiện làm việc của người công nhân tại các vị trí nguy hiểm như nhiệt độ cao, nồng độ độc hại lớn.

Hiệu quả đặc biệt khi sử dụng hoa sen không khí tại những vị trí thao tác chịu bức xạ như lò nung, lò sấy, các công đoạn liên quan đến đúc, gia công nóng kim loại v.v....

• Hoa sen không khí được sử dụng trong các trường hợp sau:

- Khi cường độ bức xạ lên vị trí thao tác của người công nhân lớn hơn hoặc bằng 350 W/m^2 ;

- Khi không khí tại vùng làm việc do dòng đối lưu nung nóng đến nhiệt độ lớn hơn nhiệt độ tối đa cho phép (xem chương 2 - mục 2.4.1.2);

- Khi tại vùng làm việc thực hiện quá trình công nghệ hở, hoặc không thể sử dụng chụp hút cục bộ nhằm bảo đảm nồng độ thấp hơn hoặc đạt nồng độ giới hạn cho phép.

Ngoài vị trí thao tác thường xuyên, hoa sen không khí còn được dùng để thổi đến các vị trí nghỉ giải lao trong thời gian ngắn trong quá trình làm việc của người công nhân.

Cường độ bức xạ tại vị trí thao tác (W/m^2) cách bề mặt bức xạ khoảng cách $x(\text{m})$ được xác định bằng công thức:

$$q_x = q_0 k_1 \quad (8.27)$$

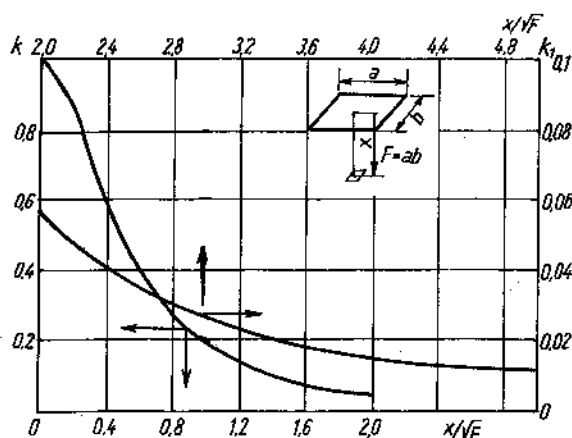
trong đó: q_0 - cường độ bức xạ ban đầu (tại bề mặt bức xạ - cửa lò), W/m^2 ; k_1 - hệ số bức xạ kể đến khoảng cách x từ vị trí thao tác đến bề mặt bức xạ.

Lượng nhiệt bức xạ q_0 xác định theo công thức:

$$q_0 = C \left[\frac{273 + t_l}{100} \right]^4 k \quad (8.28)$$

trong đó: C , t_l , k - như đối với công thức 3.27 (hoặc 3.27a) (chương 3 - mục 3.2.4.3 mục nhỏ 2).

Hệ số bức xạ k_1 phụ thuộc vào tỉ số khoảng cách x và kích thước bề mặt bức xạ (cửa lò), tức x/\sqrt{F} , trong đó F - diện tích bề mặt bức xạ. Trị số k_1 xác định theo đồ thị (hình 8.15).



Hình 8.15. Đồ thị xác định hệ số bức xạ k_1 phụ thuộc vào x/\sqrt{F}

8.5.2. Các thông số khí hậu của hoa sen không khí. Lắp đặt, cấu tạo hoa sen không khí

8.5.2.1. Các thông số khí hậu của hoa sen không khí

Các thông số vi khí hậu tại vị trí thao tác mà hoa sen không khí phải đáp ứng bao gồm nhiệt độ (t), vận tốc chuyển động của không khí (v) và có thể độ ẩm (trong phạm vi nhất định - ϕ). Đây là các thông số của luồng tại vị trí làm việc được đánh giá và chọn qua nhiệt độ hiệu quả tương đương $t_{hqlđ}$ (chương 1 - mục 1.4.2.2) hoặc có thể tham khảo các số liệu sau (bảng 8.1) [2]

Bảng 8.1. Các thông số vi khí hậu (t , v) của hoa sen không khí

Loại lao động	Mùa đông		Mùa hè	
	t , °C	v , m/s	t , °C	v , m/s
Nhẹ	18 - 24	1 - 3	20 - 30	3-5
Nặng	16 - 22	2-4	18-28	4-6

Tuy nhiên trong trường hợp vị trí thao tác chịu bức xạ $q_x \geq 350 \text{ W/m}^2$, nhiệt độ và vận tốc hoa sen không khí phụ thuộc vào trị số q_x . Cường độ bức xạ q_x càng lớn thì nhiệt độ (t) càng giảm và vận tốc (v) càng tăng.

8.5.2.2. Các loại hoa sen không khí - Lắp đặt và cấu tạo

Hoa sen không khí có thể được lắp đặt ở dạng hệ thống cố định hoặc thiết bị hoa sen không khí di động.

- *Thiết bị hoa sen không khí di động* thổi không khí tuần hoàn bên trong phân xưởng, được chia làm 2 loại:

- *Thiết bị hoa sen không khí di động làm lạnh không khí.* Thiết bị này làm lạnh và lọc không khí tuần hoàn. Một trong những thiết bị như thế do Baturin V.V. và Sepelev I.A. nghiên cứu cấu tạo, có các thông số kỹ thuật như sau. Lưu lượng không khí 4500 - 6000 m^3/h với lớp vật liệu rỗng và các khâu sứ, 2500 - 3500 m^3/h với lớp vật liệu hình cầu, sỏi và các lớp vật liệu có sức cản thủy lực lớn, ứng với số vòng quay của quạt 960 - 1450 v/ph. Lưu lượng nước để làm lạnh đoạn nhiệt 0,25 - 0,3 kg/kg không khí. Với thể tích nước trong thùng chứa 200 lít, thiết bị có thể làm việc 8 - 10 giờ.

- *Thiết bị quạt mát.* Đó là các quạt trục có kích thước cánh khác nhau. Quạt trục đường kính 800mm động cơ nối cùng trục có bộ phận tự động quay quạt với góc đến 60° 11 lần trong 1 phút. Quạt này có độ dài của luồng 20 mét, đường kính miệng thổi 675mm và lưu lượng 24000 m^3/h . Lưu lượng của thiết bị quạt mát thường 4500 - 30000 m^3/h làm mát không khí bằng nước do vòi phun xung quanh vành quạt với áp suất 2 - 3 kg/cm^2 . Ở một số quạt, người ta còn phun mù nước không phải bằng bơm mà bằng sức li tâm của bản thân cánh quạt.

Cấu tạo của thiết bị hoa sen không khí di động làm mát không khí và quạt mát xem các tài liệu tham khảo [2, 4, 6, 31...].

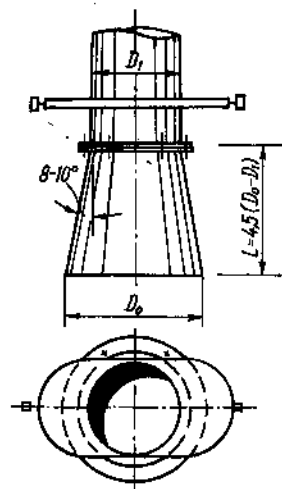
- *Hệ thống hoa sen không khí cố định* với các miệng thổi có thể thổi đứng từ trên cao xuống, thổi ngang hoặc thổi xiên góc.

- *Loại thổi đứng từ trên xuống* có thể là hoa sen không khí kiểu luồng rơi hoặc thổi với miệng loa thông thường 1 tầng hoặc nhiều tầng.

Hoa sen không khí kiểu luồng rơi là hệ thống hoa sen thổi luồng không khí đứng từ trên xuống vị trí thao tác của người công nhân ở khoảng cách tối thiểu có thể thực hiện được với tiết diện lớn và vận tốc bé (xem cấu tạo [4, 26, 27]). Đường kính của luồng được chọn thế nào để phần trên của thân người nằm trong đoạn đầu của luồng.

Miệng thổi loa là kiểu ống mở rộng từ từ (hình 4.5a2, 4.5a3). Loa đơn (1 tầng) với góc mở 8 - 10° (hình 8.16) cho ta hệ số $a = 0,09$ (xem chương 2 - mục 2.2.1.1 mục nhỏ 1). Loa 3 tầng có cấu tạo và kích thước tùy thuộc vào đường kính ống nối (hình 4.6a).

Thổi đứng có nhược điểm là phạm vi phục vụ của luồng cố định và bị hạn chế.

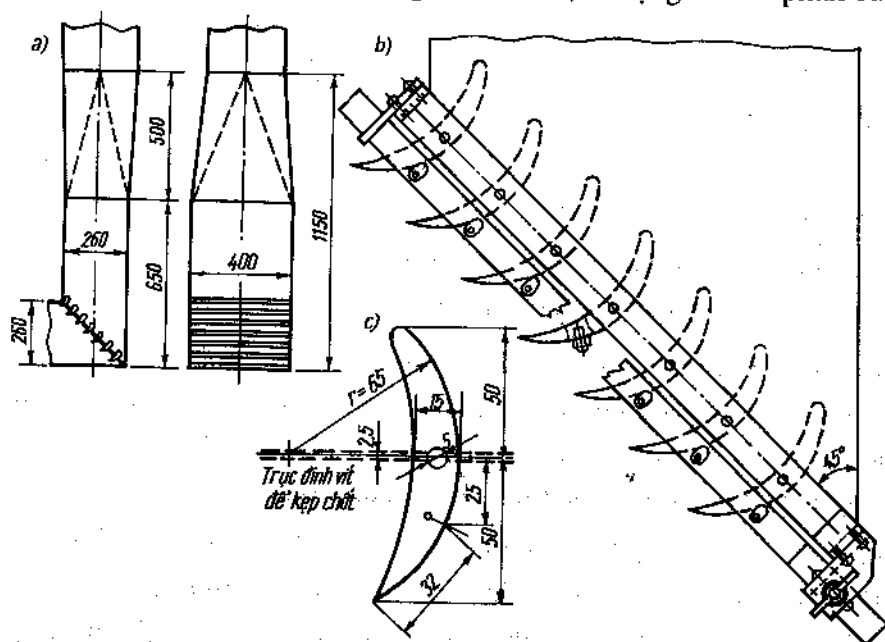


Hình 8.16. Miệng thổi loa đơn (1 tầng)

- Khi phải xê dịch vị trí trong quá trình thao tác, phải *thổi ngang* hoặc *thổi xiên*. Trường hợp này miệng thổi phải có cấu tạo sao cho có thể thay đổi chiều cao và hướng thổi, tức miệng thổi có khả năng xê dịch dọc theo trục ống nối hoặc quay quanh trục một góc nào đó.

Thổi ngang và thổi xiên có ưu điểm là phạm vi phục vụ của luồng lớn hơn so với thổi đứng. Nhưng khi thổi ngang, miệng thổi phải đặt ở vị trí thấp hơn đầu người, và ở độ cao ấy không phải lúc nào cũng thực hiện được vì vướng thiết bị máy móc và ảnh hưởng lối đi lại trong phân xưởng. Do đó tiện lợi nhất là đặt miệng thổi ở độ cao (1,8 - 2,0m) so với mặt sàn và thổi xiên.

• Hệ thống hoa sen không khí cố định thổi ngang và thổi xiên thường sử dụng *miệng thổi Baturin* với các lá hướng dòng di động (hình 8.17). Miệng thổi là phần cuối của ống



Hình 8.17. Miệng thổi Baturin với lá hướng dòng di động

a) dạng chung của miệng thổi; b) lá hướng dòng; c) chi tiết lá hướng dòng

nổi tiết diện chữ nhật (cũng có thể ống nổi tiết diện tròn) cắt vát dưới góc 45° . Tại vị trí vát của ống, các lá hướng dòng được cố định bằng khớp vào các thanh viền của miệng thổi và gá với cần di động tạo thành một hệ thống sao cho khi cần di động tất cả các lá hướng dòng quay cùng một góc xung quanh khớp nối. Góc của luồng đạt được trong giới hạn rộng nhờ góc quay của lá hướng dòng.

8.5.3. Tính toán hoa sen không khí

8.5.3.1. Cơ sở tính toán hoa sen không khí

Khi tính toán hoa sen không khí, ta phân biệt 2 trường hợp:

- Hoa sen không khí thổi không khí ngoài không qua xử lí làm mát;
- Hoa sen không khí thổi không khí ngoài được xử lí làm lạnh (có thể bằng phương pháp bay hơi đoạn nhiệt).

Trước khi tính toán cần xác định các thông số khí hậu tại vị trí thao tác: nhiệt độ, vận tốc và độ ẩm (nếu cần). Nếu hoa sen không khí được lắp đặt trong phân xưởng nóng thì cần xác định cường độ bức xạ lên vị trí thao tác. Trị số này là cơ sở tính toán vì nhiệt độ và vận tốc tại vị trí thao tác phụ thuộc vào nó, cùng với loại công việc (nhẹ, vừa, nặng). Trị số tin cậy nhất về cường độ bức xạ là các số liệu đo đạc thực tế. Tính toán cường độ bức xạ được tiến hành theo công thức và đồ thị (mục 8.5.1).

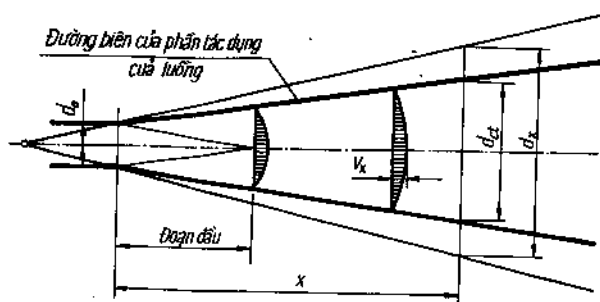
Kích thước của vùng tác dụng của hoa sen không khí, tức diện tích thổi được xác định từ điều kiện phân trên của thân người nhạy cảm nhất đối với tác động của bức xạ nhiệt.

Tính toán hoa sen không khí dựa trên cơ sở quy luật chuyển động của luồng tự do và nhằm xác định: vận tốc không khí tại miệng thổi (phụ thuộc vào khoảng cách từ miệng thổi đến vị trí thao tác), kích thước miệng thổi, kích thước luồng tại vị trí công tác cố định (thường là đường kính), lưu lượng thổi.

8.5.3.2. Đặc điểm áp dụng lí thuyết luồng tự do để tính toán hoa sen không khí

Khi thiết kế và lắp đặt hoa sen không khí ta không thể sử dụng toàn bộ chiều rộng (đường kính) của luồng trên toàn bộ chiều dài của luồng, vì phần luồng gần với biên luồng có vận tốc bằng hoặc có khi nhỏ hơn vận tốc không khí trong phòng. Vận tốc không khí trong phòng có thể đạt $0,5\text{m/s}$ (và trong trường hợp cá biệt có thể hơn). Do vậy khi tính toán hoa sen không khí, chiều rộng tác dụng của luồng không phải toàn bộ mà chỉ phần chiều rộng trung bình của luồng tự do.

- Dựa trên cơ sở đó, đường kính công tác d_{ct} (tại khoảng cách x - hình 8.18) sẽ nhỏ hơn đường kính của luồng (d_x). Tương ứng ta có tỉ lệ v_{ct} (tại tiết diện x) so với vận tốc trục v_x phụ thuộc vào tỉ lệ d_{ct}/d_x . Nhận tỉ lệ $d_{ct}/d_x = m$ và sử dụng đường cong phân bố vận tốc tại tiết diện ngang, có thể tìm được trị số m ứng với các tỉ lệ d_{ct}/d_x khác nhau có thể thay đổi từ 0 đến 1.



Hình 8.18. Sơ đồ luồng đối xứng áp dụng để tính toán hoa sen không khí.

Khi đó tương ứng với bảng 2.1 (chương 2) ta có tỉ lệ vận tốc trục v_x so với vận tốc ban đầu v_o bằng:

$$\frac{v_{ct}}{v_o} = \frac{0,48m}{\frac{ax}{d_o} + 0,145} \quad (8.29)$$

trong đó: a - hệ số rối của luồng phụ thuộc hình dạng miệng thổi (chú thích bảng 2.1); x - khoảng cách từ tiết diện đang xét đến miệng thổi; d_o - đường kính miệng thổi hoa sen không khí.

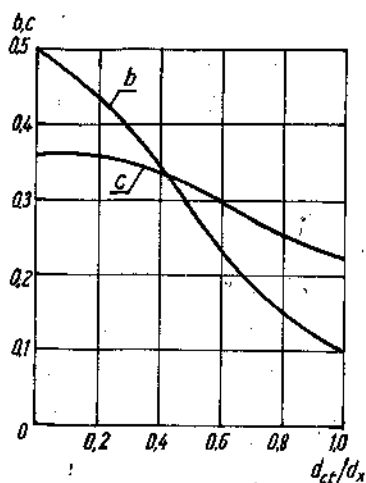
Kí hiệu tử số của công thức (8.29) là hệ số b , ta có:

$$\frac{v_{ct}}{v_o} = \frac{b}{\frac{ax}{d_o} + 0,145} \quad (8.30)$$

Và từ đó ta rút ra:

$$v_o = \left[\frac{v_{ct}}{b} \right] \left[\frac{ax}{d_o} + 0,145 \right] \quad (8.31)$$

Trị số hệ số $b = f(d_{ct}/d_x)$ xác định bằng đồ thị (hình 8.19).



Hình 8.19. Đồ thị xác định hệ số b và c

• Tương tự như vậy ta có thể thiết lập công thức xác định nhiệt độ (và nồng độ) t_o (và y_o) như sau:

$$\frac{t_{xq} - t_{ct}}{t_{xq} - t_o} = \frac{y_{xq} - y_{ct}}{y_{xq} - y_o} = \frac{0,35n}{\frac{ax}{d_o} + 0,145} \quad (8.32)$$

$$\frac{t_{xq} - t_{ct}}{t_{xq} - t_o} = \frac{y_{xq} - y_{ct}}{y_{xq} - y_o} = \frac{c}{\frac{ax}{d_o} + 0,145} \quad (8.33)$$

$$t_o = t_{xq} - \left[\frac{t_{xq} - t_{ct}}{c} \right] \left[\frac{ax}{d_o} + 0,145 \right] \quad (8.34)$$

Trong các công thức (8.32 - 8.34) $n = (t_{xq} - t_{ct}) / (t_{xq} - t_x)$; $c = 0,35n$ (xác định bằng đồ thị phụ thuộc d_{ct}/d_x - hình 8.19).

• Áp dụng các công thức trên, ta tính toán hoa sen không khí như sau (ví dụ 8.5).

Ví dụ 8.5. Vị trí công tác có kích thước $a \times b = 1 \times 1m$. Cường độ bức xạ $350W/m^2$. Hoa sen không khí cần bảo đảm vận tốc tại vị trí thao tác $v_{ct} = 2m/s$, nhiệt độ $t_{ct} = 22^\circ C$. Khoảng cách từ miệng thổi đến vị trí thao tác $x = 2,5m$. Nhiệt độ không khí ngoài $t_N = 29^\circ C$, nhiệt độ không khí bên trong phân xưởng $t_T = t_N + 2 = 31^\circ C$.

• Nhận miệng thổi là ống hình trụ $d_o = 400mm$. Hệ số rối $a = 0,08$.

• Đường kính tiết diện ngang của luồng d_x tại khoảng cách x so với miệng thổi:

$$\frac{d_x}{d_o} = 6,8 \left[\frac{ax}{d_o} + 0,145 \right] \rightarrow d_x = 6,8(ax + 0,145d_o)$$

$$d_x = 6,8 (0,08 \cdot 2,5 + 0,145 \cdot 0,4) = 1,75m$$

• Tỷ số d_{ct}/d_x :

$$\frac{d_{ct}}{d_x} = \frac{1}{1,75} = 0,571 \quad (d_{ct} = 1 \text{ vì } a \times b = 1 \times 1)$$

• Theo đồ thị (hình 8.19) với $d_{ct}/d_x = 0,571$ hệ số $b = 0,26$, $c = 0,31$.

• Vận tốc ban đầu của không khí tại miệng thổi (theo công thức 8.31):

$$v_o = \frac{2}{0,26} \left[\frac{0,08 \cdot 2,5}{0,4} + 0,145 \right] = 4,96 m/s$$

• Lưu lượng của miệng thổi:

$$L_o = F_o v_o 3600 = 0,785 \cdot 0,4^2 \cdot 4,96 \cdot 3600 = 2240 m^3/h$$

• Nhiệt độ ban đầu của không khí khi thoát ra từ miệng thổi (theo công thức 8.34):

$$t_o = 31 - \left[\frac{31 - 22}{0,31} \right] \left[\frac{0,08 \cdot 2,5}{0,4} + 0,145 \right] = 12,3^\circ C$$

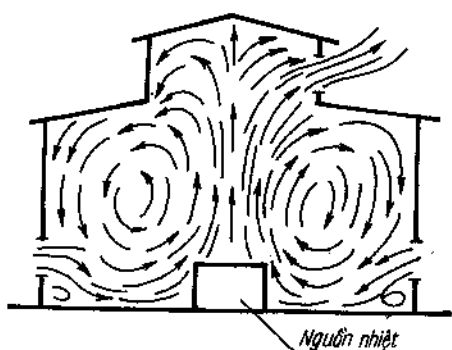
(Cần phải làm lạnh không khí ngoài từ $29^\circ C$ xuống $12,3^\circ C$).

9.1. KHÁI NIỆM

9.1.1. Hiện tượng thông gió tự nhiên và ý nghĩa, phạm vi sử dụng

• *Thông gió tự nhiên* là hiện tượng trao đổi không khí giữa bên trong và bên ngoài nhà một cách có tổ chức dưới tác dụng của các yếu tố tự nhiên như nhiệt thừa, gió.

Giả sử ta có phân xưởng với nguồn toả nhiệt bên trong (hình 9.1). Bên trên nguồn nhiệt xuất hiện luồng đối lưu. Không khí tiếp xúc với nguồn nhiệt được nung nóng có mật độ nhỏ hơn bốc lên trên, không khí lạnh sẽ được dẫn đến. Nếu không gian không hạn chế thì không khí lạnh được dẫn đến nguồn nhiệt liên tục. Còn trong không gian giới hạn không tiếp xúc với không khí ngoài sẽ xảy ra sự tuần hoàn khép kín: luồng không khí nóng bốc lên mái, lan toả ra các phía rồi nguai dần dần trở lại nguồn nhiệt. Nếu trong không gian giới hạn ấy ta mở những lỗ cửa thì một phần không khí nóng sẽ thoát ra ngoài qua các cửa trên, phần còn lại tuần hoàn về nguồn nhiệt hoà trộn với không khí lạnh từ ngoài vào qua các cửa dưới. Kết quả ta có nhiệt độ không khí vùng làm việc với trị số được xác định (t_{vl}) do sự hoà trộn giữa không khí tuần hoàn từ vùng trên và không khí ngoài. Bắt đầu từ nguồn nhiệt trở lên, nhiệt độ không khí tăng theo chiều cao. Độ tăng nhiệt độ trên 1 mét chiều cao phân xưởng gọi là gradien nhiệt độ (kí hiệu β , grad - xem chương 2 - mục 2.3.2).



Hình 9.1. Sự tuần hoàn của không khí gây ra bởi nguồn nhiệt

Trong trường hợp vừa nêu, *nguồn nhiệt* là động lực gây ra sự chuyển động của không khí.

• Trong các phân xưởng sản xuất, đặc biệt phân xưởng nóng - có lượng nhiệt thừa lớn, để khử nhiệt thừa cần lưu lượng trao đổi không khí lớn. Ví dụ, trong phân xưởng rèn, để sản xuất 1 tấn thành phẩm rèn cần trung bình 100 tấn không khí để thông gió, trong gian rót và tháo của phân xưởng đúc gang cần 70 tấn không khí trên 1 tấn kim loại

rót. Trong phân xưởng đúc của nhà máy ô tô, lưu lượng trao đổi không khí để thông gió tự nhiên về mùa hè là 3 triệu m³/h. Nếu khi thiết kế và xây dựng không tính đến hệ thống thông gió tự nhiên để tạo lưu lượng trao đổi không khí như thế, yêu cầu phải có hệ thống thông gió hút và thổi cơ khí tương đương 60 quạt trục N^o20 kèm theo động cơ điện công suất khoảng 850 kW [4, 12].

Vậy ý nghĩa kinh tế của thông gió tự nhiên là nó cho phép thực hiện trao đổi không khí với lưu lượng lớn mà không yêu cầu thiết bị thông gió và chi phí năng lượng để vận chuyển không khí.

- Thông gió tự nhiên được áp dụng rộng rãi về mùa hè đối với nhà ở, chuồng trại chăn nuôi và hầu hết các công trình công nghiệp, ngoại trừ một số phân xưởng do yêu cầu công nghệ đòi hỏi phải xử lý không khí. Riêng đối với *phân xưởng nóng* thông gió tự nhiên áp dụng trong cả 2 mùa đông, hè và là phương tiện chủ yếu cải thiện điều kiện tiện nghi bên trong phân xưởng.

9.1.2. Các trường hợp và giả thiết khi tính toán thông gió tự nhiên

- Khi tính toán thông gió tự nhiên, ta có thể phân biệt 2 trường hợp:

- Xác định diện tích cửa vào F_v và cửa ra F_R để bảo đảm lưu lượng trao đổi không khí L cho trước;

- Biết diện tích của F_v và F_R , xác định lưu lượng trao đổi không khí L .

- Các giả thiết cơ bản khi tính toán thông gió tự nhiên:

- Ở trạng thái ổn định khối lượng không khí vào phòng (phân xưởng) bằng khối lượng không khí từ phòng (phân xưởng) thoát ra ngoài trong cùng đơn vị thời gian:

$$\sum G_v = \sum G_R \quad (9.1)$$

hoặc

$$\sum L_v \rho_v = \sum L_R \rho_R \quad (9.1a)$$

trong đó: G_v, G_R - lưu lượng khối lượng của không khí vào (G_v) và ra (G_R), kg/h; L_v, L_R - lưu lượng thể tích của không khí vào (L_v) và không khí ra (L_R), m³/h; ρ_v, ρ_R - mật độ của không khí vào (ρ_v) và không khí ra (ρ_R), kg/m³.

Phương trình (9.1) và (9.1a) gọi là *phương trình cân bằng lưu lượng*.

- Tổng lượng nhiệt (hoặc yếu tố có hại) do không khí ngoài mang vào phòng (phân xưởng) và lượng nhiệt (yếu tố có hại) tỏa trong phân xưởng (cụ thể đối với nhiệt là phần nhiệt nung nóng không khí) bằng lượng nhiệt (yếu tố có hại) do không khí ra khỏi phòng (phân xưởng) mang theo:

$$\sum G_v I_v + Q_{th} = \sum G_R I_R \quad (9.2)$$

hoặc:

$$\sum G_v c t_v + Q_{th} = \sum G_R c t_R \quad (9.2a)$$

trong đó: I_v, I_R - entanpi của không khí vào (I_v) và không khí ra (I_R), kJ/kg; t_v, t_R - nhiệt độ của không khí vào (t_v) và không khí ra (t_R), °C; c - tỉ nhiệt của không khí, kJ/kg.°C

Phương trình (9.2) và (9.2a) gọi là *phương trình cân bằng nhiệt*.

Đối với yếu tố độc hại, ta có *phương trình cân bằng chất*:

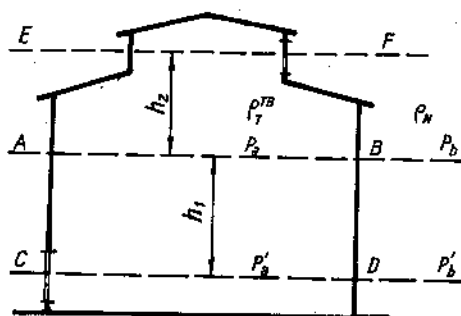
$$\sum G_v C_v + G = \sum G_R C_R \quad (9.3)$$

trong đó C_v, C_R - nồng độ của yếu tố độc hại trong không khí vào (C_v) và không khí ra (C_R), g/kg.

9.2. THÔNG GIÓ TỰ NHIÊN DƯỚI TÁC DỤNG CỦA NHIỆT THỪA

9.2.1. Khái niệm về áp suất thừa bên trong và mặt phẳng trung hoà

• Giả sử trên mặt phẳng AB của phân xưởng (hình 9.2) ta đo được áp suất bên trong và bên ngoài nhà tương ứng là p_a và p_b , Pa.



Hình 9.2. Sự thay đổi áp suất thừa bên trong phân xưởng dưới tác dụng của nhiệt thừa

Hiệu số $p_a - p_b$ gọi là áp suất thừa bên trong nhà, kí hiệu p_{th} .

Vậy *áp suất thừa bên trong nhà* là hiệu số giữa áp suất bên trong và bên ngoài nhà trên cùng mặt phẳng nằm ngang.

$$P_{th(AB)} = p_a - p_b \quad (9.4)$$

Áp suất thừa bên trong có thể dương (mang dấu +) hoặc âm (mang dấu -).

• Ta lấy mặt phẳng CD nằm dưới mặt phẳng AB độ cao h_1 . Áp suất bên trong và bên ngoài trên mặt phẳng CD sẽ lớn hơn so với áp suất bên trong và bên ngoài trên mặt phẳng AB một đại lượng bằng trọng lượng các cột không khí có bề mặt đáy $1m^2$ và chiều cao h_1 ở nhiệt độ t (hay mật độ ρ) tương ứng nhân với gia tốc trọng trường g :

$$p'_a = p_a + h_1 \rho_T^{TB} g$$

$$p'_b = p_b + h_1 \rho_N g$$

trong đó: ρ_T^{TB} và ρ_N - mật độ không khí bên trong (ρ_T^{TB}) và bên ngoài (ρ_N) ứng với nhiệt độ trung bình bên trong phân xưởng (t_T^{TB}) và nhiệt độ bên ngoài (t_N).

Áp suất thừa trên mặt phẳng CD:

$$P_{th(CD)} = p'_a - p'_b = (p_a + h_1 \rho_T^{TB} g) - (p_b + h_1 \rho_N g) = (p_a - p_b) + h_1 (-\rho_N + \rho_T^{TB}) g$$

hoặc:

$$P_{th(CD)} = P_{th(AB)} - h_1 (\rho_N - \rho_T^{TB}) g \quad (9.5)$$

Ta phát biểu: Dưới tác dụng của nhiệt thừa nếu trên mặt phẳng nằm ngang nào đó áp suất thừa bên trong của phân xưởng đo được là p_{th} , thì trên mặt phẳng thấp hơn mặt phẳng ấy độ cao h_1 áp suất thừa sẽ giảm xuống một đại lượng bằng tích số của chiều cao h_1 với hiệu số mật độ của không khí bên ngoài và bên trong và gia tốc trọng trường $h_1 (\rho_N - \rho_T^{TB}) g$.

Tương tự như vậy trên mặt phẳng EF nằm trên mặt phẳng AB độ cao h_2 áp suất thừa sẽ lớn hơn áp suất thừa trên mặt phẳng AB một đại lượng là $h_2 (\rho_N - \rho_T^{TB}) g$:

$$P_{th(EF)} = P_{th(AB)} + h_2 (\rho_N - \rho_T^{TB}) g \quad (9.6)$$

- Khi áp suất thừa trên mặt phẳng nào đó có trị số dương thì khi mở cửa trên tường tại độ cao mặt phẳng ấy không khí bên trong nhà sẽ thoát ra ngoài. Ngược lại nếu áp suất thừa có trị số âm thì không khí ngoài sẽ vào nhà. Vận tốc chuyển động của không khí vào hay ra v (m/s) sẽ được xác định theo công thức:

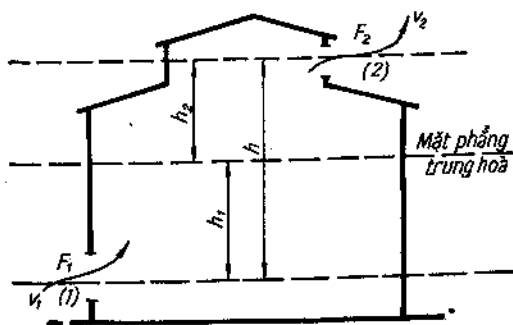
$$P_{th} = \frac{v^2}{2} \rho \quad (9.7)$$

Nếu trên mặt phẳng nào đó áp suất thừa bằng 0 thì tại lỗ cửa trên độ cao của mặt phẳng ấy không khí sẽ không ra cũng không vào. Mặt phẳng ấy ($p_{th} = 0$) gọi là *mặt phẳng trung hoà*.

Mặt phẳng trung hoà chỉ tồn tại dưới tác dụng của nhiệt thừa.

9.2.2. Tính toán thông gió tự nhiên dưới tác dụng của nhiệt thừa

- Giả sử ta có phân xưởng có 2 cửa được bố trí tại các độ cao khác nhau (hình 9.3). Cửa dưới diện tích F_1 và cửa trên F_2 . Khoảng cách giữa các tâm cửa h . Trong phân xưởng có nguồn nhiệt, và không có gió.



Hình 9.3. Sơ đồ tính toán thông gió tự nhiên dưới tác dụng của nhiệt thừa

Dưới tác dụng của nhiệt thừa, trong phân xưởng sẽ hình thành một mặt phẳng trung hoà cách tâm cửa dưới h_1 và tâm cửa trên h_2 .

Áp suất thừa tại mặt phẳng tâm cửa 1:

$$P_{th(1)} = -h_1(\rho_N - \rho_T^{TB})g$$

Do đó tại mặt phẳng tâm cửa 1, áp suất bên ngoài lớn hơn bên trong một giá trị $h_1(\rho_N - \rho_T^{TB})g$ bằng áp suất động tại cửa 1. Hay nói cách khác: trị số áp suất thừa trên gây ra sự chuyển động của không khí từ ngoài vào trong với vận tốc v_1 được xác định từ công thức:

$$h_1(\rho_N - \rho_T^{TB})g = \frac{v_1^2}{2} \rho_N \quad (9.8)$$

Tương tự như vậy, ta có áp suất thừa tại mặt phẳng tâm cửa 2:

$$P_{th(2)} = +h_2(\rho_N - \rho_T^{TB})g$$

và không khí chuyển động từ trong ra ngoài với vận tốc v_2 :

$$h_2(\rho_N - \rho_T^{TB})g = \frac{v_2^2}{2} \rho_R \quad (9.9)$$

trong đó: ρ_R - mật độ không khí ra, kg/m^3 ứng với nhiệt độ không khí ra (tại độ cao h_2 so với mặt phẳng trung hoà).

Chia 2 đẳng thức (9.8) và (9.9) cho nhau, ta được:

$$\frac{h_1}{h_2} = \left[\frac{v_1}{v_2} \right]^2 \frac{\rho_N}{\rho_R}$$

Theo phương trình cân bằng lưu lượng ($G_1 = G_2 = G$) nên:

$$v_1 = \frac{G}{\mu_1 F_1 \rho_N} \quad ; \quad v_2 = \frac{G}{\mu_2 F_2 \rho_R}$$

trong đó: μ_1, μ_2 - hệ số lưu lượng kể đến tổn thất do không khí bị nén và thất dòng khí qua cửa ($\mu < 1$).

Thay các giá trị v_1 và v_2 vào phương trình trên, ta sẽ có:

$$\frac{h_1}{h_2} = \left[\frac{\mu_2}{\mu_1} \right]^2 \left[\frac{F_2}{F_1} \right]^2 \frac{\rho_R}{\rho_N}$$

Vì $h_1 + h_2 = h$ nên ta có thể viết:

$$h_1 = \frac{h}{1 + \left[\frac{\mu_1}{\mu_2} \right]^2 \left[\frac{F_1}{F_2} \right]^2 \frac{\rho_N}{\rho_R}} \quad ; \quad h_2 = \frac{h}{1 + \left[\frac{\mu_2}{\mu_1} \right]^2 \left[\frac{F_2}{F_1} \right]^2 \frac{\rho_R}{\rho_N}} \quad (9.10)$$

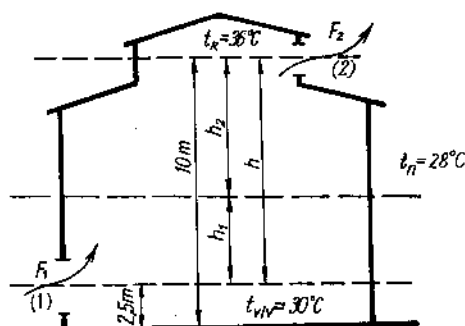
Trường hợp nếu $\mu_1 = \mu_2 = \mu$ và coi như $\rho_N = \rho_R$ ta có:

$$h_1 = \frac{h}{1 + \left[\frac{F_1}{F_2} \right]^2}; \text{ và } \frac{h_1}{h_2} = \left[\frac{F_2}{F_1} \right]^2 \quad (9.10a)$$

• Ta có thể phát biểu: Nếu phân xưởng có 2 cửa ở những độ cao khác nhau thì dưới tác dụng của nhiệt thừa, áp suất thừa bằng 0 (tức mặt phẳng trung hoà) nằm tại vị trí cách các cửa này các khoảng cách tỉ lệ nghịch với bình phương diện tích các cửa.

Nếu $F_1 = F_2$ thì $h_1 = h_2$: mặt phẳng trung hoà nằm tại độ cao giữa các cửa.

Ví dụ 9.1. Xác định diện tích các cửa không khí vào và ra F_1 và F_2 (hình 9.4). Biết lượng nhiệt thừa bên trong phân xưởng $Q_{th} = 500000 \text{ W}$. Vị trí tâm các cửa đến mặt sàn 2,5m và 10m. Nhiệt độ không khí $t_N = 28^\circ\text{C}$; $t_{vlv} = 30^\circ\text{C}$; $t_R = 36^\circ\text{C}$ (có kể đến gradien nhiệt độ). Áp suất khí quyển $B = 760\text{mmHg}$. Tỉ lệ diện tích các cửa $F_1/F_2 = 1,25$.



Hình 9.4. Sơ đồ ví dụ 9.1

• Lưu lượng trao đổi không khí cần thiết:

$$G_V = G_R = \frac{Q_{th}}{c(t_R - t_v)} = \frac{3,6 \cdot 500000}{1,005(36 - 28)} = 223880 \text{ kg/h}$$

• Vị trí mặt phẳng trung hoà:

$$h_1 = \frac{h}{1 + \left[\frac{F_1}{F_2} \right]^2 \cdot \frac{\rho_N}{\rho_R}} = \frac{10 - 2,5}{1 + 1,25^2 \cdot \frac{1,173}{1,143}} = 2,88\text{m}$$

(trong đó: $\mu_1 = \mu_2 = \mu = 0,65$ - tức $\mu_1/\mu_2 = 1$; $\rho_N = \rho_{28^\circ} = 1,205[293/(273 + 28)] = 1,173 \text{ kg/m}^3$;
 $\rho_R = \rho_{36^\circ} = 1,205[293/(273 + 36)] = 1,143 \text{ kg/m}^3$).

$$h_2 = h - h_1 = 7,5 - 2,88 = 4,62\text{m}$$

• Nhiệt độ trung bình bên trong phân xưởng, và mật độ tương ứng:

$$t_T^{TB} = \frac{t_{vlv} + t_R}{2} = \frac{30 + 36}{2} = 33^\circ\text{C}$$

$$\rho_T^{TB} = \rho_{33^\circ} = 1,205 \frac{293}{273 + 33} = 1,154 \text{ kg/m}^3$$

- Áp suất thừa tại tâm cửa 1 (cửa dưới):

$$p_{th(1)} = 0 - h_1(\rho_N - \rho_T^{TB})g = -2,88(1,173 - 1,154)9,81 = -0,5368 \text{ Pa}$$

- Vậy cửa 1 là cửa vào (vì $p_{th(1)}$ âm). Không khí vào qua cửa 1 với vận tốc được xác định từ đẳng thức $p_{th(1)} = v_1^2 \rho_N / 2$:

$$v_1 = \sqrt{\frac{p_{th(1)} \cdot 2}{\rho_N}} = \sqrt{\frac{0,5368 \cdot 2}{1,173}} = 0,957 \text{ m/s}$$

- Diện tích cửa F_1 được xác định từ phương trình $G_v = G_1 = 3600 \mu_1 F_1 v_1 \rho_N$:

$$F_1 = \frac{G_v}{3600 \mu_1 v_1 \rho_N} = \frac{223880}{3600 \cdot 0,65 \cdot 0,957 \cdot 1,173} = 85,2 \text{ m}^2$$

- Diện tích cửa F_2 :

$$\frac{F_1}{F_2} = 1,25 \rightarrow F_2 = \frac{85,2}{1,25} = 68,2 \text{ m}^2$$

- Kiểm tra tính toán (kiểm tra lưu lượng tại cửa 2: $G_2 = G_R$):

$$p_{th(2)} = 0 + h_2(\rho_N - \rho_T^{TB})g = +4,62(1,173 - 1,154)9,81 = +0,8611 \text{ Pa}$$

$$v_2 = \sqrt{\frac{p_{th(2)} \cdot 2}{\rho_R}} = \sqrt{\frac{0,8611 \cdot 2}{1,143}} = 1,23 \text{ m/s}$$

$$G_2 = G_R = 3600 \mu_2 F_2 v_2 \rho_R = 3600 \cdot 0,65 \cdot 68,2 \cdot 1,23 \cdot 1,143 = 224360 \text{ kg/h}$$

Lưu lượng G_2 khớp với trị số G đã xác định ở trên ($\approx 224000 \text{ kg/h}$).

Ví dụ 9.2. Biết $F_1 = 10 \text{ m}^2$, $F_2 = 20 \text{ m}^2$, $t_N = 25^\circ\text{C}$, $t_{vlv} = 28^\circ\text{C}$, $t_R = 34^\circ\text{C}$. Áp suất khí quyển $B = 760 \text{ mmHg}$. Khoảng cách giữa 2 cửa $h = 8 \text{ m}$. Xác định lưu lượng không khí trao đổi bằng tự nhiên dưới tác dụng của nhiệt thừa.

- Ứng với t_N , t_R , $t_T^{TB} = (t_{vlv} + t_R)/2 = (28 + 34)/2 = 31^\circ\text{C}$, xác định các trị số $\rho_1 = 1,205 \cdot 293 / (273 + t)$:

$$\rho_N = 1,185 \text{ kg/m}^3; \rho_R = 1,150 \text{ kg/m}^3; \rho_T^{TB} = 1,161 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta\rho = \rho_N - \rho_T^{TB} = 1,185 - 1,161 = 0,024 \text{ kg/m}^3$$

- $$h_1 = \frac{8}{1 + \left[\frac{10}{20}\right]^2 \frac{1,185}{1,150}} = 6,36 \text{ m}$$

- $$p_{th(1)} = 0 - 6,36 \cdot 0,024 \cdot 9,81 = -1,497 \text{ Pa}$$

- $$v_1 = \sqrt{\frac{1,497 \cdot 2}{1,185}} = 1,59 \text{ m/s}$$

- $G_1 = 0,65 \cdot 10 \cdot 1,59 \cdot 1,185 = 12,25 \text{ kg/s } (= 44100 \text{ kg/h})$

- Kiểm tra (tính G_2):

$$h_2 = 8 - 6,36 = 1,64 \text{ m.}$$

$$p_{th(2)} = 0 + 1,64 \cdot 0,024 \cdot 9,81 = + 0,3861 \text{ Pa}$$

$$v_2 = \sqrt{\frac{0,3861 \cdot 2}{1,150}} = 0,819 \text{ m/s}$$

$$G_2 = 0,65 \cdot 20 \cdot 0,819 \cdot 1,150 = 12,24 \text{ kg/s } (\approx 44100 \text{ kg/h})$$

9.2.3. Trường hợp phân xưởng nhiều cửa ở nhiều độ cao khác nhau

Kết quả tính toán cho ta thấy dưới tác dụng của nhiệt thừa đối với phân xưởng chỉ 2 cửa (hay nhiều cửa ở 2 độ cao) ta chỉ có 1 phương án sơ đồ thông gió: cửa dưới không khí vào (cửa vào), cửa trên không khí ra (cửa ra). Và lưu lượng trao đổi không khí được xác định bởi một đáp số duy nhất theo sơ đồ thông gió vừa nêu.

Trường hợp phân xưởng (một khẩu độ) nhiều cửa ở nhiều độ cao khác nhau, nếu biết diện tích và vị trí (độ cao) các cửa, ta tính toán xác định lưu lượng trao đổi không khí như sau:

- Theo nhiệt độ không khí ngoài (t_N) và nhiệt độ trung bình của không khí bên trong phân xưởng ($t_T^{TB} = (t_{v\text{v}} + t_R) / 2$) xác định hiệu số mật độ không khí $\Delta \rho = \rho_N - \rho_T^{TB}$.

- Giả thiết áp suất thừa tại mặt sàn hoặc tâm cửa dưới (khoảng -3 Pa), rồi tính áp suất thừa (p_{th}) tại tất cả các cửa (hay cửa còn lại).

- Xác định vận tốc (v) và lưu lượng (G) tại các cửa và lập phương trình cân bằng lưu lượng.

- Nếu lưu lượng không khí vào bằng lưu lượng không khí ra thì trị số áp suất thừa đã giả thiết ở trên là đúng; nếu không phải giả thiết lại áp suất thừa.

Nếu giả thiết lần hai vẫn không đạt được cân bằng lưu lượng, ta lập biểu đồ quan hệ giữa lưu lượng (G) và áp suất thừa (p_{th}), rồi từ biểu đồ này xác định lưu lượng không khí vào (G_v) và ra (G_R) thực.

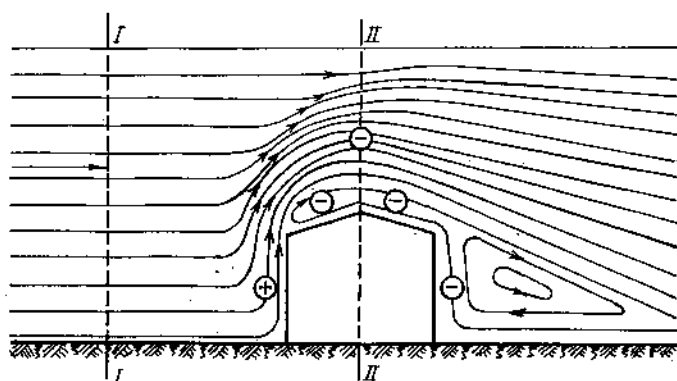
Chú thích: Kết thúc tính toán thông gió tự nhiên, nếu bài toán xác định lưu lượng khi biết diện tích cửa, ta phải kiểm tra nếu lưu lượng (thông gió tự nhiên tạo được) lớn hơn lưu lượng yêu cầu (để khử nhiệt thừa) thì tính toán kết thúc, nếu không phải tăng diện tích cửa theo tỉ lệ.

9.3. THÔNG GIÓ TỰ NHIÊN DƯỚI TÁC DỤNG CỦA GIÓ

9.3.1. Áp suất gió trên mặt nhà và hệ số khí động

- Khi gió thổi đến ngôi nhà thì phía mặt trước của nhà theo chiều gió thổi - gọi là *mặt đón gió* - áp suất dương, còn mặt sau - *mặt khuất gió* - áp suất âm (hình 9.5). Nếu trên tường có mở những lỗ cửa thì tại mặt đón gió, không khí từ ngoài đi vào nhà, và tại mặt

khuất gió - không khí từ trong nhà đi ra ngoài. Như vậy khi không có nhiệt thừa, ta vẫn có sự trao đổi không khí tự nhiên dưới tác dụng của gió.



Hình 9.5. Sơ đồ chuyển động của gió xung quanh toà nhà

Lưu lượng trao đổi không khí trong trường hợp dưới tác dụng của gió phụ thuộc đáng kể vào hình dạng mặt cắt của nhà. Để tăng lưu lượng, người ta bố trí nhà công nghiệp theo hướng gió chủ đạo để toà nhà chắn gió.

Áp suất toàn phần do gió gây ra tại điểm bất kì trên kết cấu ngăn che của nhà được biểu diễn bằng công thức:

$$p = B + p_g = B + K \frac{v_g^2}{2} \rho_N \quad (9.11)$$

trong đó: p_g - áp suất do gió gây ra tại điểm đang xét; K - hệ số khí động của gió, không thứ nguyên.

• Vậy hệ số khí động K (tại điểm bất kì trên kết cấu ngăn che) là tỉ số giữa áp suất gió và áp suất động của gió:

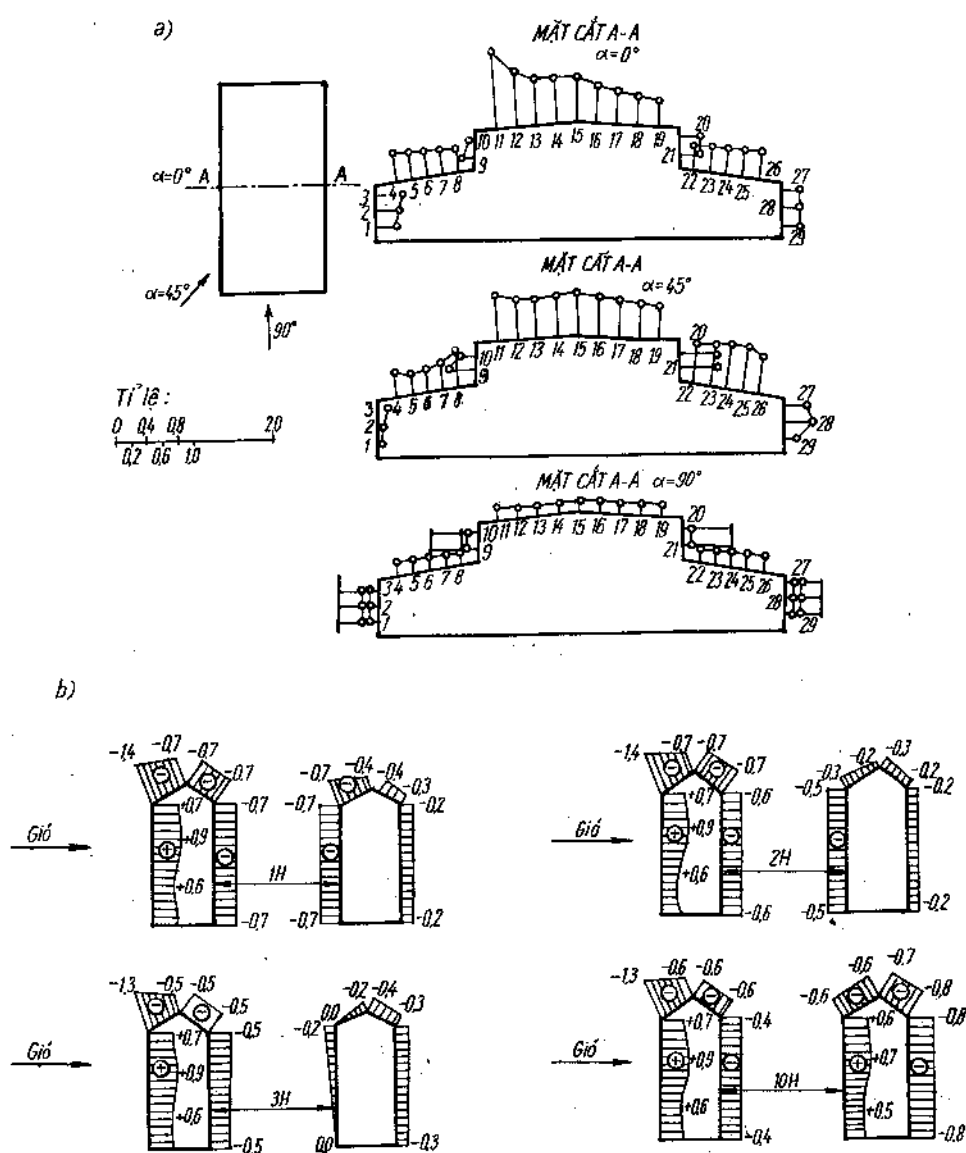
$$K = \frac{p_g}{p_d} = \frac{p_g}{\frac{v_g^2}{2} \rho_N} \quad (9.12)$$

Hệ số K trên mặt đón gió thường có trị số dương (mang dấu +), và trên mặt khuất gió - có trị số âm (mang dấu -), ngoại trừ trường hợp đặc biệt khi có ảnh hưởng của công trình lân cận. Để đơn giản trong tính toán người ta thừa nhận một cách gần đúng trị số hệ số K không đổi khi cửa đóng và khi cửa mở.

Xét 2 mặt cắt I-I và II-II (hình 9.5) ta thấy: lưu lượng không khí đi qua không đổi, nhưng tiết diện II-II bị thắt nhỏ nên vận tốc tăng lên. Trên đoạn I-II, tổn thất áp suất không lớn nên có thể bỏ qua. Để bảo đảm cân bằng cho phương trình Bernoulli vận tốc tại tiết diện II-II tăng gây giảm áp suất tĩnh nên tại vùng "gió quẩn" - nơi dòng không khí bị "nén ép" áp suất âm hay hệ số K âm.

Hệ số K được xác định bằng phương pháp thí nghiệm bằng mô hình trong ống khí động. Các số liệu thí nghiệm cho thấy hệ số K không phụ thuộc vận tốc gió và tỉ lệ đồng dạng của mô hình, tức không phụ thuộc chuẩn số Re.

Hệ số K phụ thuộc góc độ gió thổi so với mặt cắt của nhà (hình 9.6a) và vị trí tương đối giữa các nhà với nhau (hình 9.6b). Khi khoảng cách giữa 2 nhà lớn hơn 10 lần chiều cao (H) thì nhà nọ hầu như không ảnh hưởng đến nhà kia về phương diện chắn gió, và người ta coi chúng như các nhà đứng độc lập. Trường hợp chung khi tính toán ta có thể nhận (một cách quy ước - gần đúng) trị số hệ số K đối với mặt đón gió bằng + 0,6 và mặt khuất gió bằng - 0,3 khi hướng gió thổi 0° so với mặt cắt của nhà.

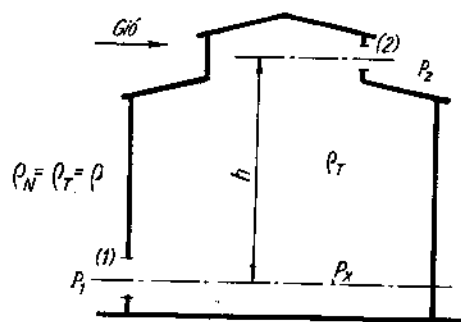


Hình 9.6. Hệ số khí động trên mặt nhà phụ thuộc vào
a) góc gió thổi so với mặt cắt của nhà; b) vị trí tương đối giữa các nhà

9.3.2. Tính toán thông gió tự nhiên dưới tác dụng của gió

9.3.2.1. Trường hợp 2 cửa và 3 cửa

• Giả sử ta có phân xưởng với các cửa 1 và 2, khoảng cách giữa các tâm cửa theo chiều cao là h (hình 9.7). Hệ số khí động tại cửa 1 (đón gió) là K_1 , và cửa 2 (khuất gió) K_2 . Nguồn nhiệt trong phân xưởng không có nên $\rho_N = \rho_T = \rho$.



Hình 9.7. Sơ đồ tính toán thông gió tự nhiên dưới tác dụng của gió - trường hợp phân xưởng 2 cửa (1) và (2)

• Kí hiệu áp suất gió tại tâm cửa 1 là p_1 , tâm cửa 2 là p_2 , và áp suất bên trong tại mặt phẳng x - x qua tâm cửa 1 là p_x .

Ta có:

$$p_1 = K_1 \frac{v_g^2}{2} \rho \quad ; \quad p_2 = K_2 \frac{v_g^2}{2} \rho$$

• Tại cửa 1:

- Áp suất (tương đối) bên ngoài: $p_{N(1)} = 0 + p_1$

- Áp suất bên trong: $p_{T(1)} = p_x$

- Hiệu số áp suất tại tâm cửa 1:

$$\Delta p_1 = p_{N(1)} - p_{T(1)} = p_1 - p_x$$

• Tại cửa 2:

- Áp suất bên trong: $p_{T(2)} = p_x - h\rho g$

- Áp suất bên ngoài: $p_{N(2)} = p_2 - h\rho g$

- Hiệu số áp suất tại tâm cửa 2:

$$\Delta p_2 = p_{T(2)} - p_{N(2)} = p_x - p_2$$

• Viết phương trình cân bằng lưu lượng $G_1 = G_2$

$$\mu_1 F_1 \sqrt{2\rho(p_1 - p_x)} = \mu_2 F_2 \sqrt{2\rho(p_x - p_2)}$$

Và từ đó rút ra được (khi $\mu_1 = \mu_2$):

$$p_x = \frac{F_1^2 p_1 + F_2^2 p_2}{F_1^2 + F_2^2} \quad (9.13)$$

hoặc:

$$p_x = \frac{p_1 + \left[\frac{F_2}{F_1} \right]^2 p_2}{1 + \left[\frac{F_2}{F_1} \right]^2} \quad (9.13a)$$

• Từ (9.13) và (9.13a) ta có thể suy ra áp suất thừa bên trong có thể xác định theo tỉ số diện tích các cửa khi biết áp suất gió p_1 và p_2 , và ta suy ra:

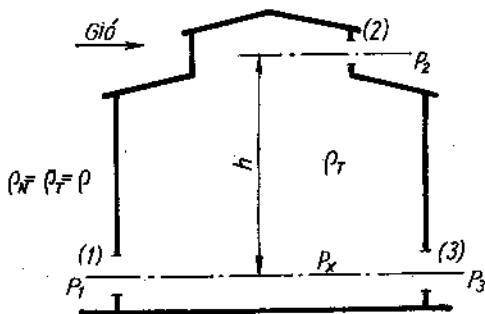
- Nếu cửa 1 đóng, tức $F_1 = 0$ thì $p_x = p_2$
- Nếu cửa 2 đóng, tức $F_2 = 0$ thì $p_x = p_1$
- Nếu diện tích 2 cửa bằng nhau, tức $F_1 = F_2$ thì $p_x = (p_1 + p_2)/2$.

Và như vậy khi thay đổi diện tích các cửa, áp suất thừa p_x có thể có trị số từ p_1 đến p_2 .

• Cũng như vậy đối với trường hợp 3 cửa (hình 9.8), ta có thể suy ra:

- Nếu cửa 2 và cửa 3 đóng: $p_x = p_1$
- Nếu cửa 1 và cửa 3 đóng: $p_x = p_2$
- Nếu cửa 1 và cửa 2 đóng: $p_x = p_3$

Khi thay đổi tỉ lệ diện tích cửa mở, áp suất thừa p_x có thể có trị số từ p_1 đến p_2 (nếu ta coi p_2 có trị số tuyệt đối lớn hơn p_3).

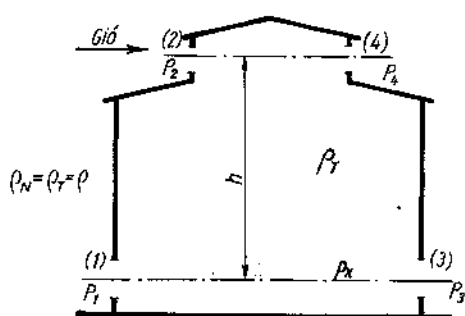


Hình 9.8. Sơ đồ tính toán thông gió tự nhiên dưới tác dụng của gió - trường hợp phân xưởng 3 cửa (1) (2) và (3)

9.3.2.2. Trường hợp nhiều cửa

• Ví dụ phân xưởng có 4 cửa 1, 2, 3, 4 với áp suất gió gây ra tại các cửa tương ứng là p_1, p_2, p_3, p_4 (hình 9.9).

• Từ suy luận đối với trường hợp 2 và 3 cửa: Nếu cửa 1 mở, còn các cửa còn lại đóng thì áp suất thừa bên trong p_x sẽ bằng p_1 ; nếu cửa 2 mở, còn các cửa còn lại đóng thì áp



Hình 9.9. Sơ đồ tính toán thông gió tự nhiên dưới tác dụng của gió - trường hợp phân xưởng 4 cửa (1) (2) (3) và (4)

suất thừa bên trong p_x sẽ bằng p_2 v.v.... Và khi tất cả các cửa 1, 2, 3, 4 đều mở thì áp suất thừa bên trong p_x sẽ có 1 trị số trung gian nào đó giữa các trị số p_1, p_2, p_3, p_4 .

Giả sử:

$$p_3, p_4 < p_x < p_1, p_2$$

ta suy ra chiều chuyển động của không khí qua các cửa: 1 và 2 không khí vào, 3 và 4 không khí ra, từ đó ta có phương trình cân bằng lưu lượng:

$$G_1 + G_2 = G_3 + G_4$$

$$\mu_1 F_1 \sqrt{2\rho(p_1 - p_x)} + \mu_2 F_2 \sqrt{2\rho(p_2 - p_x)} = \mu_3 F_3 \sqrt{2\rho(p_x - p_3)} + \mu_4 F_4 \sqrt{2\rho(p_x - p_4)} \quad (9.14)$$

Nếu $\mu_1 = \mu_2 = \mu_3 = \mu_4$, ta có:

$$F_1 \sqrt{p_1 - p_x} + F_2 \sqrt{p_2 - p_x} = F_3 \sqrt{p_x - p_3} + F_4 \sqrt{p_x - p_4} \quad (9.15)$$

Phương trình (9.15) chỉ có 1 ẩn số là p_x . Ta có thể giải tìm p_x rồi từ đó tính được lưu lượng trao đổi không khí theo phương trình cân bằng lưu lượng (9.14).

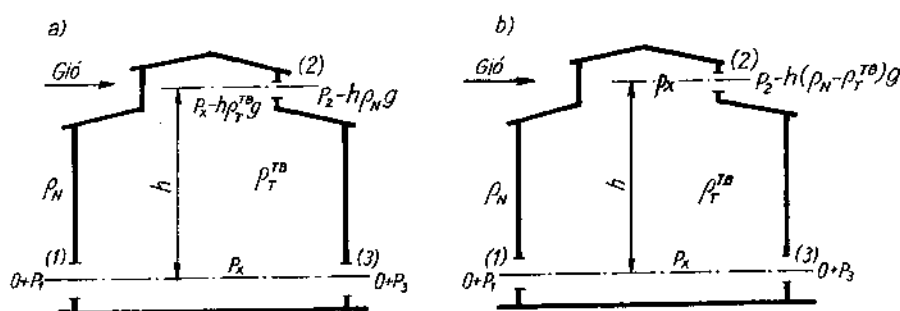
Chú thích: Để giải phương trình (9.15) ta có thể dùng phương pháp dẫn đến trị số gần đúng bằng cách giả thiết trị số p_x rồi kiểm tra 2 vế của phương trình cho đến khi đạt được cân bằng.

9.4. THÔNG GIÓ TỰ NHIÊN DƯỚI TÁC DỤNG TỔNG HỢP CỦA NHIỆT THỪA VÀ GIÓ

9.4.1. Áp suất thừa bên trong dưới tác dụng tổng hợp của nhiệt thừa và gió. Áp suất gió quy ước

• Giả sử ta có phân xưởng với các cửa 1, 2, 3 (hình 9.10). Bên trong phân xưởng có nguồn nhiệt và phân xưởng chịu tác dụng của gió thổi qua. Dưới tác dụng của nhiệt thừa nhiệt độ bên trong trung bình là t_T^{TB} . Áp suất gió gây ra tại tâm các cửa tương ứng là p_1, p_2, p_3 .

Chọn mặt phẳng qua tâm cửa dưới làm mặt phẳng tính toán x-x với áp suất bên trong p_x .



Hình 9.10. Áp suất gió quy ước trong trường hợp thông gió tự nhiên dưới tác dụng tổng hợp của nhiệt thừa và của gió

Ta có tại cửa 2:

- Áp suất bên trong: $p_{T(2)} = p_x - h\rho_T^{TB}g$

- Áp suất bên ngoài: $p_{N(2)} = p_2 - h\rho_N g$

- Hiệu số áp suất tại tâm cửa 2:

$$\Delta p_2 = p_x - [-h(\rho_N - \rho_T^{TB})g + p_2]$$

Kí hiệu trị số trong ngoặc vuông là p_2^{qu} , ta có:

$$\Delta p_2 = p_x - p_2^{qu}$$

trong đó:

$$p_2^{qu} = p_2 - h(\rho_N - \rho_T^{TB})g$$

Ta thấy hiệu số áp suất Δp_2 thu được tương tự như đối với trường hợp chỉ có gió, chỉ khác dưới tác dụng của gió là p_2 thì dưới tác dụng tổng hợp của nhiệt thừa và gió là p_2^{qu} .

Đại lượng p_2^{qu} do đó được gọi là *áp suất gió quy ước* tại tâm cửa 2.

Hiệu số áp suất đối với cửa i bất kì nằm trên hoặc dưới mặt phẳng ban đầu dùng để tính toán một khoảng cách h_i có dạng:

$$\Delta p_i = p_x - p_i^{qu} \quad (9.16)$$

Trị số p_i^{qu} được xác định như sau:

- nếu cửa nằm trên mặt phẳng ban đầu:

$$p_i^{qu} = p_i - h_i(\rho_N - \rho_T^{TB})g \quad (9.17)$$

- nếu cửa nằm dưới mặt phẳng ban đầu:

$$p_i^{qu} = p_i + h_i(\rho_N - \rho_T^{TB})g \quad (9.17a)$$

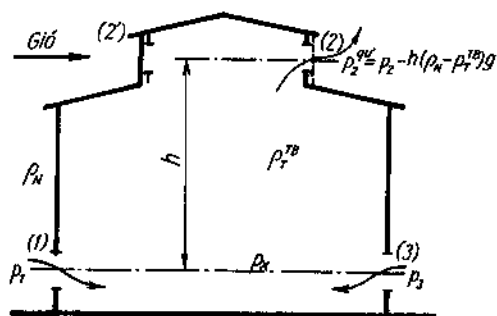
• Như vậy nếu ta thay thế tác dụng tổng hợp của nhiệt thừa và gió bằng áp suất gió quy ước ta có thể rút ra trường hợp chung đã nêu là áp suất thừa bên trong phụ thuộc vào bình phương tỉ số diện tích các cửa.

Bài toán được thể hiện ở hình 9.10a có thể được thay bằng hình 9.10b, và khi đó áp suất bên trong p_x phụ thuộc tỉ số các cửa có thể có trị số từ p_1 đến q_2^{qu} . Nhờ sự biến đổi đó, ta có thể định trước trị số áp suất bên trong (p_x) cần thiết nhằm bảo đảm chiều hướng chuyển động của không khí như mong muốn và từ đó dễ dàng xác định diện tích các cửa.

9.4.2. Tính toán thông gió tự nhiên dưới tác dụng tổng hợp của nhiệt thừa và gió

9.4.2.1. Bài toán xác định diện tích cửa

Ta bắt đầu từ bài toán xác định diện tích các cửa (hình 9.11). Cho trước: nhiệt độ không khí ngoài t_N , vận tốc gió v_g , các hệ số khí động K_1, K_2, K_3 .



Hình 9.11. Sơ đồ tính toán thông gió tự nhiên dưới tác dụng tổng hợp của nhiệt thừa và gió

Đối với phân xưởng 1 khẩu độ, để bảo đảm sơ đồ trao đổi không khí có lợi nhất, ta mở các cửa dưới ở 2 mặt tường (đón gió và khuất gió) và cửa mái ở phía khuất gió. Trên cửa mái phía đón gió có thể có áp suất gió dương, nếu mở cửa không khí ngoài sẽ đi vào nhà làm cản dòng không khí ô nhiễm bốc từ dưới lên để thoát ra ngoài. Nếu hướng gió thay đổi (theo chiều ngược lại) ta sẽ đóng cửa mái 2 và mở cửa 2', bài toán không thay đổi. Trường hợp nếu cửa 2' nằm trong vùng bóng rợp khí động hoặc có hệ thống chắn gió đặt phía trước (xem mục 9.5.1) ta có thể mở cả 2 cửa mái 2 và 2'.

Từ phương trình cân bằng nhiệt xác định lưu lượng trao đổi không khí:

$$G = \frac{3,6Q_{th}}{c(t_R - t_N)}$$

Với sơ đồ trao đổi không khí như đã nêu (xem hình 9.11), giả sử không khí vào qua cửa 1 và cửa 3 bằng nhau, tức $G_1 = G_3$ (hoặc theo tỉ lệ khác), ta có phương trình cân bằng lưu lượng:

$$G_1 + G_3 = G_2, \text{ và } G_1 = G_3 = \frac{G_2}{2}$$

Chọn mặt phẳng ban đầu để tính toán ($x - x$) đi qua tâm cửa dưới. Áp suất thừa bên trong tại mặt phẳng này là p_x . Hiệu số áp suất:

- tại cửa 1: $\Delta p_1 = p_1 - p_x$

- tại cửa 2: $\Delta p_2 = p_x - p_2^{qu} = p_x + h(\rho_N - \rho_T^{TB})g - p_2$

- tại cửa 3: $\Delta p_3 = p_3 - p_x$

Chọn trị số p_x rồi tính toán xác định các trị số Δp_i . Để bảo đảm sơ đồ trao đổi không khí đã chọn (vào cửa 1 và 3, ra cửa 2), trị số p_x được chọn sao cho các trị số Δp_i đều dương.

Từ đó ta xác định diện tích các cửa:

$$F_1 = \frac{G_1}{\mu_1 \sqrt{2\rho_N(p_1 - p_x)}}; F_2 = \frac{G_2}{\mu_2 \sqrt{2\rho_R(p_x - p_2^{qu})}}; F_3 = \frac{G_3}{\mu_3 \sqrt{2\rho_N(p_3 - p_x)}}$$

Lấy 2 phương trình lưu lượng G_1 và G_2 :

$$G_1 = \mu_1 F_1 \sqrt{2\rho_N(p_1 - p_x)}$$

$$G_2 = \mu_2 F_2 \sqrt{2\rho_R(p_x - p_2^{qu})}$$

Bình phương rồi chia các vế của 2 đẳng thức cho nhau, đồng thời coi như $\sqrt{2\rho_N} = \sqrt{2\rho_R}$, ta thu được:

$$\left[\frac{G_2}{G_1} \right]^2 = \left[\frac{\mu_2}{\mu_1} \right]^2 \left[\frac{F_2}{F_1} \right]^2 \frac{p_x - p_2^{qu}}{p_1 - p_x}$$

Đặt $\eta = \mu_2/\mu_1$; $\beta = F_2/F_1$; $\alpha = L_2/L_1$ và rút ra p_x ta được:

$$p_x = \frac{\alpha^2 p_1 + \eta^2 \beta^2 p_2^{qu}}{\alpha^2 + \eta^2 \beta^2} \quad (8.18)$$

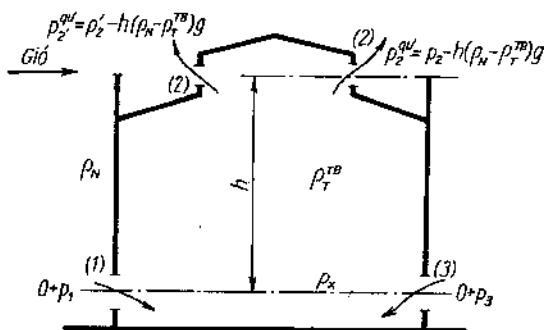
Nếu $\mu_1 = \mu_2$, tức $\eta = 1$ ta được:

$$p_x = \frac{\alpha^2 p_1 + \beta^2 p_2^{qu}}{\alpha^2 + \beta^2} \quad (8.18b)$$

Ví dụ 9.3. Xác định diện tích các cửa F_1, F_2, F_3, F_4 (hình 9.12). Biết $h = 10\text{m}$; $Q_{th} = 600000\text{W}$; vận tốc gió 4m/s , các hệ số khí động $K_1 = +0,6$; $K_2 = -0,4$, $K_2' = -0,5$; $K_3 = -0,3$, nhiệt độ không khí $t_N = 22^\circ\text{C}$, $t_R = 32^\circ\text{C}$; $t_T^{TB} = 28,5^\circ\text{C}$.

• Xác định lưu lượng trao đổi không khí:

$$G = \frac{3,6Q_{th}}{c(t_R - t_N)} = \frac{3,6 \cdot 600000}{1,005(32 - 22)} = 214900 \text{ kg/h} = 60\text{kg/s}$$



Hình 9.12. Sơ đồ ví dụ 9.3

- Phân phối lưu lượng không khí qua các cửa:

$$G_1 = G_3; G_2 = G_2'; G_1 + G_3 = G_2 + G_2' = 60 \text{ kg/s};$$

$$G_1 = G_3 = \frac{60}{2} = 30 \text{ kg/s}; G_2 = G_2' = \frac{60}{2} = 30 \text{ kg/s}.$$

- Áp suất tại các cửa:

$$p_i = K_i p_d^g; p_d^g = \frac{v_g^2}{2} \rho_N = \frac{4^2}{2} 1,197 = 9,576 \text{ Pa}$$

$$p_1 = +0,6 \cdot 9,576 = +5,746 \text{ Pa}; p_2 = -0,4 \cdot 9,576 = -3,830 \text{ Pa}; p_2' = -0,5 \cdot 9,576 = -4,788 \text{ Pa};$$

$$p_3 = -0,3 \cdot 9,576 = -2,873 \text{ Pa}$$

$$p_1^{qu} = p_1 - h(\rho_N - \rho_T^{TB})g; h(\rho_N - \rho_T^{TB})g = 10(1,197 - 1,171) 9,81 = 2,551 \text{ Pa}$$

$$p_2^{qu} = -3,830 - 2,551 = -6,381 \text{ Pa}; p_2'^{qu} = -4,788 - 2,551 = -7,339 \text{ Pa}$$

- Giả thiết tỉ lệ các cửa $F_1/F_2 = 0,5$; ta có $\alpha = G_2/G_1 = 1$, $\beta = F_2/F_1 = 2$, xác định áp suất thừa bên trong tại mặt phẳng (x-x) qua tâm cửa 1 và 3:

$$p_x = \frac{\alpha^2 p_1 + \beta^2 p_2^{qu}}{\alpha^2 + \beta^2} = \frac{1^2(+5,746) + 2^2(-6,381)}{1^2 + 2^2} = -3,956 \text{ Pa}$$

- Hiệu số áp suất tại tâm các cửa:

$$\Delta p_1 = p_1 - p_x = +5,746 - (-3,956) = 9,702 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_2 = p_x - p_2^{qu} = -3,956 - (-6,381) = 2,425 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_2' = p_x - p_2'^{qu} = -3,956 - (-7,339) = 3,383 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_3 = p_3 - p_x = -2,873 - (-3,956) = 1,083 \text{ Pa}$$

- Diện tích các cửa:

$$F_i = \frac{G_i}{\mu_i \sqrt{2 \rho_i \Delta p_i}}$$

$$F_1 = \frac{30}{0,6 \sqrt{2 \cdot 1,205 \cdot 9,702}} = 10,3 \text{ m}^2$$

$$F_2 = \frac{30}{0,6\sqrt{2.1,158.2,425}} = 21,1\text{m}^2$$

$$F_2' = \frac{30}{0,6\sqrt{2.1,158.3,383}} = 17,9\text{m}^2$$

$$F_3 = \frac{30}{0,6\sqrt{2.1,205.1,083}} = 31,0\text{m}^2$$

9.4.2.2. Bài toán xác định lưu lượng trao đổi không khí

Trường hợp biết diện tích các cửa, xác định lưu lượng trao đổi không khí, ta cần tìm trị số p_x sao cho đáp ứng điều kiện cân bằng lưu lượng và cân bằng nhiệt.

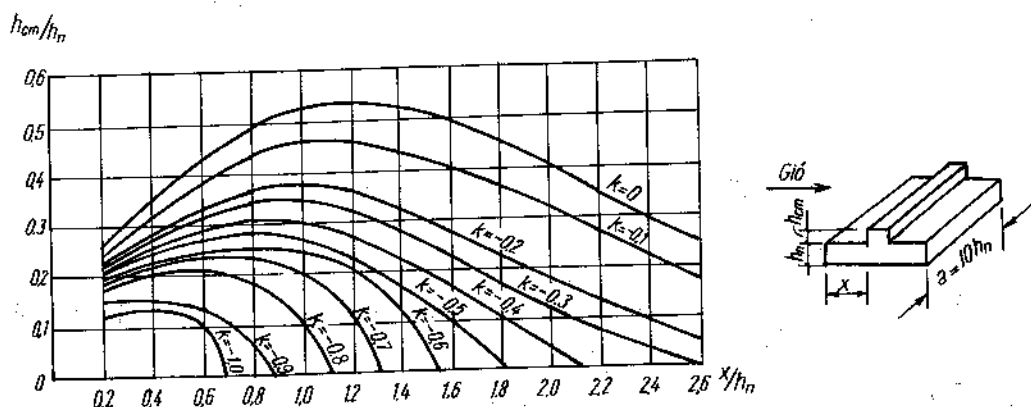
Để giải bài toán, ta giả thiết tỉ số lưu lượng α , từ đó xác định p_x . Tiếp theo ta xác định lưu lượng không khí qua các cửa F_i và kiểm tra phương trình cân bằng lưu lượng và cân bằng nhiệt. Nếu điều kiện cân bằng được đáp ứng tức bài toán đã được giải quyết. Trường hợp ngược lại, cần điều chỉnh lại giả thiết và tiến hành tính toán lại theo các bước đã nêu.

9.5. TỔ CHỨC TRAO ĐỔI KHÔNG KHÍ TỰ NHIÊN. CỬA MÁI KHÔNG ĐÓN GIÓ VÀ CHỤP THOÁT GIÓ

9.5.1. Biện pháp tạo áp suất âm trên cửa mái. Cửa mái không đón gió

• Nếu nhà công nghiệp có cửa mái thì áp suất do gió gây ra trên cửa mái phía khuất gió luôn có trị số âm, còn phía đón gió áp suất gió có trị số âm hay dương phụ thuộc vào tỉ lệ các kích thước h_{cm}/h_n và x/h_n (h_{cm} - chiều cao của cửa mái; h_n - chiều cao của (tường) nhà; x - khoảng cách giữa tường chắn gió và cửa mái).

Thực nghiệm cho thấy khi gió thổi trực giao với trục ngang của cửa mái (tức tạo thành góc 0° so với mặt cắt phân xưởng) thì khi các tỉ lệ trên có các trị số như sau hệ số khí động K có trị số âm ở phía đón gió của cửa mái với trị số thấp nhất bằng $-0,4$ (hình 9.13):



Hình 9.13. Đồ thị hệ số khí động K của cửa mái phía đón gió phụ thuộc tỉ lệ kích thước h_{cm}/h_n , x/h_n

h_{cm}/h_n	0,1	0,2	0,3
x/h_n	0,2 - 1,8	0,2 - 1,5	0,2 - 1,0

Trường hợp trên ta nói cửa mái nằm trong vùng *bóng rợp khí động* của bức tường chắn gió. Không khí nóng trong phân xưởng thoát ra ngoài qua cửa mái cả 2 phía đón gió và khuất gió.

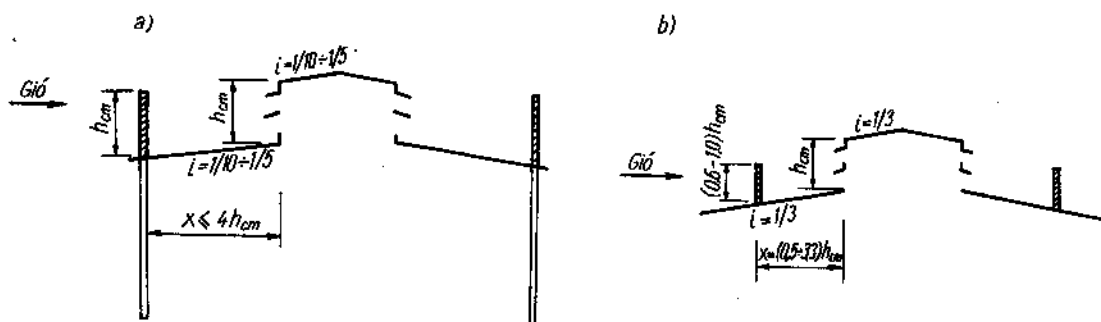
• *Tổ chức trao đổi không khí tự nhiên* tức là điều chỉnh và khống chế lưu lượng và chiều hướng của luồng không khí vào và ra tại các cửa một cách có lợi nhất, cũng tức là khắc phục những hiện tượng cản trở sự lưu thông không khí (chủ yếu do gió và do không khí tuần hoàn), không tạo điều kiện trao đổi tốt cho không khí bên trong phân xưởng.

Trường hợp cửa mái phía đón gió chịu áp suất gió dương thì không khí ngoài sẽ tràn vào phân xưởng cản đường đối với luồng không khí nóng bốc từ dưới lên, hoà trộn và đẩy chúng chảy ngược lại vùng làm việc. Như vậy áp suất gió dương tại cửa mái đón gió luôn cản trở lưu thông không khí và ảnh hưởng xấu đến điều kiện vệ sinh trong phân xưởng (loại trừ trường hợp đặc biệt, ví dụ cửa mái của khẩu độ nguội (và không bị ô nhiễm) nằm giữa các khẩu độ nóng (và ô nhiễm) (xem chương 11 - mục 11.2.3).

Trường hợp vừa nêu ta đóng cửa mái phía đón gió là tốt nhất. Nhưng biện pháp bảo đảm chắc chắn và hiệu quả nhất là *tạo bóng rợp khí động hay áp suất âm* tại phía đón gió của cửa mái.

9.5.1.1. Tường chắn mái và tấm chắn gió

• Nếu mái có độ dốc $i = 1/10 - 1/5$ và chiều cao của phần *tường chắn mái* bằng chiều cao của cửa mái thì có thể đảm bảo áp suất âm trên phía đón gió của cửa mái khi khoảng cách từ tường đến cửa mái $x \leq 4h_{cm}$ (hình 9.14a).



Hình 9.14. Tường chắn mái (a) và tấm chắn gió (b)

• *Tấm chắn gió* sử dụng trong các trường hợp:

- Khi hướng gió thổi không vuông góc với trục cửa mái, tấm chắn đặt tại phía đầu hồi, giữa bức tường chắn mái và cửa mái.

- Nếu sử dụng tường chắn mái không thích hợp (về mặt kinh tế hay kiến trúc. ...) tấm chắn gió đặt tại khoảng cách nhất định so với cửa mái.

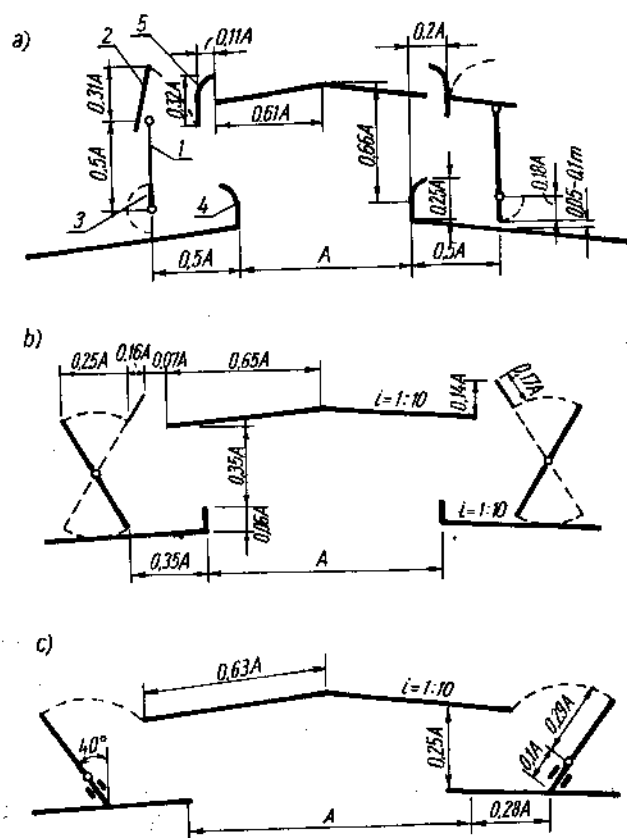
Khi mái có độ dốc $i = 1/3$, tấm chắn gió có độ cao $(0,6 - 1) h_{cm}$ đặt tại khoảng cách $x = (0,5 - 3,3) h_{cm}$ cho ta áp suất âm trên phía đón gió của cửa mái. Nếu góc lắp đặt (mặt cắt ngang của cửa mái) 60° và 30° thì $K = -0,5$ (hình 9.14b).

Khi $i = 2/3$, tấm chắn gió cao bằng h_{cm} đặt tại khoảng cách $x \leq 3,5 h_{cm}$ cho ta áp suất âm trên phía đón gió của cửa mái khi góc lắp đặt 90° và 45° .

9.5.1.2. Cửa mái không đón gió

Cửa mái không đón gió, còn gọi là cửa mái *thoát nhiệt* được sử dụng trong trường hợp nếu dùng cửa mái thông thường thì dưới tác dụng của gió cửa mái sẽ đón gió, tức không khí ngoài sẽ tràn vào phân xưởng.

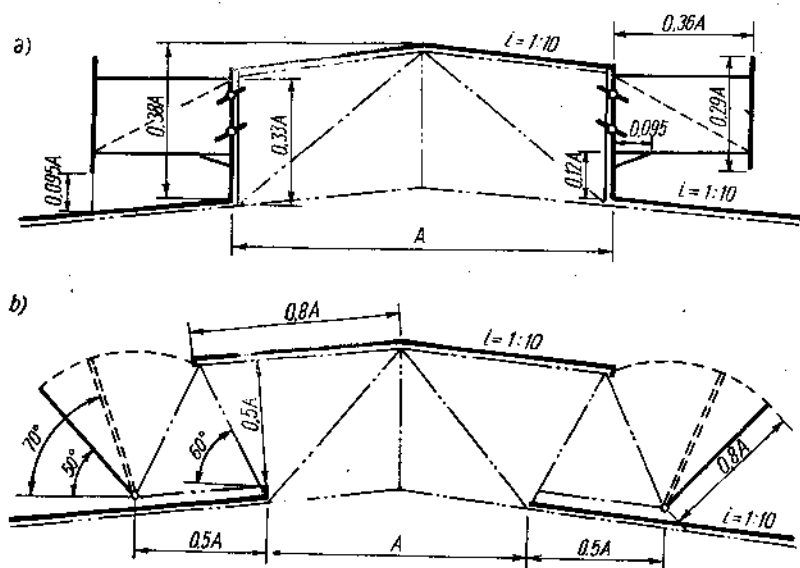
Cửa mái không đón gió có thể có loại lấy ánh sáng và thông gió, hoặc có loại chỉ để thông gió (không lấy ánh sáng) (hình 9.15, 9.16, 9.17, 9.18).



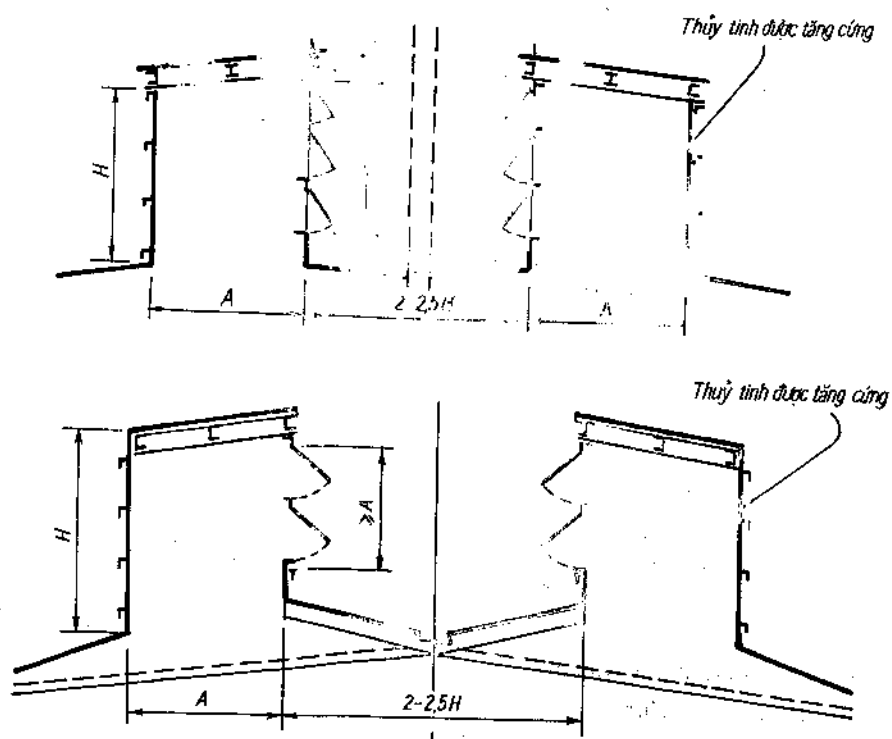
Hình 9.15. Sơ đồ cửa mái không đón gió

a) "MIOT" b) "PSK"; c) "Giprotis"

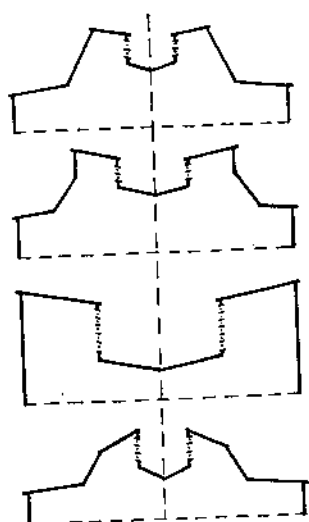
1. tấm chắn gió cố định; 2,3. tấm chắn gió di động (có thể đóng một phần cửa mái); 4. vách đứng viền quanh cổ cửa mái; 5. tấm che mưa cố định (không cản trở dòng không khí thoát ra ngoài qua cửa mái)



Hình 9.16. Sơ đồ cửa mái không đón gió
a) "Len PSP"; b) "KTIS"



Hình 9.17. Sơ đồ cửa mái không đón gió "Baturin"



Hình 9.18. Một số kiểu biến dạng của cửa mái "Baturin"

9.5.2. Tính toán thông gió tự nhiên cho phân xưởng có cửa mái không đón gió

9.5.2.1. Biểu đồ đặc tính của cửa mái không đón gió

Biểu đồ đặc tính của cửa mái không đón gió (phụ lục 15) thu được từ kết quả thí nghiệm bằng phương pháp mô hình hoá trong ống khí động.

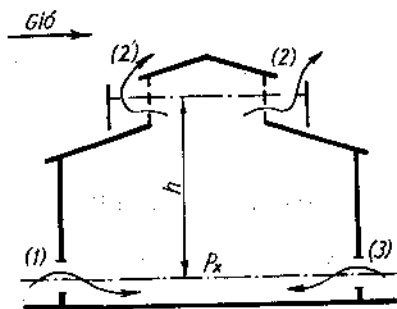
Biểu đồ đặc tính được thể hiện ở dạng đồ thị, trong đó trục hoành chỉ các trị số áp suất thừa tại cổ cửa mái p_{cm} , trục tung - vận tốc không khí tại cổ cửa mái v_{cm} ứng với vận tốc gió (v_g) 0; 4; 6 m/s, và được lập với các góc độ gió thổi khác nhau ($\alpha = 90^\circ$ tương ứng với gió thổi trực giao với trục cửa mái).

9.5.2.2. Phương pháp tính toán

- Áp suất thừa bên trong tại mặt phẳng cổ cửa mái (hình 9.19):

$$p_{cm} = p_x + h (\rho_N - \rho_T^{TB})g \quad (9.19)$$

trong đó: p_x - áp suất thừa tại mặt phẳng (x-x) qua tâm cửa dưới (cửa vào), Pa; h - khoảng cách đứng từ mặt phẳng x-x đến cổ cửa mái.



Hình 9.19. Sơ đồ tính toán thông gió tự nhiên cho phân xưởng có cửa mái không đón gió (ví dụ 9.4)

- Giả thiết áp suất thừa p_x (nhỏ hơn trị số áp suất p_1 và p_2), hoặc diện tích cửa vào $F_v = F_1 + F_2$. Nếu giả thiết diện tích cửa vào (F_1) ta có:

$$\Delta p_1 = p_1 - p_x = \frac{G_1^2}{\mu_1^2 F_1^2 2\rho_N}$$

Từ đó ta có công thức xác định áp suất thừa bên trong (p_x):

$$p_x = p_1 - \frac{G_1^2}{\mu_1^2 F_1^2 2\rho_N}$$

trong đó: p_1 - áp suất gió tại cửa 1, Pa.

- Biết p_x ta xác định áp suất thừa bên trong tại cổ cửa mái (p_{cm}) theo công thức (9.19).
- Chọn cửa mái và xác định diện tích cần thiết của cổ cửa mái:

$$F_{cm} = \frac{G}{v_{cm}\rho_R} \quad (9.20)$$

trong đó: v_{cm} - vận tốc không khí tại cổ cửa mái, m/s tra theo biểu đồ đặc tính của cửa mái ứng với p_{cm} và vận tốc gió (v_g).

Từ diện tích F_{cm} ta xác định các kích thước cấu tạo của cửa mái (ví dụ có chiều dài l - bằng chiều dài phân xưởng, xác định chiều rộng A).

Ví dụ 9.4. Tính toán thông gió tự nhiên cho phân xưởng có cửa mái không đón gió (hình 9.19). Cho biết: $Q_{th} = 2000kW$, $h = 10m$; $K_1 = +0,6$; $K_2 = -0,3$, $v_g = 4m/s$; $t_N = 25^\circ C$; $t_{vlv} = 28^\circ C$; $t_R = 40^\circ C$; $t_T^{TB} = (28 + 40)/2 = 34^\circ C$; $B = 760mmHg$. Góc gió thổi $\alpha = 90^\circ$, chiều dài cửa mái và cửa gió vào (bằng chiều dài phân xưởng) 60m.

- Lưu lượng không khí trao đổi cần thiết:

$$G = \frac{3,6Q_{th}}{c(t_R - t_N)} = \frac{3,6.2000000}{1,005(40 - 25)} = 477600kg/h = 132,7kg/s$$

- Áp suất gió tại các cửa 1 và 2:

$$p_1 = K_1 \cdot \frac{v_g^2}{2} \rho_N = +0,6 \cdot \frac{4^2}{2} \cdot 1,185 = +5,688Pa$$

$$p_2 = K_2 \cdot \frac{v_g^2}{2} \rho_N = -0,3 \cdot \frac{4^2}{2} \cdot 1,185 = -2,844Pa$$

- Giả thiết áp suất thừa p_x tại mặt phẳng (x-x) qua tâm các cửa dưới là $-3,5Pa$. Trường hợp này cả 2 cửa 1 và 2 đều là cửa gió vào.

Áp suất thừa tại cổ cửa mái:

$$p_{cm} = p_x + h(\rho_N - \rho_T^{TB})g = -3,5 + 10(1,185 - 1,161) \cdot 9,81 = -1,146 Pa$$

- Chọn cửa mái MIOT N^o2, dùng biểu đồ đặc tính với góc $\alpha = 90^\circ$, $v_g = 4m/s$ và $p_{cm} = -1,146Pa$ tra tìm $v_{cm} = 0,75m/s$.

Diện tích cổ cửa mái:

$$F_{cm} = \frac{G}{\mu v_{cm} \rho_R} = \frac{132,7}{0,6 \cdot 0,75 \cdot 1,128} = 261 \text{ m}^2$$

Chiều dài cửa mái $l = 60\text{m}$. Vậy chiều rộng cửa mái là:

$$A = \frac{F_{cm}}{l} = \frac{261}{60} = 4,4\text{m}$$

• Phân bố lưu lượng không khí vào đều cho 2 cửa 1 và 2, tức:

$$G_1 = G_2 = \frac{G}{2} = \frac{132,7}{2} = 66,4 \text{ kg/s}$$

Diện tích các cửa dưới (1 và 2):

$$\mu_1 F_1 = \frac{G_1}{\sqrt{2\rho_N(p_1 - p_x)}} = \frac{66,4}{\sqrt{2 \cdot 1,185(5,688 + 3,5)}} = 14,2 \text{ m}^2$$

$$\mu_2 F_2 = \frac{G_2}{\sqrt{2\rho_N(p_2 - p_x)}} = \frac{66,4}{\sqrt{2 \cdot 1,185(-2,844 + 3,5)}} = 53,3 \text{ m}^2$$

Chọn cửa cánh đơn quay theo trục ngang ở giữa khi mở hoàn toàn hệ số $\mu = 0,61$ (phụ lục 16).

Diện tích cửa 2:

$$F_2 = \frac{53,3}{\mu_2} = \frac{53,3}{0,61} = 87 \text{ m}^2$$

Chiều cao của cửa 2 (khi chiều dài $l = 60\text{m}$):

$$h_2 = \frac{F_2}{l} = \frac{87}{60} = 1,45\text{m}$$

Để phòng gió đổi chiều, ta lấy chiều cao cửa 1 bằng chiều cao cửa 2:

$$h_1 = h_2 = 1,45\text{m}; \text{ tức } F_1 = F_2 = 87 \text{ m}^2$$

Hệ số lưu lượng của cửa 1:

$$\mu_1 = \frac{14,2}{87} = 0,163$$

Vậy với cửa 1 (kích thước như cửa 2) chỉ cần mở các cánh dưới góc 20° (xem phụ lục 16).

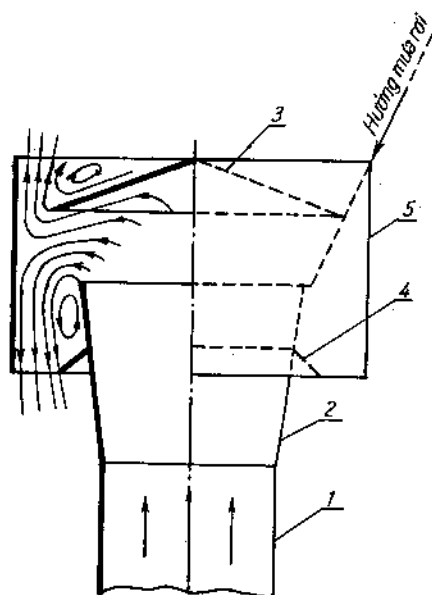
9.5.3. Chụp thoát gió

9.5.3.1. Chụp thoát gió và đặc điểm cấu tạo

• Chụp thoát gió là bộ phận được sử dụng với mục đích lợi dụng năng lượng gió để tăng cường sức hút do nhiệt. Chúng được lắp trên mái nhà, trên ống nối (hoặc mương) đứng để hút thải nhiệt và không khí bị ô nhiễm trong phòng trong trường hợp công trình không có cửa mái.

Chụp thoát gió được sử dụng phổ biến đối với nhà công nghiệp như phân xưởng sản xuất và nhà kho, đặc biệt trong các công trình công cộng như nhà hát, rạp chiếu bóng, công trình thể thao, thư viện, nhà ăn....

• **Đặc điểm cấu tạo** của chụp thoát gió (hình 9.20) là miệng thải của chụp được bao bọc xung quanh bằng vành hình trụ (hoặc hình chóp cụt). Vành này có tác dụng như tấm chắn gió, khi gió thổi đập vào vành luồng gió bị hất lên trên hoặc xuống dưới tạo được bóng rợp khí động tại miệng thải của chụp. Nhờ thế áp suất gió tại miệng thải luôn có trị số âm khi gió thổi qua và không khí bên trong qua ống nối được hút thải ra ngoài qua miệng chụp.



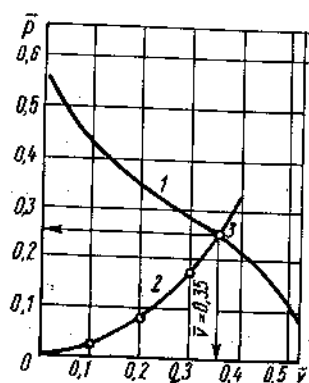
Hình 9.20. Sơ đồ chụp thoát gió

1. ống nối; 2. loa; 3. nón che mưa; 4. vành chắn (chống sự thâm nhập của rác và các chất bẩn); 5. vành hình trụ (chấn gió)

9.5.3.2. Chọn chụp thoát gió

• **Chọn chụp thoát gió** dựa vào biểu đồ đặc tính của chụp (tương tự như chọn quạt) như sau.

Trên biểu đồ đặc tính của chụp thoát gió đặt đường đặc tính của mạng lưới (phụ thuộc của sức cản thủy lực của hệ thống vào lưu lượng hay vận tốc). Điểm cắt nhau của 2 đường đặc tính xác định vận tốc chuyển động của không khí trong chụp (hình 9.21).



Hình 9.21. Chọn chụp thoát gió (ví dụ 9.5)

1. Biểu đồ đặc tính của chụp "XAGHI" tròn; 2. Đường đặc tính của mạng lưới; 3. Điểm công tác

• Biểu đồ đặc tính của chụp thoát gió (phụ lục 17) được lập trên cơ sở thí nghiệm bằng phương pháp mô hình hoá trong ống khí động. Trục hoành đặt trị số vận tốc tương đối \bar{v} , và trục tung - trị số áp suất tương đối \bar{p} , của chụp thoát gió (\bar{v} và \bar{p} không thứ nguyên).

$$\bar{v} = \frac{v_c}{v_g} \quad (9.21)$$

$$\bar{p} = \frac{p}{p_g^d} \text{ hay } \bar{p} = \frac{\sum \xi \frac{v_c^2}{2} \rho_c}{\frac{v_g^2}{2} \rho_N} \quad (9.22)$$

trong đó: v_c, v_g - vận tốc không khí trong ống nối (v_c) và vận tốc gió (v_g), m/s; p, p_g^d - sức hút trong ống nối của chụp (p) và áp suất động của gió (p_g^d), Pa; $\sum \xi$ - tổng hệ số cản cục bộ trong hệ thống đường ống.

Nếu bỏ qua sự khác biệt giữa mật độ không khí trong chụp (ρ_c) và mật độ không khí ngoài (ρ_N), tức coi như $\rho_c = \rho_N$, ta có:

$$\bar{p} = \sum \xi \left[\frac{v_c}{v_g} \right]^2 \quad (9.22a)$$

Tổng hệ số cản cục bộ $\sum \xi$ trong công thức (9.22) và (9.22a) bao gồm cả hệ số cản cục bộ tương đương của đoạn ống có sức cản ma sát ($\xi_{ld} = \lambda/d$) tức $\sum \xi = \xi_{qu}$.

Ví dụ 9.5. Chọn kích thước chụp "XAGHI" tròn. Biết: tổn thất áp suất cục bộ và ma sát trong hệ thống đường ống $\sum \xi = 2$; $v_g = 5 \text{ m/s}$; lưu lượng không khí hút $L = 2500 \text{ m}^3/\text{h}$ (hay $0,7 \text{ m}^3/\text{s}$).

• Cho 5 trị số $\bar{v} = v_c/v_g$: 0; 0,1; 0,2; 0,3; 0,4.

• Xác định sức hút tương đối trong chụp:

$$\bar{p} = \frac{p}{p_g^d} = \sum \xi \left[\frac{v_c}{v_g} \right]^2$$

ứng với các trị số v_c/v_g đã cho:

$\bar{v} = v_c/v_g$	0	0,1	0,2	0,3	0,4
$\bar{p} = p/p_g^d$	0	0,02	0,08	0,18	0,32

• Vẽ biểu đồ đặc tính của mạng lưới trên biểu đồ đặc tính của chụp "XAGHI" tròn. Từ điểm cắt nhau của 2 đường đặc tính ta thu được trên trục hoành trị số $\bar{v} = 0,35$ (xem hình 9.21).

• Xác định vận tốc trong ống nối đứng của chụp:

$$v_c = v_g \cdot \bar{v} = 5,0 \cdot 0,35 = 1,75 \text{ m/s}$$

- Tiết diện ống đứng và đường kính của chụp:

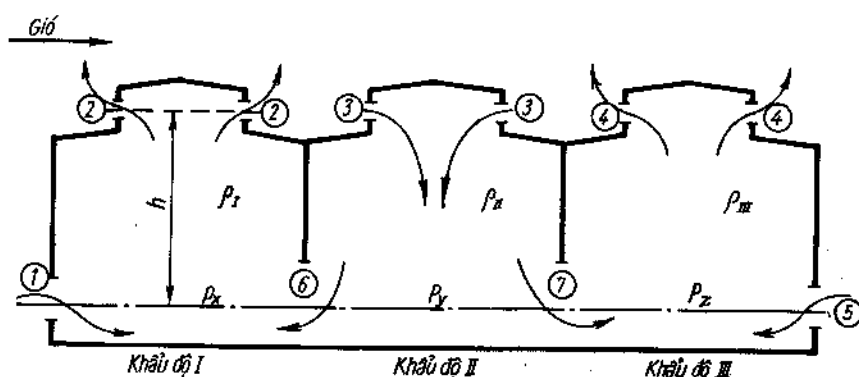
$$F_c = \frac{L}{v_c} = \frac{0,7}{1,75} = 0,4 \text{ m}^2 \rightarrow d_c = 0,714 \text{ m}$$

Nhận $d_c = 710 \text{ mm}$ (theo đường kính chuẩn).

9.6. TÍNH TOÁN THÔNG GIÓ TỰ NHIÊN PHÂN XƯỚNG NHIỀU KHẨU ĐỘ VÀ PHÂN XƯỚNG NHIỀU TẦNG

9.6.1. Phân xưởng nhiều khẩu độ

• Đối với phân xưởng nhiều khẩu độ thì thực hiện thông gió tự nhiên sẽ khó khăn và hạn chế so với phân xưởng 1 khẩu độ, vì các khẩu độ giữa không có tường tiếp xúc với không khí ngoài. Trường hợp này không khí ngoài vào khẩu độ giữa chỉ bằng cách qua cửa mái. Do đó bố trí công nghệ hợp lý nhất về mặt thông gió tự nhiên đối với phân xưởng 3 khẩu độ chẳng hạn, là khẩu độ nguội (II) nằm giữa và khẩu độ nóng (I và III) nằm 2 bên (hình 9.22).



Hình 9.22. Sơ đồ tính toán thông gió tự nhiên phân xưởng nhiều khẩu độ

Sơ đồ lưu thông không khí như sau: tại khẩu độ I và III, không khí vào cửa 1 và 5, ra cửa 2 và 4, tại khẩu độ II - không khí vào cửa 3 chuyển động xuống dưới qua các cửa 6 và 7 ở các tường ngăn lọt vào khẩu độ I và III.

Nhiệm vụ tính toán là xác định lưu lượng trao đổi không khí cần thiết và diện tích các cửa 1, 2, 3, 4, 5 - Diện tích cửa 6 và 7 cần được biết trước hoặc có thể giả thiết và nhận.

Kí hiệu áp suất thừa bên trong tại mặt phẳng ban đầu để tính toán (mặt phẳng đi qua tâm cửa dưới) tương ứng với các khẩu độ là p_x , p_y , p_z , và chọn sơ đồ chuyển động của không khí một cách hợp lý nhất theo ý muốn (theo chiều mũi tên - hình 9.22). Khi đó ta có thể tách riêng từng khẩu độ để xem xét chúng như là các khẩu độ đứng độc lập nếu thay thế tác dụng của khẩu độ liền kề tách ra đối với khẩu độ đang xét bằng các trị số áp

suất dương hoặc âm từ phía chúng. Phương pháp thay thế tác dụng của phân xưởng liền kề bằng trị số áp suất như vậy gọi là *phương pháp mặt cắt*. Ví dụ khi xét khẩu độ I ta tách các khẩu độ kia và thay thế tác dụng của chúng bằng áp suất p_y tác dụng vào cửa 6.

- Tính toán tiến hành như sau.

- Biết lượng nhiệt thừa Q_{1h} xác định lưu lượng trao đổi không khí cần thiết cho các khẩu độ I và III, tức G_2 và G_4 .

- Phân bố lưu lượng G_2 cho cửa 1 và 6 (đối với khẩu độ I): $G_2 = G_1 + G_6$; và lưu lượng G_4 cho cửa 5 và 7 (đối với khẩu độ III): $G_4 = G_5 + G_7$.

- Biết G_6 , G_7 và diện tích các cửa F_6 , F_7 , ta xác định hiệu số áp suất (Δp) tại các cửa 6 và 7:

$$\Delta p_6 = p_y - p_x = \frac{G_6^2}{\mu_6^2 F_6^2 2\rho_{II}}$$

$$\Delta p_7 = p_y - p_z = \frac{G_7^2}{\mu_7^2 F_7^2 2\rho_{II}}$$

- Xác định áp suất gió quy ước tại các cửa 2, 3, 4:

$$p_2^{qu} = p_2 - h(\rho_N - \rho_I)g$$

$$p_3^{qu} = p_3 - h(\rho_N - \rho_{II})g$$

$$p_4^{qu} = p_4 - h(\rho_N - \rho_{III})g$$

trong đó ρ_I , ρ_{II} , ρ_{III} - mật độ của không khí tương ứng trong các khẩu độ I, II, III,

- Sau khi ghi lên hình vẽ trị số áp suất gió (p_i) và áp suất gió quy ước (p_i^{qu}) trên các cửa tương ứng, ta có thể chọn trị số áp suất p_y sao cho để có được chiều chuyển động của không khí đúng như đã chọn. Khi đã chọn được p_y thì các trị số p_x và p_z cũng sẽ biết được do các hiệu số $p_y - p_x$ và $p_y - p_z$ đã được xác định.

- Cuối cùng ta có thể xác định dễ dàng diện tích cửa 1 và 5:

$$F_1 = \frac{G_1}{\mu_1 \sqrt{2\rho_N(p_1 - p_x)}}; \quad F_5 = \frac{G_5}{\mu_2 \sqrt{2\rho_N(p_5 - p_z)}};$$

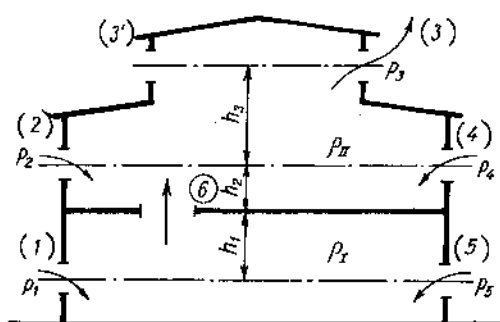
Diện tích các cửa 2, 3, 4 (F_2 , F_3 , F_4) cũng được xác định bằng công thức tương tự.

9.6.2. Phân xưởng nhiều tầng

- Trong phân xưởng nhiều tầng, các tầng thông nhau bằng cửa trên sàn hoặc lồng cầu thang. Sơ đồ lưu thông không khí được thể hiện - đối với phân xưởng 2 tầng bằng các mũi tên qua các cửa 1, 2, 3, 4, 5, 6 (hình 9.23).

Lượng nhiệt thừa tương ứng của tầng I và tầng II là Q_I và Q_{II} (W).

Lưu lượng trao đổi không khí của tầng I (kg/h):



Hình 9.23. Sơ đồ tính toán thông gió tự nhiên phân xưởng nhiều tầng

$$G_1 + G_5 = \frac{3,6Q_I}{c(t_R^I - t_N)}$$

- Nếu $t_R^{II} > t_R^I$, cần xác định phần nhiệt thừa Q' của tầng II bị khử bởi lượng không khí từ tầng I vào qua cửa 6 với nhiệt độ vào bằng t_R^I và nhiệt độ ra bằng t_R^{II} :

$$Q' = 0,278(G_1 + G_5)c(t_R^{II} - t_R^I)$$

Phần nhiệt thừa còn lại của tầng II phải được khử bằng không khí vào qua cửa 2 và cửa 4:

$$G_2 + G_4 = \frac{3,6(Q_{II} - Q')}{c(t_R^{II} - t_N)}$$

Cửa 3 và 3' cần được tính toán để thải toàn bộ không khí đi vào nhà $G_1 + G_5 + G_2 + G_4$ sau khi đã khử toàn bộ nhiệt thừa $Q_I + Q_{II}$.

- Nếu $t_R^{II} = t_R^I$, không khí vào cửa 2 và 4 phải khử hết lượng nhiệt thừa Q_{II} :

$$G_2 + G_4 = \frac{3,6Q_{II}}{c(t_R^{II} - t_N)}$$

- Nếu $t_R^{II} < t_R^I$, lượng nhiệt thừa Q_{II} được bổ sung thêm lượng nhiệt Q'' do không khí từ tầng I mang vào qua cửa 6:

$$Q'' = 0,278(G_1 + G_5)c(t_R^I - t_R^{II})$$

Trường hợp này không khí vào tầng II qua cửa 2 và 4 bằng:

$$G_2 + G_4 = \frac{3,6(Q_{II} + Q'')}{c(t_R^{II} - t_N)}$$

- Trong mọi trường hợp cần bảo đảm cân bằng nhiệt:

$$0,278(G_1 + G_5 + G_2 + G_4)c(t_R^{II} - t_N) = Q_I + Q_{II}$$

• Tính toán tiến hành như sau (đối với trường hợp $t_R^{II} \geq t_R^I$).

- Xác định lưu lượng thông gió tầng I:

$$G_1 + G_5 = G_6 = \frac{3,6Q_1}{c(t_R^I - t_N)}$$

- Lượng nhiệt khử được bằng không khí ngoài vào tầng I (và thoát ra ở tầng II):

$$Q = 0,278c G_6(t_R^{II} - t_N)$$

- Lưu lượng thông gió tầng II:

$$G_2 + G_4 = G_3 - G_6 = \frac{3,6(Q_I + Q_{II} - Q)}{c(t_R^{II} - t_N)}$$

- Nếu chọn mặt phẳng ban đầu để tính toán qua tâm cửa 1,5 và kí hiệu áp suất thừa bên trong trên mặt phẳng đó là p_x , ta có áp suất tại cửa 6:

từ phía tầng I:

$$p_x - h_1\rho_I g$$

từ phía tầng II:

$$p_x - h_1\rho_I g - \Delta p_6$$

trong đó hiệu số áp suất tại tâm cửa 6:

$$\Delta p_6 = \frac{G_6^2}{\mu_6^2 F_6^2 2\rho_I}$$

Cũng tương tự như vậy ta có áp suất thừa bên trong tại tâm cửa 2-4 và 3:

cửa 2-4:

$$p_x - h_1\rho_I g - \Delta p_6 - h_2\rho_{II} g$$

cửa 3:

$$p_x - h_1\rho_I g - \Delta p_6 - (h_2 + h_3)\rho_{II} g$$

- Hiệu số áp suất tại tâm các cửa 1, 5, 2, 4, 3 tương ứng bằng:

$$\Delta p_1 = p_1 - p_x$$

$$\Delta p_5 = p_5 - p_x$$

$$\Delta p_2 = p_2 - (h_1 + h_2)\rho_{II} g - (p_x - h_1\rho_I g - \Delta p_6 - h_2\rho_{II} g)$$

$$\Delta p_4 = p_4 - (h_1 + h_2)\rho_{II} g - (p_x - h_1\rho_I g - \Delta p_6 - h_2\rho_{II} g)$$

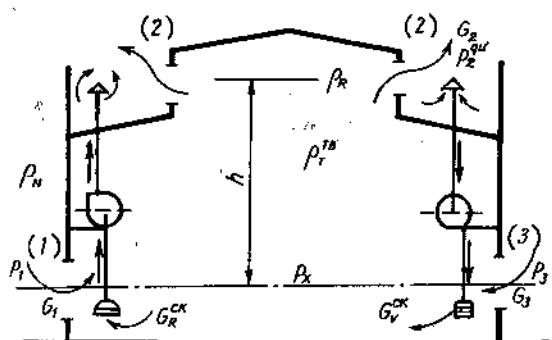
$$\Delta p_3 = p_x - h_1\rho_I g - \Delta p_6 - (h_2 + h_3)\rho_{II} g - [p_3 - (h_1 + h_2 + h_3)\rho_{II} g]$$

- Chọn trị số p_x sao cho bảo đảm sơ đồ chuyển động của không khí đúng như đã chọn (như hình vẽ) và xác định diện tích các cửa.

9.7. THÔNG GIÓ TỰ NHIÊN KẾT HỢP VỚI CƠ KHÍ

Ví dụ ta có phân xưởng (hình 9.24) bên trong có nhiệt thừa, đồng thời có hệ thống thông gió cơ khí thổi vào với lưu lượng G_v^{CK} (kg/h) và hệ thống cơ khí hút ra với lưu

lượng G_R^{CK} (kg/h). Giả sử lượng không khí thổi vào bằng cơ khí (G_v^{CK}) không lớn lắm nên ta có thể nhận cửa 1 và cửa 3 là cửa gió vào và cửa 2 là cửa gió ra. Giả định sơ đồ thông gió tự nhiên như vậy sẽ được chứng tỏ đúng hay sai trong tính toán sau này.



Hình 9.24. Sơ đồ thông gió tự nhiên kết hợp với cơ khí

Ta có phương trình cân bằng lưu lượng:

$$G_1 + G_3 + G_v^{CK} = G_2 + G_R^{CK}$$

Áp suất thừa bên trong trên mặt phẳng (x-x) qua tâm cửa dưới là p_x . Trong trường hợp này ta có phương trình cân bằng lưu lượng dưới dạng khai triển, trong đó p_x là ẩn số chưa biết:

$$\mu_1 F_1 \sqrt{2\rho_N(p_1 - p_x)} + \mu_3 F_3 \sqrt{2\rho_N(p_3 - p_x)} + G_v^{CK} = \mu_2 F_2 \sqrt{2\rho_N(p_x - p_2^{qu})} + G_R^{CK}$$

Khai triển tiếp tục G_2 ta có:

$$\begin{aligned} \mu_2 F_2 \sqrt{2\rho_N(p_x - p_2^{qu})} &= \mu_2 F_2 \sqrt{2\rho_N \{ p_x - [p_2 - h(\rho_N - \rho_T^{TB})] \}} \\ &= \mu_2 F_2 \sqrt{2\rho_N \left\{ p_x - \left[p_2 - \frac{h}{2}(\rho_N - \rho_R) \right] \right\}} \quad \left(\text{vì } \rho_T^{TB} = \frac{\rho_N + \rho_R}{2} \right) \end{aligned}$$

Muốn giải phương trình trên, ta dùng phương pháp dần đến trị số gần đúng để tìm p_x . Tìm được trị số p_x ta xác định lưu lượng qua các cửa (G_1, G_3, G_2).

Cuối cùng ta dùng phương trình cân bằng nhiệt để kiểm tra kết quả tính toán:

$$0,278 \sum G_v^{TN} ct_N + 0,278 G_v^{CK} ct_v^{CK} + Q_{th} = 0,278 \sum G_R^{TN} ct_R + 0,278 G_R^{CK} ct_R^{CK}$$

Trường hợp trên (cửa vào 1, 3, cửa ra 2) và nếu $t_v^{CK} = t_N, t_R^{CK} = t_{vlv}$ thì ta có:

$$0,278(G_1 + G_3)ct_N + 0,278 G_v^{CK} ct_N + Q_{th} = 0,278 G_2 ct_R + 0,278 G_R^{CK} ct_{vlv}$$

10.1. ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ VÀ PHÂN LOẠI HỆ THỐNG ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ

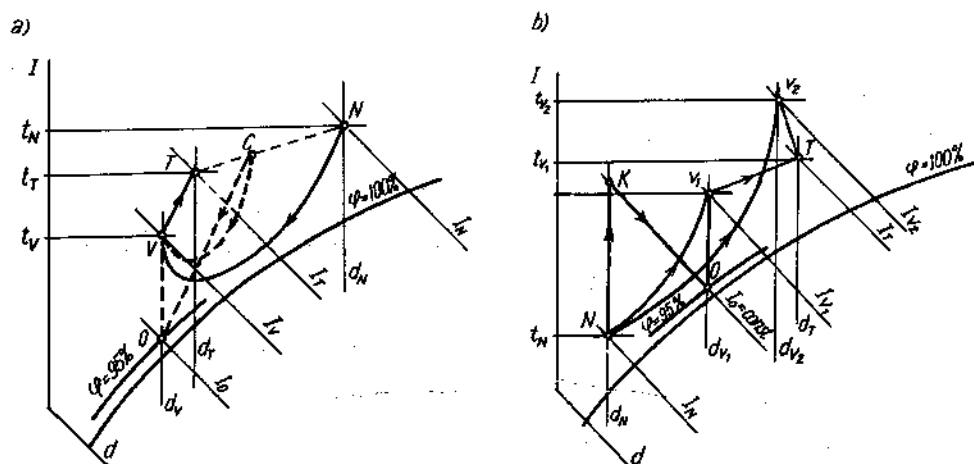
10.1.1. Điều hoà không khí và quá trình cơ bản của điều hoà không khí

• Nhiệt thừa và ẩm thừa là nguyên nhân làm thay đổi trạng thái nhiệt ẩm của không khí trong phòng. Các thông số của không khí ngoài cũng luôn luôn thay đổi theo thời gian trong năm. Để giữ nhiệt độ và độ ẩm không khí trong phòng không đổi ở mức định trước, không khí thổi cần phải có nhiệt độ và độ ẩm nhất định khác với nhiệt độ và độ ẩm của không khí ngoài. Do đó trước khi thổi vào phòng, không khí thổi cần được xử lí. Quá trình xử lí đó gọi là "điều hoà không khí".

Vậy trong trường hợp chung, điều hoà không khí bao gồm các quá trình sấy nóng hay làm lạnh, làm ẩm hay làm khô không khí và lọc sạch không khí. Ngoài ra, trong trường hợp cần thiết, điều hoà không khí còn bao gồm cả khử trùng, khử mùi (và truyền cho không khí mùi dễ chịu, phù hợp với thính giác của con người). Nhưng thông thường xử lí nhiệt - ẩm là quá trình cơ bản của điều hoà không khí.

• Về mùa hè không khí ngoài có nhiệt độ và dung ẩm cao. Trước khi thổi vào phòng, không khí cần được làm lạnh và làm khô, còn về mùa đông không khí ngoài có nhiệt độ và dung ẩm thấp nên nó được sấy nóng và làm ẩm trước khi thổi vào phòng.

Quá trình xử lí nhiệt ẩm - đặc trưng trong năm, tức chế độ mùa hè và chế độ mùa đông được thể hiện trên biểu đồ I - d như sau (hình 10.1).



Hình 10.1. Quá trình xử lí nhiệt - ẩm đặc trưng

a) về mùa hè; b) về mùa đông

các điểm biểu diễn trạng thái: N - không khí ngoài; T - không khí trong phòng (cần khống chế); V - không khí thổi vào phòng.

- Về mùa hè nhiệt thừa (Q_{th}) và ẩm thừa (W) trong phòng thường mang dấu dương (+). Muốn khử lượng Q_{th} và W ấy thì không khí thổi vào phải có trạng thái V nằm bên trái phía dưới điểm T, tức phía entanpi và dung ẩm thấp hơn so với điểm T ($I_v < I_T$, $d_v < d_T$) (hình 10.1a). Nhiệm vụ của quá trình xử lý nhiệt - ẩm là phải đưa trạng thái không khí ứng với điểm N về đến trạng thái V để thổi vào phòng, tức là phải hạ nhiệt độ, entanpi và dung ẩm. Đó là quá trình làm lạnh và làm khô không khí N - V. Quá trình này được thực hiện khi hệ thống điều hoà không khí làm việc theo sơ đồ 1 chiều, tức không có không khí tuần hoàn. Đối với hệ thống không khí có tuần hoàn thì trạng thái của không khí sau khi hoà trộn sẽ là điểm C nằm trên đoạn thẳng N - T (xem chương 1 - mục 1.3.5) và quá trình xử lý nhiệt ẩm trong trường hợp này là quá trình làm lạnh và làm khô C - V. (Ta thấy rõ ở đây khi hệ thống điều hoà không khí làm việc có tuần hoàn thì năng lượng chi phí cho quá trình xử lý nhiệt - ẩm theo đường C - V sẽ nhỏ hơn so với đường N - V, và nếu lượng gió hồi càng tăng thì điểm C càng gần điểm T và do đó càng tiết kiệm năng lượng).

- Về mùa đông Q_{th} trong phòng có thể mang dấu dương (+) hoặc âm (-), còn W thường là dương hoặc xấp xỉ bằng 0. Giả sử W mang dấu dương khi ấy nếu Q_{th} dương thì điểm trạng thái không khí thổi vào V_1 với t_{V1} , I_{V1} và d_{V1} phải thấp hơn các thông số tương ứng của điểm T (tức $t_{V1} < t_T$; $I_{V1} < I_T$; $d_{V1} < d_T$) thì mới khử được lượng Q_{th} và W . Ngược lại, nếu Q_{th} âm (tức thiếu nhiệt) thì điểm trạng thái không khí thổi vào phải là V_2 với $t_{V2} > t_T$ và $I_{V2} > I_T$. Kết quả là cho dù điểm trạng thái không khí thổi vào là V_1 hay V_2 ta đều phải nâng nhiệt độ, entanpi và dung ẩm của không khí ngoài trước khi thổi vào phòng. Nếu điều hoà không khí có tuần hoàn thì cũng tương tự như cách lập luận đối với mùa hè, ta cần phải nâng t , I và d của hỗn hợp không khí hoà trộn trước khi thổi vào phòng. Và do đó quá trình xử lý nhiệt - ẩm đặc trưng về mùa đông là quá trình sấy nóng và làm ẩm không khí.

Xử lý nhiệt - ẩm được thực hiện trong các buồng xử lý chuyên môn hay trực tiếp trong các bộ phận xử lý của máy điều hoà không khí.

• Thiết bị điều hoà không khí trung tâm, hay còn gọi buồng máy điều hoà không khí hoặc gọi tắt là buồng điều hoà không khí trung tâm bao gồm tất cả các bộ phận, trong đó thực hiện các quá trình xử lý không khí cần thiết sau đây.

- Sấy nóng không khí trong bộ sấy: chất mang nhiệt chuyển động trong dàn ống có cánh hay ống trơn, không khí nhận nhiệt từ bề mặt dàn ống.

- Làm lạnh không khí trong các bộ phận làm lạnh kiểu bề mặt hoặc tiếp xúc. Trong bề mặt làm lạnh khô (có cấu tạo tương tự bộ sấy), nước lạnh hay môi chất lạnh (amoniac, freon...) chuyển động trong ống, không khí trao đổi nhiệt với bề mặt ống. Nếu bề mặt làm lạnh có nhiệt độ thấp hơn nhiệt độ điểm sương của không khí thì trên bề mặt có hiện tượng ngưng tụ hơi nước. Không khí trong trường hợp này được làm lạnh và làm

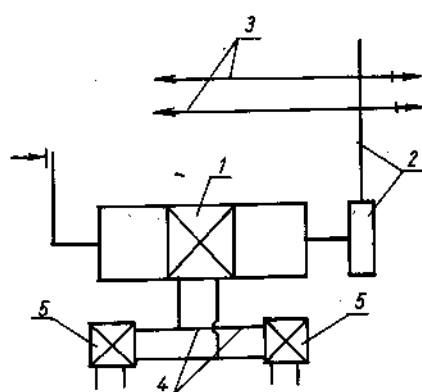
khô. Bề mặt làm lạnh có khi được tưới nước, vì không khí trao nhiệt cho bề mặt ướt với cường độ mạnh hơn. Ngoài ra không khí trong trường hợp này có thể được làm lạnh *đồng thời làm khô hay làm ẩm*. Trong bộ phận làm lạnh tiếp xúc không khí được làm lạnh do quá trình tiếp xúc trực tiếp với nước đi qua khoảng không của *buồng (ngăn) phun*, nước được phun nhờ các mũi phun. Ngoài buồng phun người ta còn dùng *thiết bị làm lạnh tiếp xúc với lớp vật liệu được tưới nước*. Vật liệu được tưới nước là các khâu bằng sứ, kim loại hay nhựa. Không khí đi qua theo các đường dích dắc giữa các bề mặt được tưới nước của các khâu và được làm lạnh *đồng thời làm khô hay làm ẩm*.

Xem thêm quá trình xử lý không khí (chương 1 - mục 1.3) và thiết bị xử lý không khí (chương 7 - mục 7.1 và 7.2).

Để làm khô không khí, người ta còn dùng vật liệu hút ẩm thể rắn (silicagen, alucagen) hay thể lỏng (dung dịch liti clorua và các loại muối khác).

10.1.2. Phân loại hệ thống điều hoà không khí

Hệ thống điều hoà không khí (hình 10.2) gồm 3 thành phần cơ bản:



Hình 10.2. Các thành phần cơ bản của hệ thống điều hoà không khí

1. các bộ phận xử lý không khí - thiết bị điều hoà không khí; 2. mạng lưới (đường ống) vận chuyển và phân phối không khí; 3. các bộ phận cấp không khí đến điểm dùng; 4. mạng lưới đường ống cấp nhiệt - lạnh; 5. bộ phận (trạm) sản xuất nhiệt - lạnh

- các bộ phận xử lý không khí;
- mạng lưới vận chuyển và phân phối không khí đến từng phòng;
- các bộ phận (phụ tùng) cấp không khí vào phòng.

Ngoài ra, mỗi bộ phận xử lý không khí (tại đó xảy ra quá trình trao đổi nhiệt - ẩm) có hệ thống cấp nhiệt - lạnh. Hệ thống này bao gồm mạng lưới đường ống dẫn nhiệt - lạnh và bộ phận (trạm) sản xuất nhiệt - lạnh.

• Phụ thuộc vào vị trí phân bố của 3 thành phần cơ bản trên mà người ta phân loại hệ thống điều hoà trung tâm hay cục bộ.

- *Hệ thống điều hoà không khí trung tâm*: các bộ phận xử lý nhiệt - ẩm được bố trí trong 1 thiết bị nằm trong gian máy, từ đó không khí được phân phối đến các phòng.

- *Hệ thống điều hoà không khí cục bộ*: không khí được xử lý trong các máy điều hoà có kích thước không lớn đặt ngay trong các phòng mà chúng phục vụ. Hệ thống đường ống dẫn không khí trong trường hợp này không có.

- Ngoài ra còn có *hệ thống phối hợp*, tức *hệ thống điều hoà không khí trung tâm kết hợp xử lý nhiệt - ẩm cục bộ*: không khí ngoài được xử lý trung tâm cấp thứ nhất, sau đó được đưa đến từng phòng của ngôi nhà. Tại từng vùng "cục bộ" hay từng phòng không khí được xử lý bổ sung để đạt được trạng thái không khí tối cần thiết.

• Ngoài cách phân loại trên, hệ thống điều hoà không khí còn có thể được phân loại theo các đặc điểm khác như sau.

Theo nguyên lý tập trung các bộ phận riêng lẻ và đặc trưng cung cấp nhiệt - lạnh hệ thống điều hoà không khí được chia thành:

- *Hệ thống độc lập*: mỗi máy điều hoà không khí có hệ thống cấp nhiệt - lạnh riêng (gồm máy lạnh đặt kê sát và mạng lưới đường ống) và các thiết bị xử lý nhiệt - ẩm.

- *Hệ thống không độc lập*: có trạm sản xuất nhiệt - lạnh trung tâm và chung (duy nhất) cho toà nhà, từ đó chất mang nhiệt hay lạnh nhờ mạng lưới phân phối đưa đến từng bộ xử lý nhiệt - ẩm cục bộ.

Theo thời gian hoạt động của hệ thống theo mùa hay quanh năm:

- *Hệ thống làm việc về mùa hè*: làm nhiệm vụ lọc sạch không khí, làm lạnh và làm khô không khí.

- *Hệ thống làm việc về mùa đông*: lọc, sấy nóng và làm ẩm không khí.

- *Hệ thống làm việc quanh năm*: thực hiện đầy đủ các quá trình trên.

Theo đối tượng phục vụ:

- Hệ thống điều hoà không khí *bảo đảm điều kiện tiện nghi* phục vụ sinh hoạt của con người.

- Hệ thống điều hoà không khí *phục vụ nhu cầu sản xuất*.

10.2. HỆ THỐNG ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ TRUNG TÂM

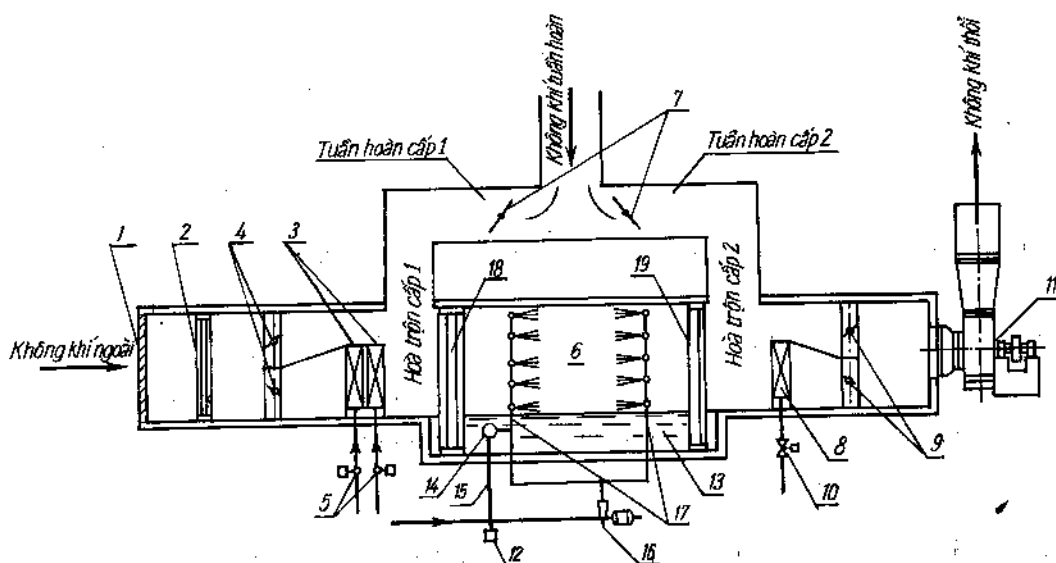
• *Hệ thống điều hoà không khí trung tâm* có thể phục vụ đồng thời cho nhiều phòng hoặc một phòng có kích thước lớn (như phòng khán giả, hội trường, phân xưởng sản xuất...).

- Phụ thuộc số lượng đường ống cấp không khí vào phòng, hệ thống điều hoà không khí có thể chia thành: hệ thống 1 đường ống, hệ thống 2 đường ống và hệ thống phân vùng (nhiều đường ống).

- Phụ thuộc hệ thống điều hoà có sử dụng không khí tuần hoàn (gió hồi) hay không mà hệ thống điều hoà có thể chia thành: hệ thống làm việc theo sơ đồ 1 chiều, tức chỉ xử lý không khí ngoài, hệ thống làm việc theo sơ đồ tuần hoàn 1 cấp hay 2 cấp.

• *Thiết bị điều hoà không khí trung tâm có nhiều kiểu cấu tạo phụ thuộc vào bộ phận trao đổi nhiệt - ẩm là ngăn phun hay bề mặt làm lạnh làm khô. Ngoài ra cấu tạo của chúng còn phụ thuộc vào đặc điểm xử lý không khí trong từng trường hợp cụ thể.*

Hình 10.3 cho ta sơ đồ cấu tạo của thiết bị điều hoà không khí trung tâm làm việc theo sơ đồ tuần hoàn 2 cấp. Ở thiết bị này việc hoà trộn không khí (ngoài và trong phòng) được thực hiện trước (cấp 1) và sau (cấp 2) ngăn phun. Đối với thiết bị làm việc theo sơ đồ tuần hoàn 1 cấp, hoà trộn không khí thực hiện trước ngăn phun.



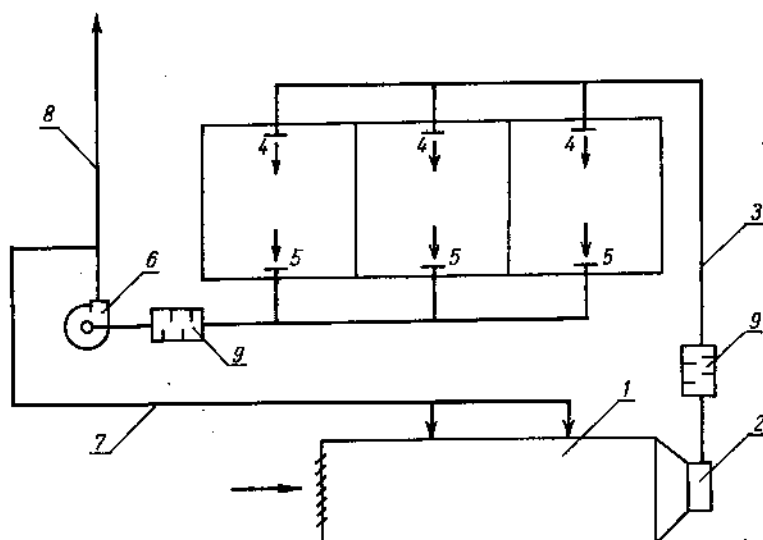
Hình 10.3. Sơ đồ cấu tạo của thiết bị điều hoà không khí trung tâm làm việc theo sơ đồ tuần hoàn 2 cấp

1. lưới chắn; 2. lưới lọc; 3. bộ sấy 1; 4. van điều chỉnh lượng không khí ngoài qua bộ sấy; 5. van điều chỉnh cấp nhiệt vào bộ sấy (trước); 6. ngăn phun nước; 7. van tuần hoàn (cấp 1 và cấp 2); 8. bộ sấy (sau); 9. van (điều chỉnh không khí) hoà trộn; 10. van điều chỉnh cấp nhiệt vào bộ sấy 2; 11. quạt li tâm; 12. van 3 chiều; 13. khay chứa nước; 14. lưới lọc nước; 15. ống dẫn nước hồi; 16. bơm; 17. dàn phun; 18. tấm chắn nước trước; 19. tấm chắn nước sau

Sơ đồ xử lý không khí (quá trình điều hoà không khí) về mùa hè và mùa đông theo sơ đồ 1 chiều (không có tuần hoàn), tuần hoàn 1 cấp và 2 cấp được lập trên cơ sở tính toán chế độ nhiệt - ẩm trong phòng (xem các tài liệu tham khảo [1], [24], ...). Sơ đồ cấu tạo và hoạt động, tính toán các bộ phận xử lý không khí (bộ sấy, ngăn phun và bề mặt làm lạnh khô, lưới lọc), (xem chương 7 - mục 7.1.1.2; 7.1.2.2; 7.2; 7.3.4.2).

10.2.1. Hệ thống điều hoà không khí trung tâm 1 đường ống

Ở hệ thống này (hình 10.4), không khí thổi vào cho các phòng đều có trạng thái ban đầu (điểm V) như nhau, không phân biệt lượng nhiệt thừa (Q_{th}) và ẩm thừa (W) trong các phòng.



Hình 10.4. Sơ đồ hệ thống điều hoà không khí trung tâm 1 đường ống

1. buồng máy điều hoà không khí; 2. quạt đẩy; 3. đường ống dẫn không khí vào (đường ống thổi); 4. miệng thổi; 5. miệng hút; 6. quạt hút; 7. đường ống dẫn không khí tuần hoàn; 8. đường ống thải; 9. tiêu âm

Hệ thống này còn được gọi là hệ thống điều hoà không khí trung tâm "*không phân vùng*" hoặc "*1 vùng*" (single - zone system), và nó chỉ áp dụng cho 1 hoặc nhiều phòng có chế độ ôn ẩm độ như nhau hoặc gần như nhau.

10.2.2. Hệ thống điều hoà không khí trung tâm 2 đường ống

Hệ thống này khác hệ thống 1 đường ống ở chỗ không khí sau khi được xử lý chung ở buồng máy điều hoà được dẫn theo 2 tuyến ống song song, trên đó có lắp các bộ phận xử lý nhiệt - ẩm bổ sung. Các bộ phận xử lý nhiệt - ẩm bổ sung này có thể cùng sấy nóng nhưng sấy đến nhiệt độ khác nhau, hoặc 1 sấy nóng, 1 làm lạnh. Tại mỗi phòng không khí từ 1 tuyến ống được hoà trộn theo một tỉ lệ thích hợp trong hộp hoà trộn để thổi vào phòng.

Ưu điểm chủ yếu của hệ thống này là có thể đáp ứng nhu cầu nhiệt - ẩm rất khác nhau của từng phòng một cách rất linh hoạt. Tuy nhiên, vì có nhiều đường ống dẫn không khí nên chúng chiếm nhiều không gian lắp đặt.

10.2.3. Hệ thống điều hoà không khí trung tâm phân vùng

Ở hệ thống phân vùng - hoặc còn gọi hệ thống *nhiều vùng* (multi - zone system) không khí được cấp vào mỗi vùng (nhóm phòng hoặc 1 phòng) bằng một tuyến ống riêng biệt trên đó có đặt các bộ xử lý nhiệt - ẩm bổ sung (bộ sấy và dàn lạnh) để tăng hoặc giảm nhiệt độ của không khí thổi vào phù hợp với đặc điểm nhiệt - ẩm riêng của từng vùng.

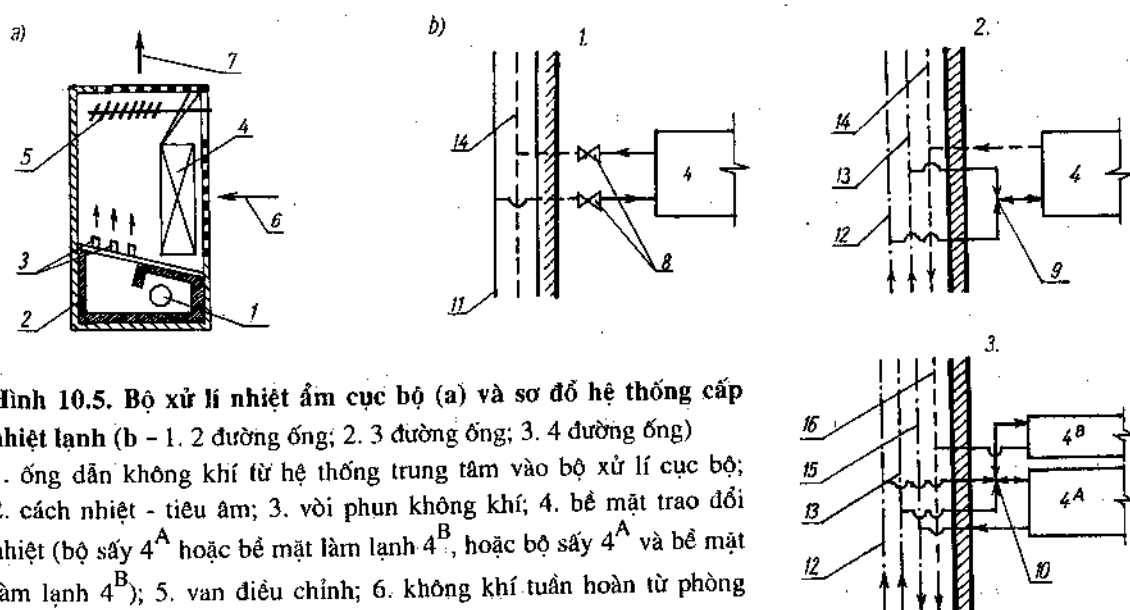
10.3. HỆ THỐNG ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ TRUNG TÂM KẾT HỢP XỬ LÝ NHIỆT - ẨM CỤC BỘ

10.3.1. Hệ thống điều hoà không khí trung tâm khí - nước

• Các hệ thống điều hoà không khí trung tâm (mục 10.2) đều dùng không khí thổi vào để khử nhiệt thừa và ẩm thừa trong phòng, do đó lưu lượng không khí cấp vào phòng phải đủ lớn. Đó là nguyên nhân làm cho các hệ thống điều hoà không khí trung tâm có kích thước lớn, cồng kềnh, chiếm nhiều không gian lắp đặt. Nhằm khắc phục nhược điểm trên người ta sử dụng hệ thống điều hoà không khí trung tâm kết hợp xử lý nhiệt - ẩm cục bộ.

Ở hệ thống này không khí ngoài được cấp vào phòng với lưu lượng vào đủ theo yêu cầu vệ sinh sau khi đã được xử lý nhiệt ẩm trong buồng máy xử lý trung tâm. Khi đi vào các bộ xử lý cục bộ (bổ sung), không khí đi qua các vòi phun vận tốc cao (15 - 20m/s), gây ra hiệu ứng hút làm cho không khí trong phòng bị lôi cuốn vào bề mặt trao đổi nhiệt. Tại đây không khí tuần hoàn được làm lạnh hoặc sấy nóng rồi hoà trộn với không khí ban đầu để thổi vào phòng.

• Tùy theo chức năng của bề mặt trao đổi nhiệt cục bộ mà ta có các loại sơ đồ hệ thống cấp nhiệt - lạnh sau đây (hình 10.5).



Hình 10.5. Bộ xử lý nhiệt ẩm cục bộ (a) và sơ đồ hệ thống cấp nhiệt lạnh (b - 1. 2 đường ống; 2. 3 đường ống; 3. 4 đường ống)

1. ống dẫn không khí từ hệ thống trung tâm vào bộ xử lý cục bộ; 2. cách nhiệt - tiêu âm; 3. vòi phun không khí; 4. bề mặt trao đổi nhiệt (bộ sấy 4^A hoặc bề mặt làm lạnh 4^B , hoặc bộ sấy 4^A và bề mặt làm lạnh 4^B); 5. van điều chỉnh; 6. không khí tuần hoàn từ phòng được điều hoà không khí; 7. không khí hoà trộn thổi vào phòng; 8. van điều chỉnh; 9. van 3 chiều; 10. van 4 chiều; 11. ống cấp nước nóng và lạnh (chung); 12. ống cấp nước nóng; 13. ống cấp nước lạnh; 14. ống dẫn về (chung cho cả nước nóng và nước lạnh); 15. ống nước lạnh dẫn về; 16. ống nước nóng dẫn về

- Cấp nhiệt, cấp lạnh chung 1 hệ thống đường ống gồm 1 tuyến đi 11 và 1 tuyến về 14. Bề mặt trao đổi nhiệt 4 làm việc khi thì như bộ sấy (4^A), khi thì như bề mặt làm lạnh (4^B). Đây là hệ thống cấp nhiệt - lạnh 2 đường ống.

- Đường ống cấp nhiệt 12 và cấp lạnh 13 riêng biệt, còn đường ống dẫn về chung cho cả cấp nhiệt và cấp lạnh 14. Bề mặt trao đổi nhiệt 4 làm việc như trường hợp trên (khi thì như bộ sấy 4^A , khi thì như bề mặt làm lạnh 4^B). Đây là *hệ thống thống cấp nhiệt - lạnh 3 đường ống*.

- Các đường ống nhiệt - lạnh kể cả đi (12, 13) và về (15, 16) đều riêng biệt. Bề mặt trao đổi nhiệt 4 bao gồm bộ sấy 4^A và bề mặt làm lạnh 4^B . Hệ thống này gọi là *hệ thống cấp nhiệt - lạnh 4 đường ống*.

Do nước có tỉ nhiệt lớn và khối lượng riêng của nó cũng lớn hơn nhiều lần so với không khí nên đường ống dẫn nước nóng hoặc nước lạnh cấp vào bộ xử lí cục bộ ít chiếm không gian hơn rất nhiều so với đường ống dẫn không khí. Đó là ưu điểm nổi bật của hệ thống điều hoà trung tâm kết hợp xử lí nhiệt - ẩm cục bộ. Ngoài ra nếu áp dụng hệ thống dẫn không khí áp suất cao (vận tốc lớn) đối với không khí ban đầu (tức không khí từ buồng xử lí trung tâm dẫn đến phòng, thì không gian chiếm chỗ của toàn hệ thống sẽ giảm đáng kể.

Về mặt chất lượng vi khí hậu bên trong các phòng được điều hoà không khí thì hệ thống này không thua kém các hệ thống điều hoà không khí trung tâm, tức là nó hoàn toàn có khả năng khống chế nhiệt độ và độ ẩm trong phòng theo yêu cầu riêng của từng phòng bằng cách điều chỉnh lưu lượng hoặc nhiệt độ hoặc cả 2 thông số (lưu lượng và nhiệt độ) của nước cấp vào bộ xử lí nhiệt - ẩm cục bộ.

Với những ưu điểm trên, hệ thống điều hoà không khí trung tâm kết hợp xử lí nhiệt - ẩm cục bộ còn được gọi là *hệ thống điều hoà không khí trung tâm khí - nước* (Air and Water System) được áp dụng rộng rãi, nhất là đối với những công trình có quy mô lớn và cao tầng.

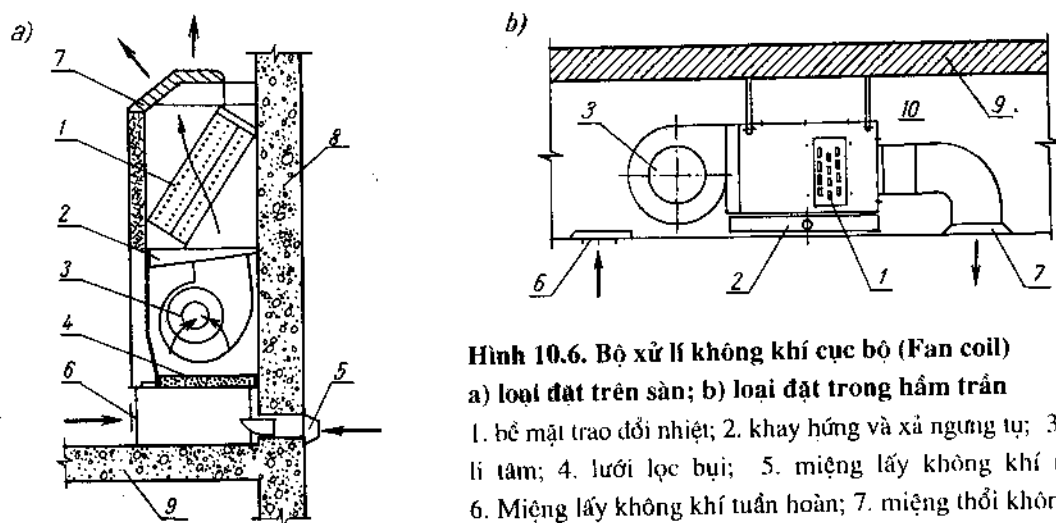
10.3.2. Hệ thống điều hoà không khí trung tâm nước

Đây là hệ thống điều hoà không khí với bộ xử lí không khí cục bộ được cấp nhiệt - lạnh (nước nóng, nước lạnh) bằng hệ thống trung tâm. Hệ thống này khác hệ thống trung tâm khí - nước ở chỗ các quá trình xử lí nhiệt - ẩm không khí đều được thực hiện cục bộ. Thiết bị (hay buồng máy) xử lí nhiệt - ẩm trung tâm (trong hệ thống khí - nước) được thay bằng hệ thống máy sản xuất nước nóng - lạnh trung tâm (Water Chiller) hay trạm nhiệt - lạnh trung tâm cung cấp cho bộ xử lí nhiệt - ẩm cục bộ.

Thiết bị chủ yếu của hệ thống này là các bộ xử lí không khí cục bộ gồm dàn ống có quạt (Fan Coil) hoặc dàn quạt (Unit Ventilator) được lắp ngay trong phòng được điều hoà không khí (hình 10.6).

Đặc điểm của hệ thống điều hoà không khí nước là làm ẩm không khí không đặt thành vấn đề. Vấn đề cấp không khí ngoài cho phòng (theo tiêu chuẩn vệ sinh) trong đa số trường hợp cũng không đòi hỏi đối với bộ xử lí nhiệt - ẩm cục bộ. Nhưng để thông

gió cho phòng, cần phải trở cửa thông gió trên tường có lắp quạt trục hoặc lợi dụng thông gió tự nhiên như hiện tượng rò gió hoặc thông thoáng (mở cửa sổ) định kì. Trường hợp cần lấy không khí ngoài (để hoà trộn với không khí tuần hoàn) trước khi vào bộ xử lí nhiệt - ẩm cục bộ, tốt hơn hết nên lắp bộ xử lí gần tường ngoài (hình 10.6a) hoặc trở cửa thông gió trên mặt tường ở độ cao hầm trần để thổi không khí vào hầm trần (bằng quạt trục) cung cấp cho các bộ xử lí đặt trên hầm trần (trường hợp hình 10.6b).



Hình 10.6. Bộ xử lí không khí cục bộ (Fan coil)

a) loại đặt trên sàn; b) loại đặt trong hầm trần

1. bể mặt trao đổi nhiệt; 2. khay hứng và xả ngưng tụ; 3. quạt trục; 4. lưới lọc bụi; 5. miệng lấy không khí ngoài; 6. Miệng lấy không khí tuần hoàn; 7. miệng thổi không khí

vào phòng); 8. tường ngoài; 9. sàn (tầng dưới và tầng trên); 10. hầm trần.

• Như vậy hệ thống điều hoà không khí trung tâm nước là *hệ thống điều hoà không khí không toàn phần* vì chúng chỉ có khả năng khống chế nhiệt độ là chủ yếu, còn độ ẩm của không khí trong phòng có thể thay đổi trong phạm vi rộng nhưng tương đối thấp (40 - 70%) [1]. (Hệ thống điều hoà không khí *toàn phần* được hiểu là hệ thống điều hoà không khí khống chế được cả nhiệt độ và độ ẩm [1]). Nhưng hệ thống này có ưu điểm là đơn giản, ít chiếm chỗ nhất và thuận tiện trong lắp đặt. Tuy nhiên chúng không đáp ứng được các yêu cầu nghiêm ngặt về vi khí hậu trong các công trình có yêu cầu khắc khe đối với nhiệt độ và độ ẩm.

Chú thích: Hệ thống điều hoà không khí trung tâm nước có thể xếp vào loại *hệ thống điều hoà không khí cục bộ* theo cách phân loại ở trên (mục 10.1.2). Nhưng ở đây ta tạm xếp chúng vào loại hệ thống trung tâm kết hợp xử lí (nhiệt - ẩm) cục bộ để phân biệt với các máy điều hoà không khí độc lập (không có hệ thống đường ống vận chuyển và phân phối không khí). Hơn nữa thuật ngữ "trung tâm nước" có thể dễ gây liên tưởng đến "hệ thống trung tâm" tương tự như "trung tâm khí", "trung tâm khí - nước".

10.4. MÁY ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ ĐỘC LẬP

• *Máy điều hoà không khí* là loại máy được chế tạo sẵn trong nhà máy bao gồm tất cả các bộ phận xử lí (lọc bụi, sấy nóng, làm lạnh và làm khô và nếu cần có cả làm ẩm) và

vận chuyển không khí (quạt) với hình dáng gọn nhẹ. Bộ phận trao đổi nhiệt trong máy điều hoà không khí là bề mặt làm lạnh khô loại ống trơn hay ống có cánh. Phụ thuộc vào thời gian trong năm mà chất mang lạnh (nước lạnh, dung dịch muối hoặc môi chất lạnh hay chất mang nhiệt (nước nóng) được cấp vào bộ phận trao đổi nhiệt.

Theo cách phân loại đã nêu (mục 10.1.2) máy điều hoà không khí cục bộ được chia thành:

- Máy điều hoà không khí *độc lập* và *không độc lập*.
- Máy điều hoà không khí *làm việc về mùa hè (1 chiều)* và *quanh năm (2 chiều)*. (Không có loại máy chỉ làm việc về mùa đông).

Ngoài ra máy điều hoà không khí còn được phân loại theo những dấu hiệu khác như sau:

- Máy điều hoà không khí *kiểu cửa sổ* hoặc *đặt xuyên tường, kiểu tủ* (đặt trên sàn, trên mái), *kiểu treo tường, đặt trên sàn, kiểu lắp dưới trần, trên hầm trần*. Kiểu cửa sổ hoặc lắp xuyên tường thuộc loại máy độc lập, còn các kiểu khác thuộc máy độc lập hoặc không độc lập.

- Máy điều hoà không khí *kiểu nguyên khối (1 cụm)* và *tách đôi (2 cụm)*. Cụm đặt trong nhà gồm dàn bay hơi, lưới lọc bụi và quạt thổi, cụm đặt ngoài nhà gồm máy nén lạnh, dàn ngưng tụ và quạt mát ngưng tụ.

- Máy điều hoà không khí *kiểu làm nguội ngưng tụ bằng nước* và *làm nguội ngưng tụ bằng không khí*. Tất cả các máy kiểu cửa sổ hoặc xuyên tường cũng như các loại máy 2 cụm đều có dàn ngưng tụ được làm nguội bằng không khí. Máy 1 cụm kiểu tủ hầu hết có dàn ngưng được làm nguội bằng nước.

- *Máy điều hoà không khí không độc lập* là loại thiết bị xử lý nhiệt - ẩm được cấp nhiệt - lạnh ở bên ngoài từ nguồn nhiệt - lạnh trung tâm. Đó là các kiểu bộ xử lý nhiệt - ẩm bổ sung (Air Handling Unit - AHU) trong hệ thống điều hoà không khí trung tâm khí và khí - nước và bộ xử lý nhiệt - ẩm cục bộ (Fan Coil Unit - FCU) trong hệ thống điều hoà không khí trung tâm nước.

Ngược lại với máy điều hoà không khí không độc lập, *máy điều hoà không khí độc lập* có máy lạnh được lắp sẵn trong máy và dàn bay hơi của máy lạnh là bề mặt trao đổi nhiệt bằng bay hơi trực tiếp của môi chất lạnh để làm lạnh và làm khô không khí.

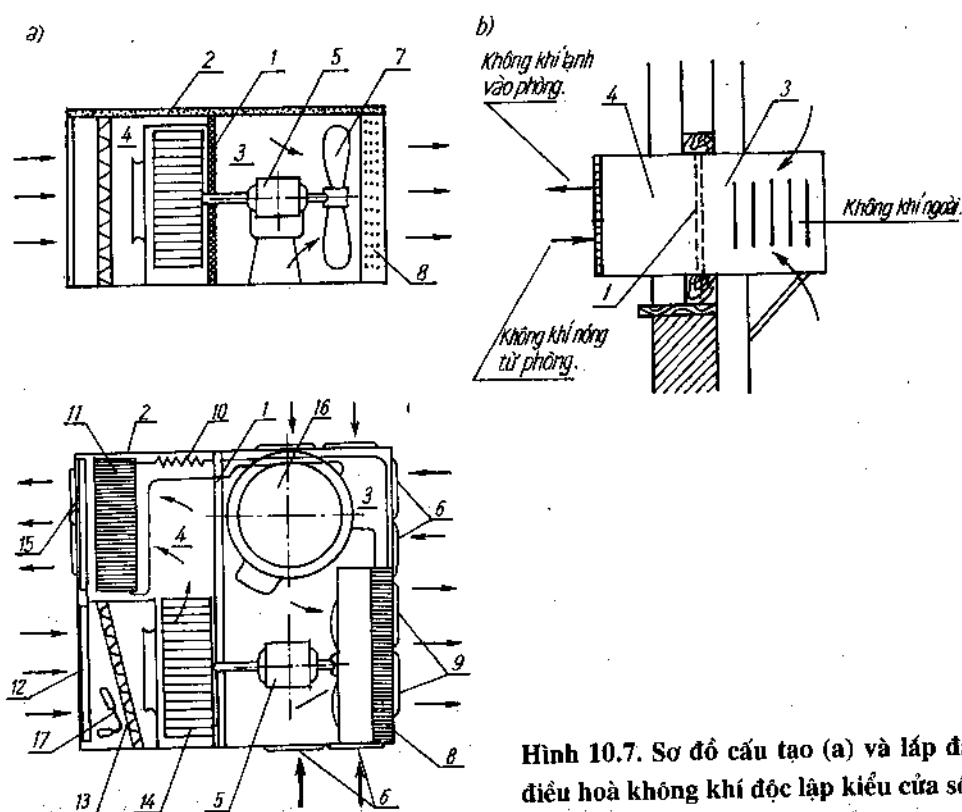
- Máy điều hoà không khí độc lập có thể được sử dụng như máy điều hoà không khí cục bộ hoặc trong hệ thống điều hoà không khí trung tâm.

- Máy điều hoà không khí độc lập *sử dụng như máy điều hoà không khí cục bộ* thường có công suất nhỏ với năng suất lạnh (Q_l) bằng và nhỏ hơn 80kW và lưu lượng không khí (L) bằng và nhỏ hơn 10000 m³/h được lắp đặt tại chỗ – bên trong phòng được điều hoà không khí.

- Máy điều hoà không khí độc lập được sử dụng trong các hệ thống điều hoà không khí trung tâm có công suất lớn được lắp đặt trong gian máy nằm bên ngoài phòng được điều hoà không khí. Khi đó máy điều hoà được coi như bộ phận xử lý nhiệt - ẩm hoàn chỉnh (cùng với hệ thống vận chuyển, phân phối và cấp không khí đến các phòng cần điều hoà không khí) của hệ thống điều hoà trung tâm.

10.4.1. Máy điều hoà không khí độc lập kiểu cửa sổ

• Sơ đồ cấu tạo và nguyên lý làm việc của máy điều hoà không khí độc lập kiểu cửa sổ (Window Type Air Conditioner) như sau (hình 10.7a).



Hình 10.7. Sơ đồ cấu tạo (a) và lắp đặt (b) máy điều hoà không khí độc lập kiểu cửa sổ

Vách ngăn 1 chia vỏ máy 2 thành hai khoang riêng biệt: khoang ngoài - tức khoang nóng 3 nằm bên ngoài nhà và khoang trong - tức khoang lạnh 4 nằm phía trong nhà. Khi động cơ 5 làm việc không khí ngoài qua khe chớp cố định 6 ở hai mặt bên và mặt sau của vỏ máy được quạt trục 7 hút vào thổi qua dàn ngưng tụ 8. Không khí nóng sau khi giải nhiệt từ dàn ngưng tụ toả ra được đẩy ra ngoài qua khe chớp 9 nằm ở mặt sau của vỏ máy. Dịch môi chất lạnh từ dàn ngưng tụ dưới nhiệt độ và áp suất cao sẽ được tiết lưu qua ống mao quản 10 để vào dàn bay hơi 11 và ở đây do áp suất giảm đột ngột, dịch môi chất lạnh sẽ sôi ở nhiệt độ tương đối thấp và biến đổi trạng thái ở thể lỏng sang thể khí (gọi là hơi môi chất lạnh). Trong quá trình bay hơi, môi chất lạnh thu nhiệt từ môi

trường xung quanh. Không khí trong phòng qua các khe chớp trang trí 12 nằm ở mặt trước vỏ máy, qua lưới lọc 13 được quạt li tâm 14 hút vào hoà trộn với một phần không khí ngoài từ khoang ngoài qua mảng trống của vách ngăn 1 thổi qua dàn bay hơi. Tại đây không khí được làm lạnh và làm khô rồi thổi vào phòng qua các khe chớp trang trí 15 (nằm ở mặt trước của vỏ máy). Trong quá trình làm lạnh và làm khô hơi nước trong không khí ngưng tụ trên bề mặt dàn bay hơi chảy xuống khay chứa nước ở bên dưới - ở đáy vỏ máy để thoát ra ngoài. Hơi môi chất lạnh sau dàn bay hơi 11 được máy nén 16 hút về, rồi lại nén vào dàn ngưng tụ 8 và cứ thế tiếp diễn chu trình kín của máy nén lạnh.

Để tăng cường quá trình giải nhiệt cho dàn ngưng tụ ở một số máy cánh quạt trục 7 được chế tạo với vành đai xung quanh. Khi quay, các vành đai của cánh quạt được nhúng vào lớp nước ngưng (từ dàn bay hơi) chảy từ khoang trong sang, nước bị hút vào dòng không khí và làm ướt bề mặt dàn ngưng tụ. Vách ngăn 1 (chia hộp máy làm hai khoang) có cấu tạo cách nhiệt - đồng thời cách âm, nhờ đó độ ồn do động cơ quạt và máy nén truyền từ khoang ngoài được giảm đến mức tối thiểu. Mặt trên của vỏ máy 2 được cấu tạo hai lớp (lớp vỏ ngoài và mặt bên trong) để bảo vệ máy đồng thời có tác dụng giảm ồn và chống rung khi máy hoạt động.

Máy điều hoà không khí kiểu cửa sổ làm việc theo nguyên lý trên với bộ điều khiển hai tư thế 17 được lắp sau khe chớp 12. Khi nhiệt độ không khí trong phòng cao hơn hay thấp hơn so với trị số đặt trước, cảm biến nhiệt của máy sẽ điều khiển tương ứng cho máy hoạt động hay ngừng hoạt động. Đây là loại máy 1 chiều, tức chỉ làm lạnh không khí về mùa hè mùa, mùa đông không hoạt động. Máy được chế tạo theo nhiều cỡ năng suất lạnh và lưu lượng không khí. Khi chọn máy (để khử nhiệt thừa) các thông số này có thể được thể hiện thông qua năng suất lạnh.

Phạm vi sử dụng của máy điều hoà kiểu cửa sổ hạn chế do năng suất lạnh và lưu lượng của máy không cao. Chúng thường được dùng trong các phòng có thể tích không lớn chủ yếu để giữ nhiệt độ ổn định ở mức độ nhất định. Và tuy đã có những biện pháp cách âm và chống ồn, độ ồn của các máy này vẫn cao.

- Máy điều hoà độc lập kiểu cửa sổ được lắp tại tường ngoài dưới bực cửa sổ hay xuyên tường. Khi lắp đặt cần chú ý vị trí vách ngăn 1 đúng tim tường để cho toàn bộ ngăn ngoài và ngăn trong nằm tương ứng bên ngoài và bên trong nhà (hình 10.7b).

10.4.2. Máy điều hoà không khí độc lập 2 chiều kiểu cửa sổ

- Đây là loại máy điều hoà hoạt động quanh năm, mùa hè cũng như mùa đông. Máy điều hoà làm việc 2 chiều (làm mát về mùa hè và sưởi ấm về mùa đông) có *máy lạnh làm việc theo nguyên lý bơm nhiệt*.

Về mặt nhiệt động học và cấu tạo, bơm nhiệt là loại máy lạnh thông thường, tức thu nhiệt từ vật có nhiệt độ thấp hơn, nâng cao thế năng nhiệt của lượng nhiệt đó nhờ chu

trình nhiệt động và trao nó cho vật khác. Đặc điểm khác nhau giữa bơm nhiệt và máy lạnh là ở chỗ ở máy lạnh quá trình thu nhiệt ở nhiệt độ thấp được coi như quá trình chính và trao nhiệt ở nhiệt độ cao là quá trình phụ kèm theo, còn ở bơm nhiệt thì ngược lại: trao nhiệt là quá trình chính và thu nhiệt là quá trình phụ (kèm theo).

Từ đó ta thấy, thiết bị lạnh không chỉ được sử dụng để làm lạnh không khí mà còn để sấy nóng không khí. Sử dụng phối hợp thiết bị lạnh như vậy sẽ làm tăng hiệu quả sử dụng và làm giảm chi phí đầu tư.

Để đánh giá hiệu quả năng lượng của máy lạnh nói chung và bơm nhiệt nói riêng, người ta dùng *hệ số chuyển đổi năng lượng*. Đó là tỉ số giữa lượng nhiệt thu được trong dàn ngưng tụ của máy lạnh và công suất điện tiêu thụ quy về cho 1 đơn vị nhiệt, kí hiệu K. Đối với bơm nhiệt nếu sử dụng không khí ngoài làm nguồn nhiệt thì ở những điều kiện khác nhau khi nhiệt độ không khí ngoài càng cao hệ số K càng cao [1, 24]. Máy điều hoà không khí làm việc ở chế độ bơm nhiệt do các hãng điều hoà không khí lớn trên thế giới như National (Nhật Bản), Carrier (Hoa Kỳ)... có hệ số chuyển đổi năng lượng $K \approx 3$ khi nhiệt độ không khí bên ngoài trong khoảng $5 - 7^{\circ}\text{C}$. Như vậy dùng bơm nhiệt cứ tiêu hao 1kW điện ta thu được 3kW nhiệt (trong lúc nếu sưởi bằng bộ đốt điện trở $K = 1$) [1].

Ngoài hệ số chuyển đổi năng lượng K, để đánh giá hiệu quả năng lượng của máy điều hoà không khí độc lập làm việc ở chế độ làm lạnh không khí - cũng tức là hiệu suất của máy lạnh nói chung người ta còn dùng các hệ số [1]:

- Tỉ số năng lượng hiệu dụng EER - là tỉ số giữa năng suất lạnh thu được từ dàn bay hơi của máy lạnh tính bằng Btu/h và công suất điện tiêu thụ (bao gồm công suất điện chạy động cơ máy nén và công suất điện chạy quạt) tính bằng W. Đơn vị của EER là Btu/Wh.

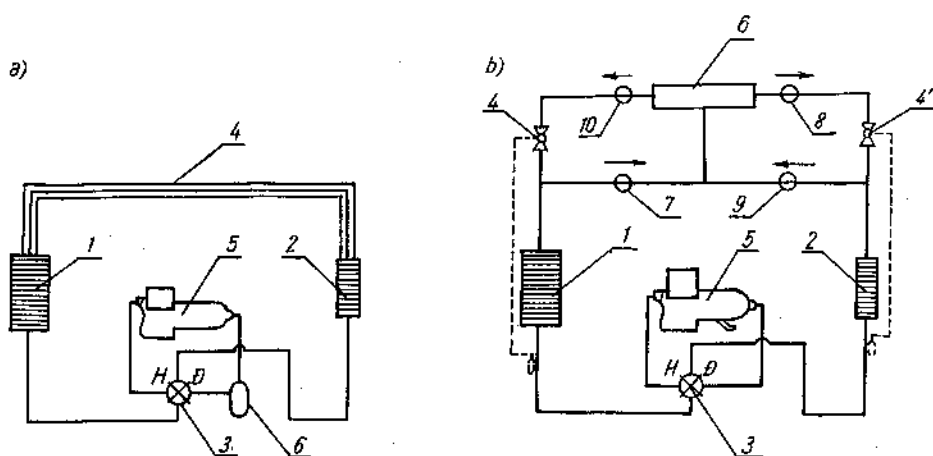
- Hệ số hoàn thiện COP - là tỉ số năng suất lạnh và công suất điện tiêu thụ tính bằng W hoặc kW. Đơn vị của COP là không thứ nguyên.

(Trong catalô của một số máy điều hoà không khí có ghi chỉ tiêu EER của máy)

Khi sử dụng bơm nhiệt thì về mùa hè và mùa đông đều sử dụng chung một thiết bị, do đó năng suất lạnh về mùa hè và năng suất nhiệt về mùa đông không khác nhau nhiều. Nếu nhiệt độ bay hơi về mùa hè và mùa đông như nhau thì năng suất lạnh thường nhỏ hơn 10 - 20% so với năng suất nhiệt [24].

- Để máy điều hoà không khí độc lập làm việc 2 chiều người ta tổ chức cho *môi chất lạnh lưu thông trong máy theo 2 chiều ngược nhau* (hình 10.8). Bề mặt trao đổi nhiệt nằm bên ngoài 1 và bề mặt trao đổi nhiệt nằm bên trong 2 thay đổi chức năng làm việc cho nhau: về mùa hè bề mặt 1 làm việc như dàn ngưng tụ và bề mặt 2 như dàn bay hơi, còn về mùa đông thì ngược lại bề mặt 2 như dàn ngưng tụ và bề mặt 1 như dàn bay hơi.

Sự thay đổi chức năng đó được thực hiện nhờ van 4 (bốn) ngã thay đổi (hoán vị) chiều chuyển động của môi chất lạnh như sau.



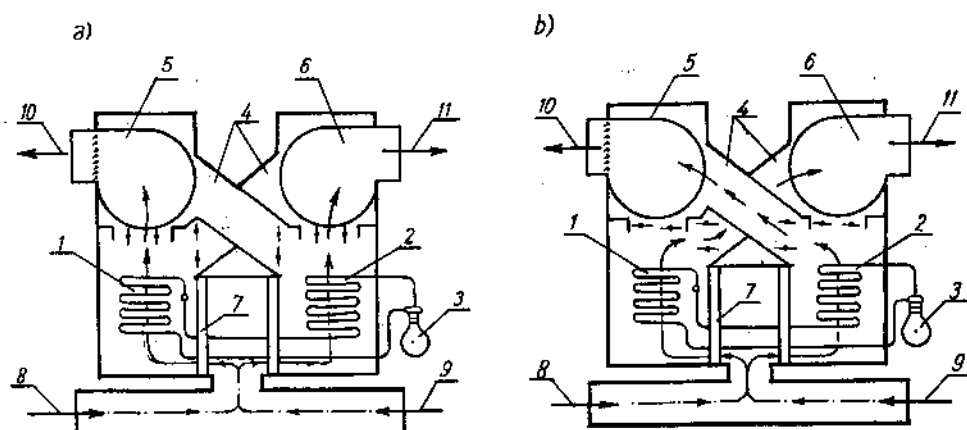
Hình 10.8. Sơ đồ đường ống của máy điều hoà không khí độc lập 2 chiều
a) dùng ống mao tiết lưu; b) dùng van tiết lưu

- Đối với máy điều hoà dùng ống mao tiết lưu (hình 10.8a): về mùa hè cần van 4 ngã 3 đặt ở vị trí H để đưa hơi môi chất lạnh từ máy nén đi ra chuyển động về phía bề mặt 1 (là dàn ngưng tụ) thải nhiệt ra không khí bên ngoài để ngưng tụ thành dịch lỏng tiết lưu qua ống mao 4 đi vào sôi ở bề mặt 2 (là dàn bay hơi) rồi được hút về máy nén 5 qua bình chứa 6. Không khí trong nhà được làm mát nhờ trao đổi nhiệt cho quá trình bay hơi của môi chất lạnh trong bề mặt trao đổi nhiệt 2 (dàn bay hơi). Về mùa đông, cần van 3 xoay sang vị trí Đ, hơi môi chất lạnh từ máy nén đi ra chuyển động về phía bề mặt 2 (là dàn ngưng tụ), toả nhiệt vào không khí trong phòng, ngưng tụ thành dịch tiết lưu qua ống mao 4 đi vào sôi ở bề mặt 1 (là dàn bay hơi) rồi quay về máy nén 5. Nhiệt cần cho quá trình bay hơi của môi chất lạnh được không khí bên ngoài cung cấp, còn không khí trong phòng được sưởi ấm nhờ nhiệt toả trong quá trình ngưng tụ của môi chất lạnh ở bề mặt 2 (dàn ngưng tụ).

- Đối với các máy điều hoà lớn, thường dùng van tiết lưu thay cho ống mao, sơ đồ phức tạp hơn do phải bố trí hệ thống van tiết lưu 4, 4' và van 1 (một) chiều 7, 8, 9, 10 (hình 10.8b). Về mùa hè cần van 3 đặt ở vị trí H, hơi môi chất lạnh được nén vào bề mặt 1 (dàn ngưng tụ) sau đó dịch môi chất lạnh đi qua van 7 vào ống góp 6 (có tác dụng như bình chứa), qua van 8 vào sôi ở bề mặt 2 (dàn bay hơi). Về mùa đông, cần van 3 đặt ở vị trí Đ, hơi môi chất lạnh đi theo chiều ngược lại: vào bề mặt 2 (dàn ngưng tụ), dịch đi ra qua van 9 vào ống góp 6, qua van 10 sôi ở bề mặt 1 (dàn bay hơi). Trường hợp đầu (mùa hè) các van 1 chiều 9, 10 không có tác dụng, cũng như trường hợp sau (mùa đông), các van 1 chiều 7, 8 không có tác dụng vì chênh lệch áp suất ở 2 đầu không cho phép môi chất lạnh đi theo chiều mũi tên của chúng.

• Nguyên lí bơm nhiệt được phát hiện vào năm 1852 nhưng sau thời gian khá dài nó mới được áp dụng trong thực tiễn. Trong vài chục năm gần đây nguyên lí này mới được áp dụng vào thiết bị điều hoà không khí và sưởi ấm.

Thời gian đầu để máy điều hoà độc lập làm việc 2 chiều người ta tổ chức cho không khí chuyển động trong máy theo 2 chiều ngược nhau (hình 10*). Nhưng do bố trí thiết bị theo nguyên lí này cồng kềnh và phức tạp nên thời gian sau đã xuất hiện máy điều hoà không khí với môi chất lạnh lưu thông trong máy theo 2 chiều ngược nhau như đã trình bày (hình 10.8).



Hình 10*. Sơ đồ nguyên lí máy điều hoà không khí làm việc theo nguyên lí bơm nhiệt với không khí chuyển động theo 2 chiều ngược nhau

a) mùa hè (làm lạnh và làm khô); b) mùa đông (sấy nóng và làm ẩm)

1. dàn ngưng tụ; 2. dàn bay hơi; 3. máy nén; 4. đường ống dẫn không khí; 5. quạt hút; 6. quạt thổi; 7. lưới lọc; 8. không khí ngoài; 9. không khí tuần hoàn; 10. không khí thải; 11. không khí thổi

• Các loại máy điều hoà không khí độc lập kiểu cửa sổ 1 chiều (Cooling Only Model) và 2 chiều (Heat Pump Model) đều thuộc loại máy làm nguội ngưng tụ bằng không khí. Chúng được chế tạo với dải năng suất lạnh 8000 - 24000 Btu/h (2,3 - 7kW). Năng suất lạnh được tiêu chuẩn hoá ứng với các điều kiện khi máy làm việc ở chế độ lạnh: nhiệt độ khô và nhiệt độ ướt của không khí trong phòng tương ứng bằng 27°C và 19,5°C ($\phi = 50\%$), nhiệt độ khô của không khí ngoài 35°C, và khi máy làm việc ở chế độ bơm nhiệt: nhiệt độ khô của không khí trong phòng 21°C, nhiệt độ khô và nhiệt độ ướt của không khí ngoài tương ứng 7°C và 6°C.

10.4.3. Máy điều hoà không khí độc lập làm nguội ngưng tụ bằng nước

Máy điều hoà không khí độc lập làm nguội ngưng tụ bằng nước (Water Cooled Packaged Air Conditioner) thường được chế tạo kiểu tủ nên thường được gọi *tủ điều hoà không khí*.

• Trong máy có vách ngăn cách nhiệt chia vỏ máy thành 2 ngăn: ngăn dưới chứa tổ hợp máy nén và dàn ngưng tụ kiểu chùm ống trong bình hình trụ nằm ngang hoặc kiểu

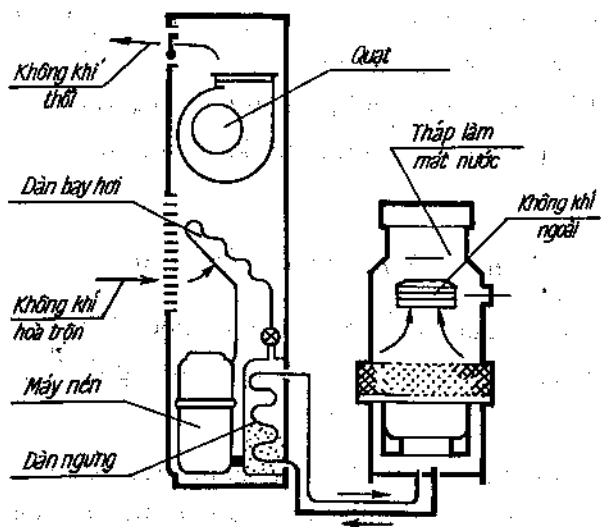
ống lồng, ngăn trên chứa dàn bay hơi, quạt, miệng lấy không khí ngoài và miệng thổi. Trên 2 thành bên của vỏ máy có thể có miệng lấy không khí ngoài. Khi quạt làm việc, hỗn hợp không khí hoà trộn (từ không khí tuần hoàn và không khí ngoài) được hút vào máy qua lưới lọc bụi và dàn bay hơi thổi vào phòng. Chuyển động tuần hoàn có kèm theo sự biến đổi pha của môi chất lạnh nhờ máy nén và các quá trình trao đổi nhiệt - ẩm xảy ra ở dàn ngưng tụ và dàn bay hơi với môi trường xung quanh - là dòng nước lạnh chuyển động trong ống đi qua dàn ngưng tụ và không khí (hoà trộn) đi qua dàn bay hơi.

Máy điều hoà làm lạnh ngưng tụ bằng nước chỉ làm việc về mùa hè, năng suất lạnh của máy phụ thuộc vào đặc tính kĩ thuật của máy nén, nhiệt độ và độ ẩm của không khí đi qua dàn bay hơi và nhiệt độ của nước đi vào dàn ngưng tụ. Năng suất lạnh được tiêu chuẩn hoá ở điều kiện thông số ban đầu của không khí được làm lạnh và làm khô trong dàn bay hơi là $t_d^{TC} = 27^\circ\text{C}$; $\phi_d = 50\%$ ($t_v = 19,5^\circ\text{C}$) và nhiệt độ ban đầu của nước làm nguội dàn ngưng tụ t_v^{TC} có thể là 25°C hoặc 29°C tùy thuộc nhà máy sản xuất. Để tính đổi năng suất lạnh của máy từ điều kiện tiêu chuẩn theo catalô sang điều kiện thực tế có thể sử dụng công thức [1]:

$$Q_t = Q_{TC} [1 + 0,035 (t_d - 27) + 0,02 (t_v^{TC} - t_v)] \quad (10.1)$$

trong đó: Q_t , Q_{TC} - năng suất lạnh ở điều kiện thực tế (Q_t) và điều kiện tiêu chuẩn (Q_{TC}); t_d - nhiệt độ ban đầu của không khí ở điều kiện thực tế, $^\circ\text{C}$; t_v^{TC} , t_v - nhiệt độ ban đầu (vào dàn ngưng tụ) của nước ở điều kiện tiêu chuẩn (t_v^{TC}) và điều kiện thực tế (t_v), $^\circ\text{C}$.

Khi sử dụng máy điều hoà không khí độc lập làm nguội ngưng tụ bằng nước cần phải kèm theo tháp làm mát nước (Colling Tower) để tuần hoàn nước cấp giải nhiệt cho dàn ngưng tụ (hình 10.9). (Trong điều kiện thuận lợi, người ta cũng có thể dùng nguồn nước thiên nhiên như nước sông, nước giếng khoan... để làm nguội ngưng tụ rồi thải vào hệ thống thoát nước mà không cần tuần hoàn qua tháp làm mát).



Hình 10.9. Sơ đồ nguyên lý hệ thống tuần hoàn nước làm nguội ngưng tụ

Máy điều hoà không khí độc lập làm nguội ngưng tụ bằng nước nhãn hiệu UC do hãng Daikin (Nhật Bản) sản xuất có dải năng suất lạnh từ khoảng 36000 đến 143000 BTU/h (tương đương 10,5 - 420 kW, với 14 cỡ máy).

- Khi lắp, đối với những máy nhỏ và phòng nhỏ chúng được đặt trực tiếp trong phòng được điều hoà không khí. Đối với những máy lớn và phòng lớn hoặc nhiều phòng (nhỏ), người ta thường đặt chúng bên ngoài phòng được điều hoà, trong gian máy liền kề. Trường hợp này không khí từ máy điều hoà được hệ thống đường ống dẫn không khí dẫn đến các vị trí hoặc các phòng qua hệ thống phân phối không khí (miệng thổi), và ta có *hệ thống điều hoà không khí trung tâm*. Hệ thống điều hoà trung tâm khắc phục được độ ồn cho phòng được điều hoà.

10.4.4. Máy điều hoà không khí độc lập kiểu tách đôi

Các kiểu máy điều hoà không khí độc lập trình bày ở trên (mục 10.4.1, 10.4.2 và 10.4.3) thuộc kiểu máy nguyên khối (1 cụm). Nhược điểm của kiểu máy này là máy nén và quạt đều được lắp chung trong một khối nên độ ồn của máy lớn, do đó khi đặt trong phòng (đặc biệt với nhiều máy) độ ồn có thể vượt quá giới hạn cho phép đối với phòng được điều hoà không khí. Để khắc phục nhược điểm trên, người ta chế tạo máy điều hoà không khí kiểu tách đôi thành 2 cụm riêng biệt: cụm trong đặt trong nhà và cụm ngoài đặt ngoài nhà.

Cụm trong (Indoor Unit) chỉ gồm quạt (thổi) và dàn bay hơi đối với máy 1 chiều hoặc bề mặt trao đổi nhiệt nói chung (làm việc như dàn bay hơi về mùa hè và như dàn ngưng tụ về mùa đông) - đối với máy 2 chiều, chum ống mao hoặc van tiết lưu (cũng có khi bộ phận này nằm ở cụm ngoài) và bộ điều khiển - điều chỉnh. Cụm ngoài (Outdoor Unit) gồm máy nén, dàn ngưng tụ và quạt (làm nguội ngưng tụ). Hai cụm trong và ngoài nối với nhau bằng hệ thống đường ống dẫn hơi và dịch môi chất lạnh.

Cụm trong có nhiều kiểu, hình thức đa dạng đảm bảo mỹ quan và phù hợp với nội thất của nhiều loại phòng: kiểu treo tường, kiểu đặt trên sàn, kiểu đặt dưới và trên trần, kiểu tủ đứng.

Số lượng cụm trong nối với 1 cụm ngoài có thể là 1 (Split System) hay nhiều (Multi System). Hệ thống 1 cụm ngoài nhiều cụm trong (Multi System Air Conditioner) của hãng Daikin (Nhật Bản) có thể lắp 5 cụm trong với 1 cụm ngoài. Độ cao cho phép đặt máy giữa dàn lạnh và dàn nóng (cụm trong và cụm ngoài) đối với một số máy của hãng National (Nhật Bản) tối đa là 20 mét và độ dài ống nối dẫn môi chất lạnh từ dàn lạnh đến dàn nóng tối đa là 25 mét. Đối với các máy 2 chiều (Heat Pump) hệ thống 1 cụm trong chiều dài tối đa cho phép của ống nối từ 15 đến 25 mét đối với máy bé (năng suất lạnh 2,4 - 6,2 kW) và 50 mét đối với máy lớn (năng suất lạnh 7,8 - 13kW), độ cao cho phép giữa 2 dàn nóng và lạnh đối với máy lớn 30 mét.

Đặc biệt máy điều hoà không khí kiểu tách đôi có hệ thống VRV (VRV System do hãng Daikin - Nhật Bản sản xuất) nối 8 cụm trong với 1 cụm ngoài, và trong trường hợp cần thiết (có điều kiện) số lượng tối đa của cụm trong có thể là 16. Độ cao cho phép giữa dàn nóng và dàn lạnh là 50 mét và độ dài ống nối dẫn môi chất lạnh từ dàn nóng đến dàn lạnh là 100 mét khi cụm ngoài đặt cao hơn cụm trong. Trường hợp cụm ngoài đặt thấp hơn cụm trong, độ cao tối đa giữa dàn lạnh và dàn nóng 40 mét. Năng suất lạnh của hệ thống có thể được điều chỉnh theo các cấp phụ thuộc số vòng quay của động cơ máy nén do bộ biến tần điều khiển. Chính nhờ đó mà lưu lượng trong hệ thống thay đổi tùy theo hệ số sử dụng đồng thời các dàn lạnh bên trong nhà. Đó là đặc điểm cơ bản của hệ thống điều hoà không khí VRV.

Tất cả các kiểu máy điều hoà không khí tách đôi đều được chế tạo theo kiểu làm việc ở chế độ 1 chiều (mùa hè) và bơm nhiệt (2 chiều - mùa hè và mùa đông). Với hệ thống 1 cụm ngoài nhiều cụm trong, các cụm trong có thể có nhiều kiểu với năng suất lạnh (về mùa hè hay năng suất nhiệt về mùa đông) khác nhau và có thể được điều khiển - điều chỉnh độc lập nhằm đáp ứng nhu cầu sử dụng của từng phòng (hay từng khu vực). Riêng hệ thống (nhiều cụm trong) VRV ngoài hệ thống có khả năng thay đổi năng suất lạnh hay năng suất nhiệt, còn có hệ thống có khả năng điều khiển - điều chỉnh năng suất lạnh và năng suất nhiệt đồng thời trong một hệ thống, có nghĩa là về mùa hè hay mùa đông, có thể có một số cụm làm việc theo năng suất lạnh, và một số cụm làm việc theo năng suất nhiệt và ngược lại.

Dải năng suất lạnh của máy (1 cụm trong) lắp theo sơ đồ hệ thống 1 cụm ngoài 1 cụm trong (split) cũng như theo sơ đồ 1 cụm ngoài nhiều cụm trong (multi) khoảng 2 - 6,5kW (7000 - 22000 Btu/h). Thêm vào đó, đối với hệ thống multi, năng suất lạnh của 1 cụm khi hoạt động đạt 100% thì khi nhiều cụm hoạt động đồng thời năng suất lạnh tối đa giảm và nếu toàn hệ thống hoạt động tổng năng suất lạnh tối đa chỉ còn 80% đối với hệ thống 3 cụm trong và ~ 50% đối với hệ thống 5 cụm trong. Do đó hệ thống multi chỉ thích hợp đối với những công trình có các phòng hoạt động không đồng thời, yêu cầu năng suất lạnh (và sấy) thấp như nhà ở căn hộ. Nhược điểm này có thể được khắc phục bởi hệ thống VRV: cụm trong của nó có dải năng suất lạnh cao hơn: từ 2,3 đến 14,5 kW (8000 - 50000 Btu/h), đồng thời tổng năng suất lạnh cao nhất của nó không giảm khi các cụm hoạt động đồng thời, thêm vào đó năng suất lạnh của từng cụm có thể được điều chỉnh theo yêu cầu lạnh hoặc nhiệt, thậm chí đồng thời lạnh và nhiệt (khi tải trọng nhiệt thay đổi chiều).

Ưu điểm chung về mặt lắp đặt và sử dụng của máy điều hoà không khí kiểu tách đôi là lắp đặt đơn giản, không cần đường ống dẫn không khí, không cần lắp máy dự trữ, các cụm ngoài đặt trên mái tiết kiệm được không gian của nhà và không cần đến diện tích của gian máy.

Khi lắp đặt máy, cần chú ý độ cao giữa cụm trong và cụm ngoài và độ dài nối ống dẫn môi chất lạnh giữa cụm trong và cụm ngoài (đồng thời đối với hệ thống VRV cần chú ý độ cao tối đa giữa các cụm trong, thường 15 mét). Riêng đối với máy kiểu tủ dài năng suất lạnh thường lớn – từ 20 000 - 180 000 BTU/h (5 - 45kW) có thể lắp như hệ thống điều hoà trung tâm, nghĩa là có đường ống dẫn không khí nối với miệng ra của các máy nhưng phải kiểm tra tổn thất đường ống và khả năng quạt (thổi) của máy điều hoà.

10.5. HỆ THỐNG CẤP LẠNH VÀ THIẾT BỊ LẠNH

10.5.1. Nguồn lạnh và sơ đồ nguyên lý thiết bị lạnh

10.5.1.1. Phân loại nguồn lạnh

- Để làm lạnh nước hay nước muối, cũng như làm lạnh trực tiếp không khí trong hệ thống điều hoà không khí, người ta sử dụng nguồn lạnh thiên nhiên và nguồn lạnh nhân tạo.

- *Nguồn lạnh thiên nhiên* có thể là nước ngầm, nước suối và băng (ở xứ lạnh).

- *Nguồn lạnh nhân tạo* là các máy lạnh nén hơi và máy lạnh hơi nước. Thiết bị điều hoà không khí thông thường dùng máy lạnh nén hơi.

- *Nước ngầm* ở độ sâu hơn 20m thường có nhiệt độ ổn định quanh năm và bằng nhiệt độ trung bình của không khí tại địa phương. Dùng nước này để xử lý nhiệt ẩm trong ngăn phun chỉ được phép khi chất lượng nước ngầm đạt tiêu chuẩn nước sinh hoạt. Trong trường hợp ngược lại phải dùng biện pháp xử lý gián tiếp bằng bề mặt trao đổi nhiệt. Tuy nhiên nước ngầm (hay các nguồn nước thiên nhiên nào khác) dù được sử dụng trực tiếp hay gián tiếp qua bề mặt làm lạnh khô đều cần được xử lý làm sạch khỏi cặn bẩn và chống ăn mòn. Ngoài ra sử dụng nước ngầm cần phải thay đổi nước liên tục vì nước nóng lên trong quá trình làm lạnh không khí hoặc phải bổ sung lượng nước bốc hơi trong quá trình làm lạnh đoạn nhiệt. Nước lạnh được đưa vào thiết bị điều hoà không khí từ hệ thống đường ống hay nhờ bơm giếng khoan, nước nóng đi ra từ thiết bị điều hoà được thải vào hệ thống thoát nước, đưa vào hồ (bể) chứa hay cung cấp cho các nhu cầu công nghiệp khác.

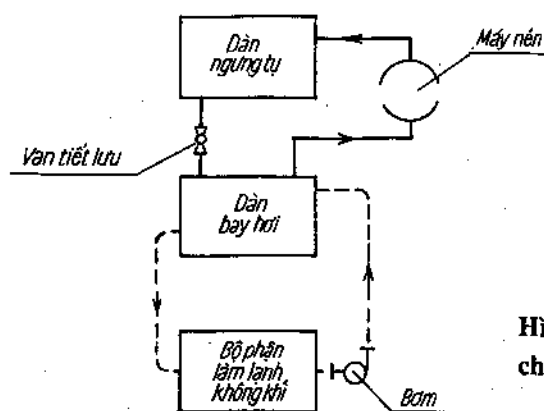
Sử dụng *nguồn lạnh thiên nhiên* trong một số trường hợp có ý nghĩa thực tiễn về kinh tế và môi trường, song cần tính toán so sánh hiệu quả kinh tế - kỹ thuật vì ngoài hệ thống công kênh với đường ống thoát nước có thể sẽ dài, thì vấn đề nhiệt độ của nước cao không thể đáp ứng quá trình làm lạnh và làm khô không khí là nhược điểm quan trọng của nguồn lạnh này.

Vì lý do trên, *nguồn lạnh nhân tạo* đóng vai trò chủ yếu trong nền sản xuất nói chung và trong kỹ thuật điều hoà không khí nói riêng. Để sản xuất nguồn lạnh nhân tạo người ta sử dụng *thiết bị (máy) lạnh* với quá trình biến đổi pha của môi chất lạnh lưu thông trong đó, quá trình này cần tiêu hao năng lượng từ bên ngoài dưới dạng điện năng hoặc nhiệt năng.

10.5.1.2. Sơ đồ nguyên lý của thiết bị lạnh

• *Cấu tạo của thiết bị (máy) lạnh* gồm 3 bộ phận chủ yếu: máy nén, dàn ngưng tụ, dàn bay hơi cùng hệ thống đường ống dẫn môi chất lạnh và van tiết lưu. Môi chất lạnh trong đường ống có đặc tính bay hơi ở nhiệt độ thấp và áp suất gần với áp suất khí quyển.

Chu trình làm việc của thiết bị (máy) lạnh (hình 10.10) như sau. Pít tông của máy nén đẩy hơi môi chất lạnh vào dàn ngưng tụ dưới áp suất và nhiệt cao. Trong dàn ngưng tụ môi chất lạnh truyền nhiệt cho vật làm nguội (nước, nước muối, không khí) qua bề mặt ngăn cách của dàn ống trao đổi nhiệt. Lượng nhiệt mà môi chất lạnh truyền cho vật làm nguội đủ để đáp ứng điều kiện biến đổi trạng thái của môi chất lạnh từ thể khí sang thể lỏng (ngưng tụ) ở áp suất và nhiệt độ ngưng tụ. Sau dàn ngưng tụ môi chất lạnh (ở áp suất ngưng tụ) đi qua van tiết lưu, tại đó áp suất giảm đột ngột rồi đi về tiếp dàn bay hơi và sôi ở đó với nhiệt độ thấp hơn đáng kể so với nhiệt độ xung quanh. Khi bay hơi môi chất lạnh thu nhiệt từ vật cần được làm lạnh (nước, nước muối, không khí). Sau dàn bay hơi môi chất lạnh được nén hút trở về dàn ngưng tụ và chu trình làm lạnh được lặp lại.



Hình 10.10. Sơ đồ nguyên lý máy nén lạnh với chất tải lạnh trung gian

— môi chất lạnh; ---- chất mang lạnh

Nếu nước (hay dung dịch muối) được làm lạnh trong dàn bay hơi, thiết bị lạnh được gọi là *thiết bị với chất mang lạnh trung gian*. Trường hợp làm lạnh trực tiếp không khí trong dàn bay hơi (như đối với máy điều hoà không khí độc lập) gọi là *thiết bị bay hơi trực tiếp*.

Trong quá trình làm việc của máy lạnh, khối lượng môi chất lạnh lưu thông (tuần hoàn) trong hệ thống không thay đổi.

• *Máy lạnh nén hơi* được phân loại theo năng suất, theo môi chất lạnh, theo phương pháp nén hơi và các dấu hiệu khác.

- Phụ thuộc vào phương pháp nén hơi máy lạnh được chia thành: máy lạnh với máy nén pittông, máy nén rôto, máy nén trục vít, máy nén li tâm.

Máy nén pittông được sử dụng phổ biến trong các máy lạnh của hệ thống điều hoà không khí.

- Phụ thuộc vào môi chất lạnh, máy lạnh được chia thành: máy lạnh với môi chất lạnh là amoniac (NH_3), freon (F), metyl clorua (NH_2Cl), anhidric sunfuaro (SO_2).

Trong kĩ thuật điều hoà không khí thường dùng máy lạnh với môi chất lạnh là freon.

10.5.2. Sơ đồ cấp lạnh cho hệ thống điều hoà không khí

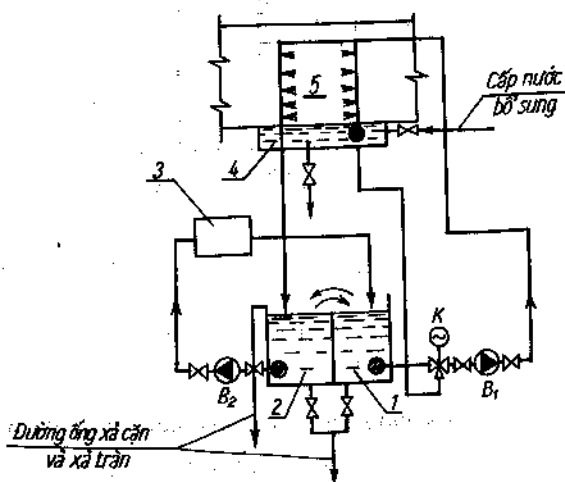
- Tùy thuộc vào loại nguồn lạnh, vị trí và khoảng cách của buồng máy điều hoà không khí (hay máy điều hoà không khí) đến nguồn lạnh mà ta có các sơ đồ cấp lạnh khác nhau.

- Để cấp lạnh cho hệ thống điều hoà không khí trung tâm, máy điều hoà không khí không độc lập và các máy, các dàn xử lí nhiệt - ẩm không khí như AHU, Fan Coil người ta thường dùng *chất mang lạnh trung gian như nước lạnh*.

- Trong các hệ thống điều hoà không khí cục bộ hay trung tâm với năng suất lạnh không lớn được lắp bể mặt làm lạnh, làm khô, người ta thường áp dụng phương pháp làm lạnh trực tiếp - tức *bay hơi trực tiếp bằng môi chất lạnh (freon)*.

10.5.2.1. Sơ đồ cấp lạnh cho ngăn phun của hệ thống điều hoà không khí trung tâm

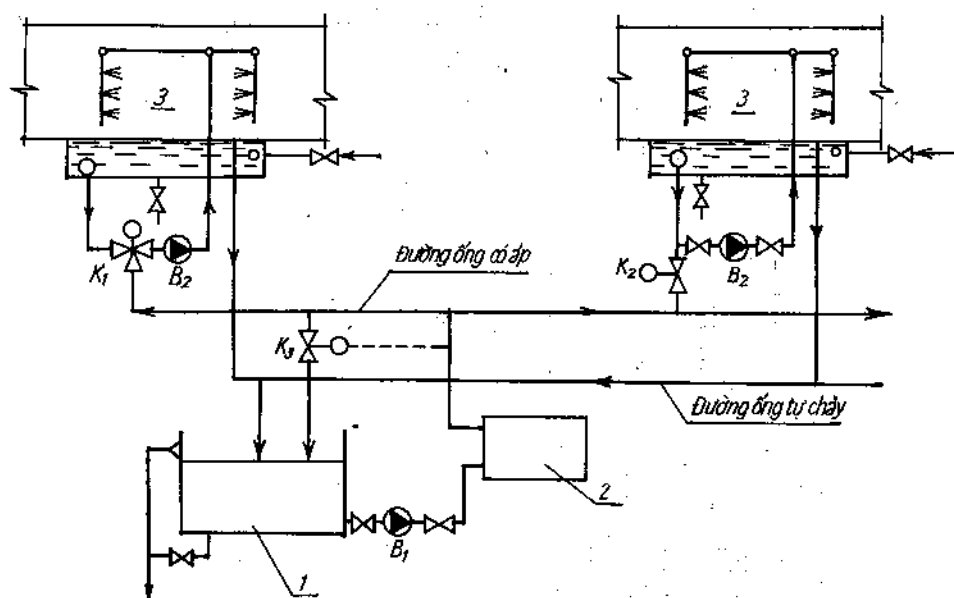
- Trường hợp *ngăn phun nằm gần trạm lạnh* (hình 10.11): các vòng tuần hoàn nước qua dàn bay hơi của máy lạnh cũng như qua ngăn phun của buồng máy điều hoà không khí là vòng tuần hoàn hở qua bể chứa 2 ngăn: ngăn nước lạnh 1 và ngăn nước hồi 2. Vách ngăn của bể chứa nước là vách ngăn lưng cho phép nước từ ngăn này tràn sang ngăn kia với mục đích điều chỉnh nhiệt độ nước đưa về lại dàn bay hơi của máy lạnh 3 khi nhu cầu dùng lạnh thay đổi. Bể chứa nước được bố trí ở cốt thấp hơn mực nước trong khay chứa nước 4 của ngăn phun 5 để đảm bảo nước tự chảy về ngăn chứa nước hồi của bể. Van 3 (ba) chiều K có tác dụng điều chỉnh nhiệt độ nước lạnh đưa lên dàn phun qua máy bơm B_1 bằng cách thay đổi tỉ lệ hoà trộn giữa lượng nước lạnh và lượng nước tuần hoàn lấy từ khay chứa nước của ngăn phun. Máy bơm B_2 có nhiệm vụ đưa nước hồi



Hình 10.11. Sơ đồ cấp nước lạnh cho buồng máy điều hoà không khí với ngăn phun nằm gần trạm lạnh

(nước nóng) về lại dàn bay hơi để sản xuất nước lạnh và đổ về chứa ở ngăn nước lạnh. Tùy theo năng suất của các bơm B_1 , B_2 và vị trí cần gạt của van 3 chiều mà nước từ ngăn này có thể tràn qua ngăn kia của bể chứa. Đường ống cấp nước bổ sung vào khay chứa của ngăn phun qua van phao nhằm mục đích bù lại lượng nước bốc hơi ở chế độ điều hoà không khí về mùa đông (quá trình làm ẩm đoạn nhiệt) cộng thêm lượng nước hao hụt (10 - 20%) qua tấm chắn nước của ngăn phun.

- Khi có nhiều hệ thống điều hoà không khí với ngăn phun nằm cách xa trạm lạnh người ta áp dụng sơ đồ cấp lạnh với hệ thống đường ống có áp và tự chảy (hình 10.12). Bể chứa nước hồi 1 được bố trí tại trạm lạnh ở cốt bảo đảm tự chảy của nước từ khay chứa của các ngăn phun. Nếu điều kiện tự chảy của nước hồi về bể chứa không được đáp ứng, khi đó sẽ đặt bơm để bơm nước hồi về bể chứa bằng đường ống có áp. Bơm B_1 bơm nước từ bể chứa vào dàn bay hơi của máy lạnh 2 và đường ống hút của các bơm B_2 để cấp nước lạnh trực tiếp cho ngăn phun 3 qua van 3 chiều K_1 hay van thẳng - điều chỉnh K_2 . Để đảm bảo lưu lượng nước không đổi qua dàn bay hơi, người ta bố trí bộ điều chỉnh áp suất "trước" K_3 , nhờ đó một phần nước sẽ quay về bể chứa khi nhu cầu dùng nước lạnh của các ngăn phun giảm. Đường ống tự chảy của nước hồi từ khay chứa của các ngăn phun về bể chứa tại trạm lạnh được tính toán với lưu lượng tương ứng lưu lượng của các bơm tuần hoàn B_2 . Cơ cấu thừa hành của các van K_1 , K_2 nối liền hoàn với cầu dao đóng của bơm tuần hoàn tương ứng sao cho khi bơm ngừng làm việc thì các van tự đóng khoá lại.



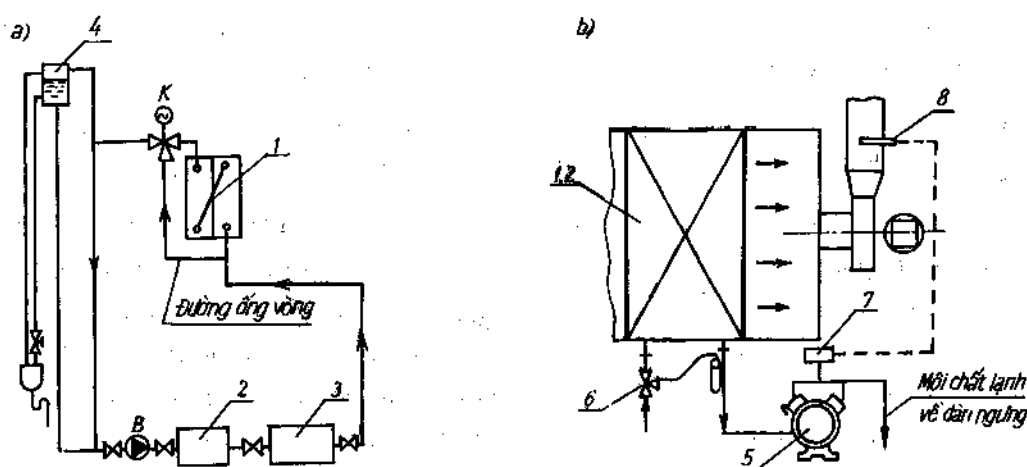
Hình 10.12. Sơ đồ cấp lạnh cho các buồng máy điều hoà không khí với ngăn phun nằm cách xa trạm lạnh

Ngoài sơ đồ cấp nước lạnh với hệ thống đường ống có áp và tự chảy như trên, còn có sơ đồ cấp lạnh được gọi là sơ đồ có áp. Theo sơ đồ này, các thiết bị ngăn phun, bể chứa, bơm có thể lắp trên cùng độ cao vì không cần đến tự chảy. (Có thể tham khảo sơ đồ này trong các tài liệu tham khảo [1],...).

10.5.2.2. Sơ đồ cấp lạnh cho bề mặt làm lạnh khô của hệ thống điều hoà không khí

Trong các hệ thống điều hoà không khí tiện nghi (phục vụ sinh hoạt), người ta thường dùng bề mặt làm lạnh khô. Sơ đồ cấp lạnh trong trường hợp này đơn giản hơn nhiều so với sơ đồ cấp lạnh cho ngăn phun.

Cấp lạnh cho bề mặt làm lạnh khô (hình 10.13) có thể bằng phương pháp dùng chất mang lạnh trung gian như nước, dung dịch muối hay bằng phương pháp bay hơi trực tiếp, tức dùng môi chất lạnh.



Hình 10.13. Sơ đồ cấp lạnh cho bề mặt làm lạnh khô của buồng máy điều hoà không khí

a) với chất mang lạnh trung gian; b) với môi chất lạnh (bay hơi trực tiếp)

1. bề mặt làm lạnh không khí; 2. dàn bay hơi; 3. bể chứa trữ lạnh; 4. bình giãn nở; 5. máy nén lạnh; 6. van tiết lưu; 7. bộ điều chỉnh năng suất lạnh; 8. cảm biến nhiệt độ không khí (trên đường ống thổi)

• Trường hợp dùng chất mang lạnh trung gian (hình 10.13a) năng suất lạnh của bề mặt làm lạnh không khí được điều chỉnh bằng cách thay đổi lượng nước lạnh đi vào bề mặt làm lạnh qua van 3 (ba) chiều K. Khi bề mặt làm lạnh của hệ thống điều hoà không khí không làm việc nước lạnh được tuần hoàn 100% qua đường ống vòng (by-pass) tránh cho chất mang lạnh không bị đóng băng trong dàn bay hơi.

Sơ đồ này còn được áp dụng cho hệ thống điều hoà không khí trung tâm khí - nước hoặc trung tâm nước với các dàn lạnh là các fan coil đã được giới thiệu (ở mục 10.3).

• Làm lạnh bằng bay hơi trực tiếp có sơ đồ cấp lạnh (hình 10.13b) đơn giản nhất. Sơ đồ này áp dụng được thuận lợi khi máy nén lạnh có tính năng điều chỉnh được năng suất lạnh.

10.5.3. Tháp làm mát nước - phân loại và phạm vi sử dụng

• *Tháp làm mát nước*, gọi tắt là *tháp làm mát* hay *tháp giải nhiệt* được phân loại theo phương pháp tạo chuyển động của không khí qua tháp hay theo phương pháp phun nước.

Theo phương pháp tạo chuyển động của không khí qua tháp, tháp làm mát được chia thành:

- Tháp làm mát chạy bằng quạt gió: không khí chuyển động qua tháp nhờ quạt hút hoặc đẩy;
- Tháp làm mát hoạt động bằng sức hút tự nhiên: do chênh lệch nhiệt độ và chiều cao của tháp tạo ra.

Theo phương pháp phun nước tháp được chia thành: loại tưới nước thành màng, loại phun nước thành giọt hoặc loại vòi phun với các thanh hoặc tấm chắn nước.

• *Tháp làm mát chạy bằng quạt gió* được chế tạo thành kiểu nguyên chiếc (độc lập) hay kiểu theo đơn nguyên để lắp ráp tùy theo công suất yêu cầu. Tiết diện ngang của tháp có thể vuông, chữ nhật hay tròn.

Tháp làm mát nước phải đáp ứng được yêu cầu tải trọng nhiệt cao và độ làm mát tương đối sâu bằng cách bảo đảm tỉ lệ không khí - nước đi qua tháp lớn.

Tháp mà mát chạy bằng quạt có thể giảm tải trọng nhiệt 90 - 120 ngàn W/m², trong khi đó loại tháp chạy bằng sức hút tự nhiên chỉ đạt không quá 90 ngàn W/m². Nhiệt độ nước đạt được trong quá trình làm mát trong tháp chạy bằng quạt có thể cao hơn nhiệt độ ướt của không khí khoảng 4 - 6°C (trường hợp đặc biệt có thể đạt 2 - 3°C). Đối với tháp không quạt thông số trên là 8 - 10°C. Độ chênh nhiệt độ của nước đi qua tháp làm mát được ấn định phụ thuộc vào nhiệt độ ban đầu của nước đi vào tháp và nhiệt độ cần đạt được của nước theo yêu cầu công nghệ sử dụng nước như chất mang lạnh.

Ưu điểm của loại tháp chạy bằng quạt là làm việc ổn định đáp ứng được yêu cầu làm mát trong phạm vi rộng (tức làm mát sâu), có thể điều chỉnh nhiệt độ làm mát và áp dụng điều chỉnh tự động hoá quá trình làm mát; thiết bị gọn nhẹ tốn ít đất xây dựng so với các loại khác, giá thành xây dựng rẻ hơn so với tháp hút tự nhiên 50 - 80%. Tuy nhiên loại tháp này tiêu tốn năng lượng một cách thường xuyên và trong một số trường hợp có thể tạo ra sự tuần hoàn của không khí (nhất là khi dùng quạt đẩy).

• *Hệ thống tưới, phun nước* là một trong những bộ phận quan trọng của tháp, có tác dụng làm tăng bề mặt tiếp xúc giữa nước và không khí, tức làm tăng hiệu quả làm mát của tháp.

Lượng nước cấp vào tháp (tải trọng nước của tháp) chạy bằng quạt có thể nhận như sau: 2,2 - 3,4 kg/m²s (8 - 12 m³/m²h) đối với tháp tưới nước thành màng; 1,7 - 2,2 kg/m²s (6 - 8 m³/m²h) đối với tháp phun nước thành giọt; 1,4 - 1,7 kg/m²s (5 - 6 m³/m²h) đối với tháp với các thanh hoặc tấm chắn nước.

Vận tốc không khí trong không gian tưới nước của tháp chạy bằng quạt nằm trong khoảng 4 - 5m/s.

Tháp làm mát được chế tạo theo đơn nguyên thường có bề mặt tiếp xúc của mỗi đơn nguyên 200 - 400m², còn của tháp nguyên chiếc 400 - 1200m². Số lượng đơn nguyên trong một tháp có thể 2 - 12 chiếc.

- Trong tất cả các loại tháp làm mát, nước được phun hoặc tưới từ bên trên rơi xuống do trọng lực. Đối với không khí trong tháp chạy bằng quạt hay bằng sức hút tự nhiên chuyển động có thể từ dưới lên, tức ngược chiều với chuyển động của nước hoặc chuyển động cắt ngang đối với nước. Trường hợp đầu ta gọi *tháp chuyển động ngược chiều*, còn trường hợp sau - *tháp chuyển động cắt ngang*. Ngoài ra còn có loại tháp chuyển động hỗn hợp - gọi là *tháp chuyển động ngang - ngược*.

Tháp làm việc bằng quạt hút nếu là loại độc lập thì cửa không khí vào có thể được bố trí ở 4 mặt của tháp (khi tiết diện ngang là vuông hay chữ nhật), nhưng nếu là loại đơn nguyên thì chỉ bố trí trên 2 mặt đối diện để có thể lắp ráp nhiều đơn nguyên. Vì vậy kiểu tháp độc lập bảo đảm được sự lưu thông không khí qua tháp đều hơn, sức cản khí động cũng nhỏ hơn so với tháp ghép nhiều đơn nguyên. Tuy nhiên chế tạo tháp kiểu đơn nguyên cho phép lắp ráp nhanh chóng và thuận tiện hơn so với tháp nguyên khối (độc lập).

- Tháp làm mát là loại thiết bị trao đổi nhiệt trong đó chất mang nhiệt là nước truyền nhiệt cho không khí không qua bề mặt ngăn cách (tức bề mặt trao đổi nhiệt) bằng tiếp xúc trực tiếp. Ngoài trao đổi nhiệt trong tháp còn xảy ra quá trình trao đổi chất.

Tuy nhiên tháp làm mát trực tiếp cũng còn có loại tháp làm mát "khô", tức nước và không khí tiếp xúc với nhau qua bề mặt ngăn cách bằng kim loại có hệ số dẫn nhiệt cao. Song loại này chỉ áp dụng có hiệu quả và kinh tế khi nhiệt độ nước đi vào tháp cao hơn nhiệt độ khô của không khí trên 20°C [1].

Chương 11. MỘT SỐ VẤN ĐỀ NGUYÊN LÝ THÔNG GIÓ TRONG THIẾT KẾ VÀ XÂY DỰNG

11.1. NGUYÊN LÝ THÔNG GIÓ NHÀ Ở VÀ NHÀ CÔNG CỘNG

• Đối với nhà ở và một số kiểu nhà công cộng (như nhà hành chính, công sở, kí túc xá, khách sạn, nhà ở cho thuê...), cần áp dụng các biện pháp kiến trúc và vật lý xây dựng để thiết kế kết cấu ngăn che.

Vật liệu và chiều dày của kết cấu ngăn che phải bảo đảm nhiệt trở (R_0) theo yêu cầu (chương 3 - mục 3.1.1.4) nhằm chống bức xạ nhiệt tại bề mặt trong (chống rét) và chống ngưng tụ hơi nước tại mặt trong và trong lòng kết cấu. Mái và hệ thống mái - trần - hầm mái phải bảo đảm cách nhiệt (cản bức xạ mặt trời) về mùa hè để nhiệt độ bề mặt trong không gây cảm giác nóng đối với cơ thể (chương 1 - mục 1.4), đồng thời tiết kiệm năng lượng và giữ cho nhiệt độ trong nhà ổn định nhất là trong trường hợp trong nhà có hệ thống điều hoà không khí hoạt động.

Tường và trần, sàn của nhà tắm và khu vệ sinh phải bảo đảm chống truyền âm và đọng sương trong lòng và tại bề mặt tiếp giáp với các phòng khác.

Vị trí và sự tương quan của kết cấu ngăn che (như tường, cửa, khe hở...) phải bảo đảm giữ nhiệt về mùa đông và cản nhiệt về mùa hè, tránh gió lạnh mùa đông, đón gió mát mùa hè và tận dụng thông gió tự nhiên.

• Thông gió cho nhà ở (và một số kiểu nhà công cộng nêu trên) nhằm bảo đảm điều kiện vi khí hậu (t, v) bên trong nhà (chương 2 - mục 2.4.1), đồng thời giải quyết các vấn đề sau đây:

- Giữ nhiệt độ hầm mái về mùa hè không cao quá mức cho phép ảnh hưởng đến nhiệt độ bề mặt trong của kết cấu trần (của phòng tiếp giáp hầm mái);

- Chống sự ngưng tụ hơi nước thường xuyên tại bề mặt trong của kết cấu ngăn che (tường, trần, sàn) của nhà tắm, khu vệ sinh và nhà bếp. Đồng thời chống sự ngưng tụ hơi nước tại bề mặt trong kết cấu ngăn che của các khu vực khác trong thời gian xuất hiện gió nồm, hay trong những ngày độ ẩm $\varphi_N \approx 100\%$ và khi hệ thống điều hoà không khí hoạt động (tại các phòng tiếp giáp với phòng được điều hoà không khí);

- Khử khí CO, CO₂ và SO₂, đặc biệt tại khu vực bếp;

- Khử mùi tại khu vực nhà tắm, khu vệ sinh và bếp.

• Để thực hiện các nhiệm vụ trên, thường áp dụng các biện pháp (chương 2 - mục 2.1.3, 2.1.4):

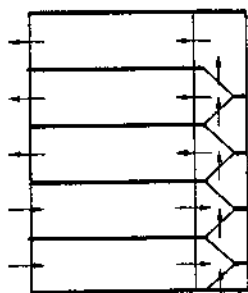
- Thông gió tự nhiên;
- Thông gió trọng lực;
- Thông gió cưỡng bức.

11.1.1. Thông gió tự nhiên

Thông gió tự nhiên được áp dụng thường là hiện tượng *rò gió* và *thông thoáng*.

11.1.1.1. Rò gió

Nếu nhà có cửa sổ và cửa ra vào nhiều, ta có thể có sơ đồ trao đổi không khí được xác định (hình 11.1).



Hình 11.1. Sơ đồ chuyển động của không khí do rò gió

Tuy nhiên lưu lượng trao đổi không khí do rò gió không cao ($m = 0,3 - 1,0h^{-1}$) [35]. Với lưu lượng trao đổi không khí như vậy không bảo đảm tiêu chuẩn vệ sinh (xem chương 2 - mục 2.5). Về mùa đông, các khe hở của kết cấu ngăn che (cửa đóng hay tường ngoài) thường được bịt kín (để giữ nhiệt và cách âm) thì lưu lượng trao đổi không khí có thể giảm đến trị số thấp nhất ($m \leq 0,1h^{-1}$). Với điều kiện như thế rò gió thường không đáp ứng yêu cầu đối với thông gió nhà ở.

11.1.1.2. Thông thoáng

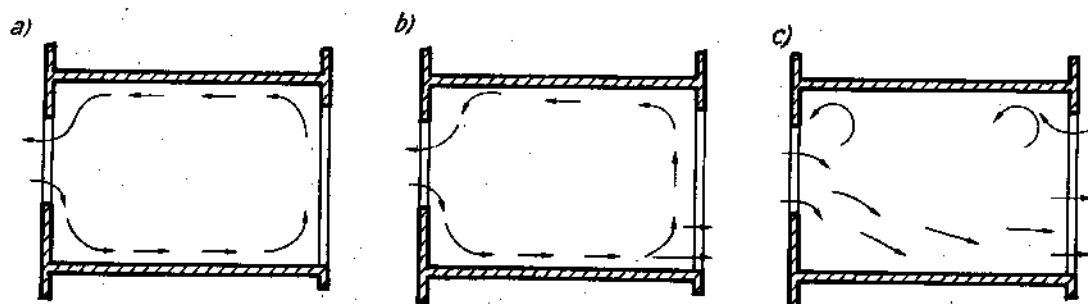
- Thông thoáng được áp dụng trong các trường hợp:
 - Nhiệt thừa trong phòng lớn, hay nhiệt độ trong phòng cao (mùa hè);
 - Người ra vào trong phòng nhiều;
 - Người ở trong phòng thường xuyên hoặc lâu (phòng ngủ);
 - Nhiệt và các yếu tố độc hại xuất hiện tức thời với cường độ lớn (bếp, phòng tắm, khu vệ sinh).

• Thông thoáng là hiện tượng trao đổi không khí tức thời và nhanh chóng, có nghĩa là trong thời gian ngắn cần phải khử được yếu tố có hại. Vì thế nó là biện pháp thông gió rất thiết thực, đồng thời rất hiệu quả, vì nó thực hiện gián đoạn với lưu lượng trao đổi không khí lớn. Một lợi thế nữa của thông thoáng là nó thích hợp với thói quen và sở

thích của nhiều người sống trong các ngôi nhà và căn hộ. Thời điểm và thời gian mở cửa phụ thuộc vào tâm lí hay nhu cầu của cá nhân.

Nhưng thông thoáng cũng có một số nhược điểm, đó là tổn thất nhiệt lớn (vào mùa đông và nhất là khi hệ thống điều hoà không khí hoạt động), tiếng ồn, mưa và độ ẩm, bụi từ bên ngoài có thể thâm nhập vào phòng. Vì lí do đó tuyệt đối không áp dụng thông thoáng khi trong phòng có hệ thống điều hoà không khí hoạt động, trời lạnh, bên ngoài trời mưa, gió nổi, ồn, bụi....

- Sự chuyển động của không khí phụ thuộc vào số lượng và trạng thái của cửa khi mở và không gian của phòng (hình 11.2). Nếu cửa đi phía đối diện với tường ngoài đón gió khép kín, luồng không khí chuyển động ngược trở lại và có dạng hình vỏ chai (hình 11.2a). Hiệu quả trao đổi không khí đạt được khi cửa đi phía đối diện có khe dưới để không khí thoát ra (hình 11.2b), hoặc lí tưởng hơn khi có thêm dòng không khí chuyển động ngược từ bên ngoài vào qua phía trên của cửa mở (hình 11.2c).



Hình 11.2. Chuyển động của không khí khi cửa mở

a) khi cửa phía đối diện đóng kín (có dạng hình vỏ chai); b) khi cửa phía đối diện đóng nhưng có khe ở dưới; c) khi cửa phía đối diện mở và chênh lệch áp suất lớn

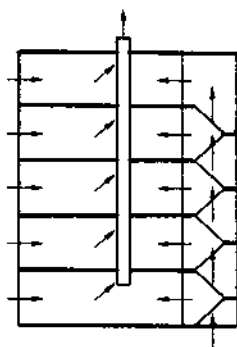
Bội số trao đổi không khí có thể đạt $m = 9 - 15h^{-1}$ khi cửa sổ mở hoàn toàn và $m = 40h^{-1}$ khi cửa sổ và cửa đi phía đối diện mở hoàn toàn [35]. Nếu giảm diện tích cửa, hiệu quả trao đổi không khí giảm.

11.1.2. Thông gió trọng lực

- Thông gió trọng lực hay thông gió cột áp, tức thông gió thực hiện bằng *nương dẫn*.

Nhờ thông gió trọng lực mà ngôi nhà được bảo đảm trao đổi không khí trong hầu hết thời gian trong năm. Luồng không khí trong trường hợp này theo nương dẫn thoát ra ngoài bên trên mái (hình 11.3).

- Thông gió tự nhiên (thông thoáng) được thực hiện thường do sức đẩy của nhiệt không đáng kể (vì sự chênh lệch nhiệt độ giữa bên trong và bên ngoài nhà không đủ lớn), mà chủ yếu là do gió. Đối với không gian ở bên trong (xa kết cấu ngăn che tiếp xúc



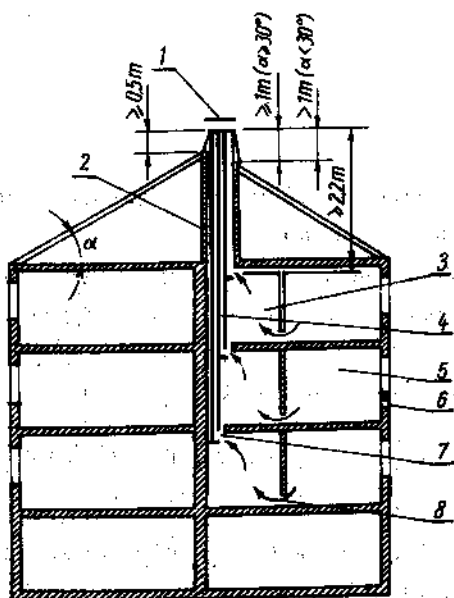
Hình 11.3. Sơ đồ chuyển động của không khí trong trường hợp thông gió bằng mương dẫn

với không khí ngoài) cũng như bếp, nhà tắm, khu vệ sinh thường nằm ở giữa căn hộ, sự hoà trộn và trao đổi với không khí ngoài rất khó khăn, hoặc không thể thực hiện được, do đó nhiệt độ hoặc nồng độ tại những khu vực này có thể tăng quá mức cho phép. Khi đó thông gió trọng lực với hệ thống mương dẫn đặt ngầm hoặc áp tường bằng bê tông, gạch, tôn... là phương tiện bảo đảm hút thải nhiệt và các yếu tố độc hại.

- Để khí - hơi độc từ tầng này không xâm nhập vào tầng khác, người ta bố trí hệ thống với các mương riêng biệt hoặc hệ thống đấu nối các mương bên song song vào mương góp.

11.1.2.1. Hệ thống với các mương riêng biệt

- Hệ thống này (hình 11.4) như biện pháp thông gió trọng lực hiệu quả do đáp ứng được yêu cầu chống cháy, cách âm và vệ sinh. Tuy nhiên do cấu tạo phức tạp và chiếm nhiều diện tích nên chúng được sử dụng hạn chế, thường trong các trường hợp sau:

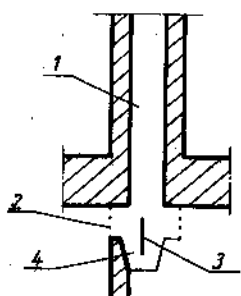


Hình 11.4. Hệ thống thông gió trọng lực với các mương riêng biệt

1. chụp thái; 2. cách nhiệt (đoạn trong hầm mái); 3. khu vệ sinh; 4. mương dẫn; 5. phòng tiếp giáp (nằm ở phía ngoài); 6. khe lấy không khí ngoài; 7. miệng hút; 8. khe không khí - tại phần dưới cửa cửa vệ sinh.

- Nhà 1 - 2 tầng (thấp hơn 5 tầng);
- Nhà trong khu vực đất trũng (lòng chảo) chật chội và vùng núi ít gió;
- Nhà dễ xảy ra hỏa hoạn và nguồn gây hỏa hoạn nằm trong phạm vi hoạt động của mương.

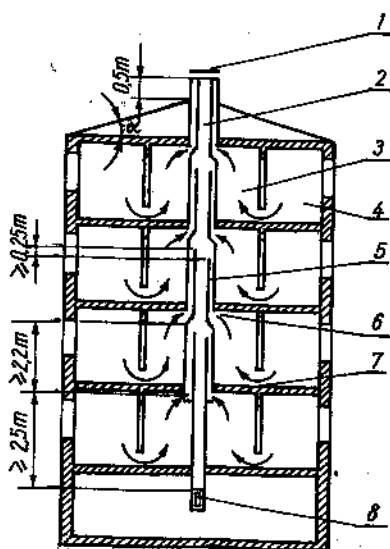
• Nếu nhà tắm và khu vệ sinh đặt cạnh nhau ta có thể dùng "lưới ngăn" (hình 11.5) để tránh sự thâm nhập khí - hơi từ phòng này sang phòng kia và ngược lại.



Hình 11.5. miêng hút bố trí song song
1. mương dẫn; 2. miêng hút; 3. lưới ngăn; 4. hố nước

11.1.2.2. Hệ thống với mương dẫn nổi

Hệ thống này (hình 11.6) gồm mương góp chạy liên tục từ dưới lên trên và các mương hai bên đầu nối song song hoặc tuần tự vào mương góp.



Hình 11.6. Hệ thống thông gió trọng lực với mương dẫn nổi

1. chụp thái; 2. mương góp; 3. khu vệ sinh; 4. phòng tiếp giáp (nằm ở phía ngoài); 5. mương bên; 6. miêng hút; 7. khe không khí - tại phần dưới của cửa khu vệ sinh; 8. khe lọc - hố nước.

Trường hợp nhà tắm, khu vệ sinh đặt cạnh nhau, đặt "lưới ngăn" như đã trình bày ở mục 11.1.2.1 (hình 11.5).

Chú thích: • Cần chú ý đối với hệ thống thông gió mà không khí vào từ một phòng và thoát ra qua một phòng khác thì không được vào từ phòng có nguồn lửa, khu vệ sinh, nhà tắm hay bếp, mà

ngược lại - thoát ra qua các phòng trên. Vì không khí vào phòng tiếp theo có thể một phần hay toàn bộ nên diện tích khe không khí tại phần dưới của cửa đi (xem hình 11.4 và 11.6) được tính toán với trị số phù hợp;

- Về cấu tạo của mương, tổn thất áp suất nhỏ nhất đối với mương thẳng và có bề mặt trong nhẵn. Còn mặt cắt ngang của mương không quan trọng: mương có thể có tiết diện tròn hay chữ nhật. Đoạn mương xuyên qua hầm mái cần được cách nhiệt.

11.1.3. Thông gió cưỡng bức

11.1.3.1. Hút cơ khí

- *Hút trung tâm* là hệ thống tổ hợp mương hoàn chỉnh (được lắp đặt trước) để hút không khí từ các căn hộ riêng biệt trong toà nhà. Quạt hút thường đặt trên mái hoặc hầm mái để hút không khí chuyển động theo các mương dẫn. Không khí ngoài qua các khe hở của cửa hay tường ngoài (rò gió) hoặc qua các lỗ cửa khi mở (thông thoáng) sau khi hoà trộn với không khí bên trong được hút vào mương sao cho trong phòng hình thành luồng không khí chủ yếu theo hướng đứng (từ dưới lên).

Hút không trung tâm là hệ thống mương được lắp đặt riêng cho từng căn hộ, hút thẳng lên mái nhà hoặc qua tường ngoài (có thể không có mương dẫn). Hệ thống này tuy có một số nhược điểm (xem mục 11.1.3.1 mục nhỏ 3), nhưng về mặt tiết kiệm năng lượng, chúng ưu điểm hơn hệ thống trung tâm.

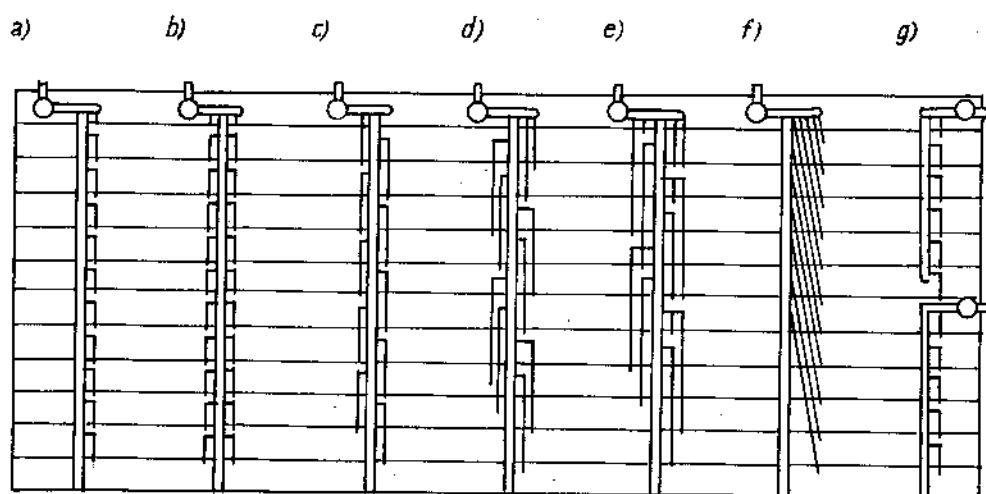
- Hút cơ khí là biện pháp rất cơ bản đối với *nhà nhiều tầng, cao và hẹp*. Đối với bếp, nhà tắm và khu vệ sinh trong các toà nhà này, hút cơ khí như biện pháp *bắt buộc*, loại trừ rất ít trường hợp không thể sử dụng.

- Hệ thống hút trung tâm có thể có kiểu mương nhánh đầu nối vào mương góp và kiểu các mương nhánh riêng biệt dẫn đến quạt.

1. Hệ thống với mương đầu nối

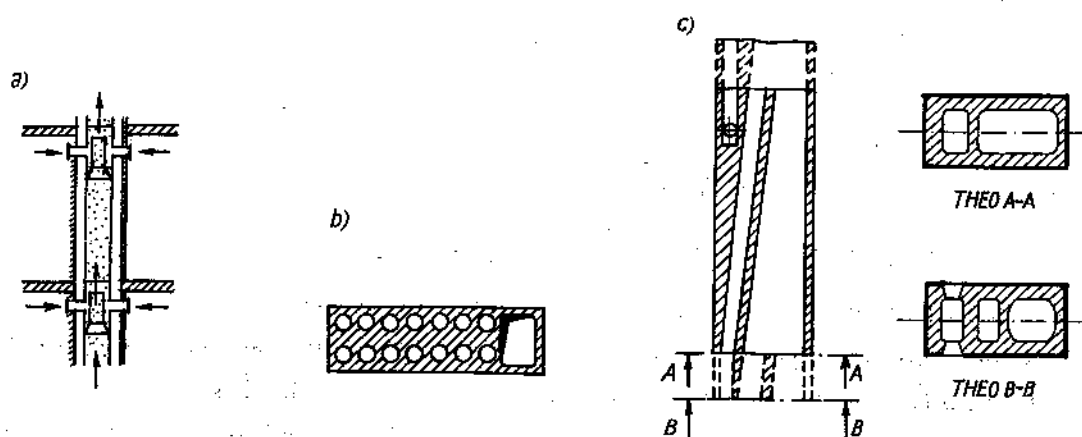
Căn cứ vào lí thuyết về dòng chảy, vệ sinh môi trường, cách âm và cơ sở phòng chống cháy (như phân phối hợp lí tổn thất áp suất, tăng cường sức hút tại các vị trí đầu nối, tránh sự lan truyền khí - hơi, mùi và âm thanh theo các nhánh song song và theo các dây đầu nối với mương), bắt buộc phải tách mương đứng thành một mương góp và các mương nhánh đầu nối vào mương góp (một hay hai dây) *tại tầng cao hơn tầng đặt miệng hút* (hình 11.7).

- Giải pháp *chi tiết cấu tạo* và chế tạo, lắp đặt mương góp và các mương nhánh đầu nối như một bộ phận thống nhất của ngôi nhà. Do đó chúng phải được nghiên cứu và gia công, lắp đặt, tránh lộ ra ngoài (hình 11.8). Mương có thể được chế tạo từ các vật liệu xây dựng như bê tông, xi măng amian, tôn mạ kẽm, nhựa....



Hình 11.7. Một số sơ đồ hệ thống hút cơ khí theo nguyên lí mương nhánh đầu nối (một hay hai dây) vào mương góp

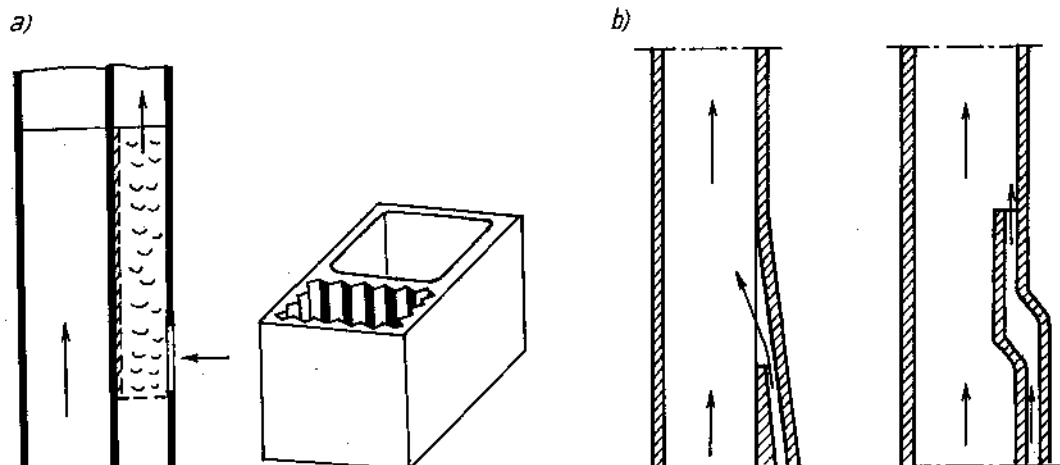
a) hệ thống với mương nhánh đầu nối (một dây) vào mương góp tại tầng trên; b - e) hệ thống với mương nhánh đầu nối (hai dây) vào mương góp tại vị trí cao hơn miệng hút 1, 2, 3 và 4 tầng; f) hệ thống với mương nghiêng đầu nối (một dây) tại vị trí cao hơn miệng hút 5 tầng; g) hệ thống với các mương nhánh đầu nối được chia đôi (làm 2 hệ thống) để giảm độ cao



Hình 11.8. Một số kiểu cấu tạo của hệ thống với mương đầu nối

a) mương góp được tách riêng có chi tiết đầu nối như vòi phun; b) mặt bằng hệ thống mương nghiêng đầu nối (hai dây) vào mương góp; c) mặt đứng và mặt cắt của hệ thống mương nghiêng đầu nối (một dây) vào mương góp

• Trong các mương nhánh nên đặt *bộ phận tiêu âm* (hình 11.9a) và có giải pháp cấu tạo nhằm giảm tổn thất áp suất tại vị trí đầu nối mương nhánh vào mương góp (hình 11.9b).

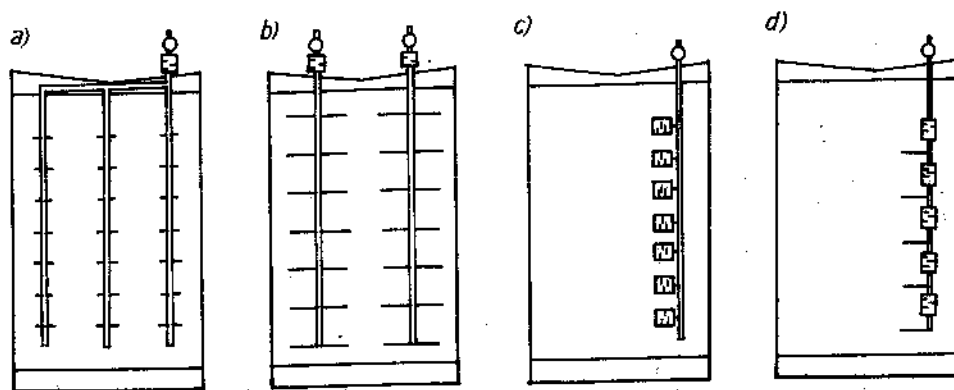


Hình 11.9. Mặt đứng và hình không gian của mẫu tiêu âm lắp trong mương nhánh (a) và đầu nối mương nhánh vào mương góp (nhằm giảm tổn thất áp suất của dòng không khí) (b).

2. Hệ thống với các mương riêng biệt

• Phổ biến nhất là hệ thống trung tâm với nhiều mương đứng và kết thúc bằng các mương ngang nằm trên mái hoặc hầm mái (hình 11.10a) và hệ thống với nhiều mương nhánh (hút) ngang đầu vào mương đứng (hình 11.10b). Số lượng đầu nối phụ thuộc vào số lượng miệng hút hay mương từ các căn hộ bên trong ngôi nhà, vào lưu lượng và tổn thất áp suất của hệ thống.

Tác dụng có lợi của nguyên lý này là số lượng rất ít mương xuyên mái. Bộ phận tiêu âm đặt trước quạt.

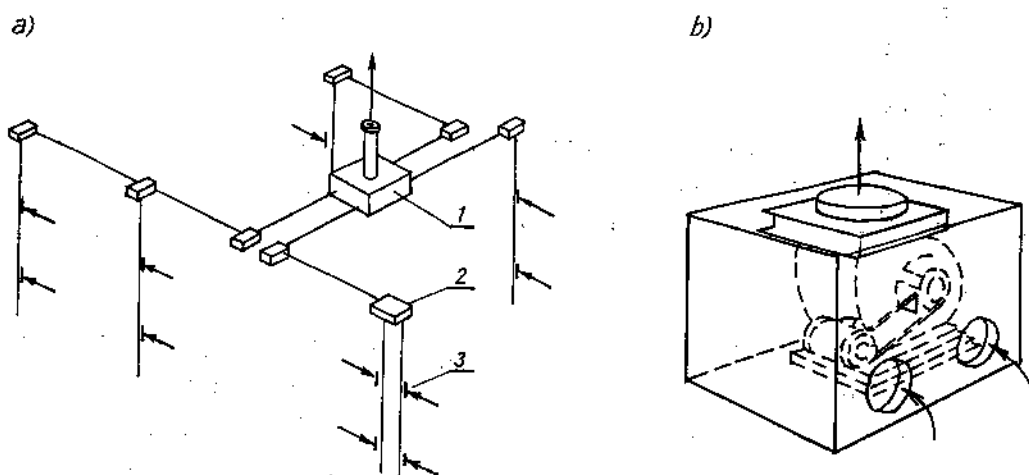


Hình 11.10. Một số sơ đồ hệ thống hút cơ khí với các mương riêng biệt

a) hệ thống trung tâm với nhiều mương đứng kết thúc bằng mương ngang; b) hệ thống với các mương hút ngang đầu nối với mương đứng; c) hệ thống với bộ phận tiêu âm đặt tại mương nối với miệng hút; d) hệ thống với bộ phận tiêu âm nằm trên mương đứng

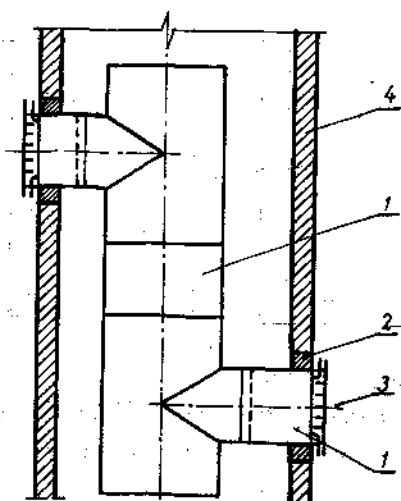
Ngoài ra còn có hệ thống bao gồm mương góp và các mương nhánh với bộ phận tiêu âm đặt trực tiếp sau miệng hút (hình 11.10c) hoặc tại mương đứng sau vị trí đầu nối của mương nhánh vào mương góp (hình 10.10d).

• Đối với hệ thống trung tâm (hình 11.10a và 11.11a), cấu tạo của các kiểu hộp (hộp góp, hộp quạt) đều theo nguyên lý thu gom khí. Quạt hút li tâm trong hộp (hình 11.11b) có thể giảm âm nhờ bộ (chân) chống rung và tại các miệng hút cũng như thành hộp đều có cấu tạo kiểu hút âm bằng vật liệu đàn hồi. Các hộp góp làm nhiệm vụ liên kết các mương đứng với mương ngang cũng có cấu tạo tương tự. Có thể dùng ống mềm thay cho các đoạn mương ngang trên hầm mái.



Hình 11.11. Hệ thống hút trung tâm với các mương đứng riêng biệt kết thúc bằng mương ngang
a) sơ đồ không gian (1. hộp quạt; 2. hộp góp; 3. van điều chỉnh lưu lượng); b) hộp quạt

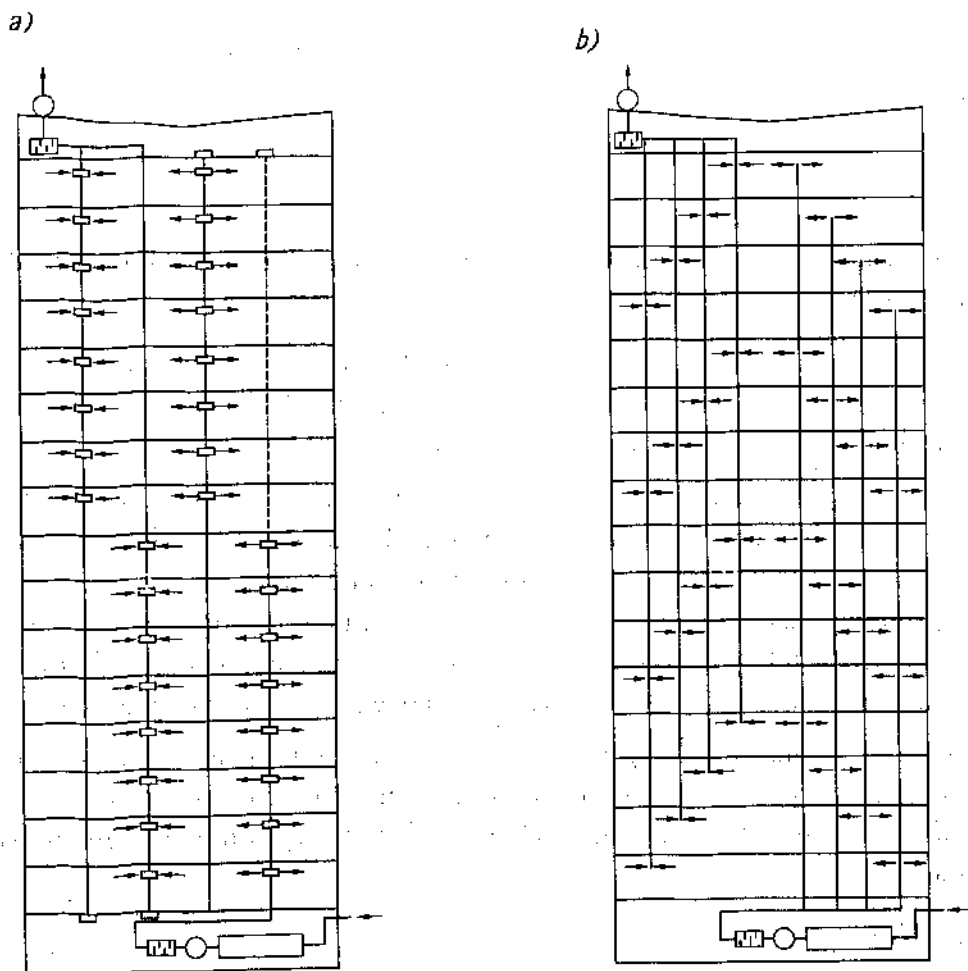
Để dễ dàng tháo lắp, các mương đứng có thể được đặt trong ô trống gọi là giếng bằng bê tông hoặc gạch (hình 11.12).



Hình 11.12. Mương đứng đặt trong giếng và liên kết của miệng hút từ bếp và nhà tắm - khu vệ sinh với ống đứng
1. đoạn ống; 2. đệm đàn hồi; 3. miệng hút; 4. tường phân cách

Miệng hút từ bếp, nhà tắm, khu vệ sinh nếu được cần đầu nối đến mương tiếp giáp với chúng. Chiều dài của ống nối từ miệng hút đến mương là đoạn nằm trong giếng (xem hình 11.12).

Bộ phận tiêu âm đối với hệ thống này, ngoài các vị trí tại buồng hút - trước quạt như đã nêu, còn cần phải được bố trí tại các tầng. Chúng được cấu tạo đồng bộ với ống nối sau miệng hút. Ngoài hút âm, các hộp này còn có tác dụng lọc sạch không khí. Trường hợp này, 1 cột mương đứng không được nối với quá 8 tầng liên tục (hình 11.13a).



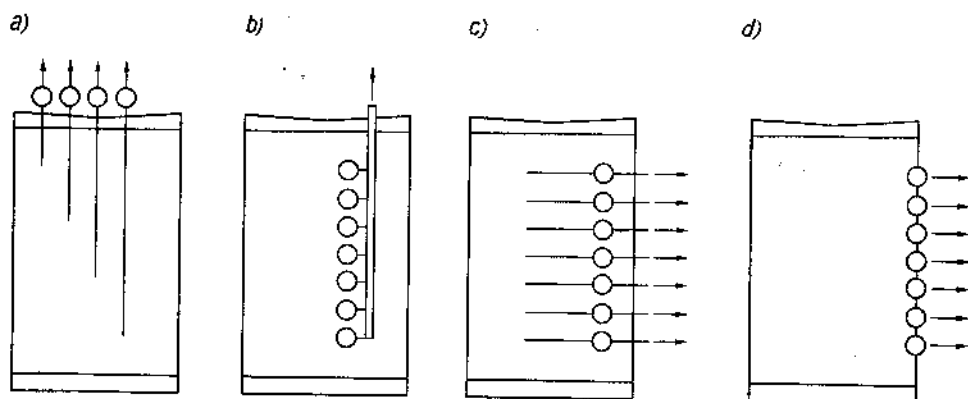
Hình 11.13. Hệ thống hút trung tâm với các mương riêng biệt

a) với tiêu âm kết hợp với miệng hút, miệng thổi tại các tầng (như bộ phận thống nhất của ngôi nhà); b) kiểu tổ hợp nhiều mương

Hệ thống trung tâm áp dụng nguyên lý tổ hợp nhiều mương riêng biệt (hình 11.13b) cũng thường được áp dụng trong thực tế. Hệ thống này có ưu điểm là vốn đầu tư thấp và về độ ồn cũng được khắc phục.

3. Hệ thống hút không trung tâm

• Hệ thống hút cơ khí không trung tâm (hình 11.14) được sử dụng với mục đích tiện lợi trong việc điều chỉnh cục bộ và giảm tải trọng thông gió (cũng như tải trọng nhiệt - lạnh).



Hình 11.14. Hệ thống hút không trung tâm

a) hệ thống mương đứng riêng biệt; b) hệ thống mương đứng với tổ hợp nhiều mương đầu nối với nó; c) hệ thống mương ngang; d) hệ thống hút ngang không mương dẫn

Hệ thống này được dùng phổ biến trong các nhà cao tầng, nhiều căn hộ. Bên cạnh chi phí sử dụng cao, các quạt gió với năng suất thấp rất khó điều tiết khi thời tiết thay đổi. Ngoài ra vẫn tồn tại các vấn đề như tiếng ồn, mưa, bụi....

• Nên sử dụng hệ thống với quạt nóc đặt trên mái (hình 11.14a). Đối với hệ thống với nhiều quạt riêng biệt cho từng căn hộ (hình 11.14b) cần đề phòng dòng không khí chảy ngược từ nơi có áp suất cao hơn, cản trở quá trình thông gió từ các căn hộ. Về lâu dài, hệ thống với mương ngang (hình 11.14c) và hệ thống chỉ có quạt đặt trên tường ngoài (hình 11.14d) không thích hợp do yêu cầu vị trí mương dẫn ra mặt ngoài của ngôi nhà phải đạt khoảng cách nhất định ($\geq 2\text{m}$) so với cửa sổ và miệng lấy không khí ngoài của căn hộ khác.

Sử dụng hệ thống hút không trung tâm cần chú ý quạt phải đặt ngay trong căn hộ được thông gió và phải thường xuyên kiểm tra trạng thái hoạt động của chúng. Đặc biệt phải chú ý ngăn chặn khả năng xuất hiện áp suất dư tại vị trí mương tiếp xúc với không khí ngoài.

11.1.3.2. Hút và thổi cơ khí

1. Thổi cơ khí

Thổi cơ khí được áp dụng đối với nhà ở và các công trình công cộng thường là hệ thống điều hoà không khí.

Điều hoà không khí hiện nay là nhu cầu không thể thiếu đối với hầu hết nhà ở và công trình công cộng. Tùy theo mức độ yêu cầu vệ sinh và thời gian sử dụng của hệ thống điều hoà không khí, cũng như điều kiện thi công, lắp đặt mà tính toán và chọn hệ thống điều hoà không khí thích hợp (xem chương 10 mục 10.1 - 10.4).

- Hệ thống điều hoà không khí trung tâm kết hợp với xử lý nhiệt - ẩm cục bộ được áp dụng đối với nhà ở cao tầng, công sở, khách sạn... yêu cầu cao về chất lượng môi trường không khí.

- Hệ thống điều hoà không khí trung tâm nước với bộ xử lý nhiệt - ẩm cục bộ bằng dàn trao đổi nhiệt có quạt (Fan - coil) thích hợp đối với các công trình công cộng không yêu cầu khắt khe về môi trường không khí như hội trường, cửa hàng, nhà ăn, các phòng dịch vụ, sảnh và phòng tiếp tân trong các khách sạn.... Đối với hệ thống này, cần lưu ý biện pháp cấp không khí ngoài đáp ứng yêu cầu vệ sinh, tức kèm theo hệ thống thổi cơ khí, hoặc đơn giản - tận dụng thông gió tự nhiên như hiện tượng rò gió, thông thoáng thường xuyên và định kì.

- Máy điều hoà không khí cục bộ bao gồm:

- Máy điều hoà không khí độc lập kiểu 1 cụm (cửa sổ hoặc xuyên tường) một chiều (chỉ làm việc về mùa hè) hoặc hai chiều - theo nguyên lý bơm nhiệt (làm mát về mùa hè và sưởi ấm về mùa đông).

- Máy điều hoà không khí 2 cụm làm nguội ngưng tụ bằng không khí.

Các loại máy điều hoà trên được sử dụng rộng rãi đối với nhà ở thấp tầng cũng như cao tầng và các kiểu nhà công cộng như nhà hành chính, công sở, kí túc xá, khách sạn... do hình dáng gọn nhẹ, dễ lắp đặt và sử dụng. Riêng máy điều hoà không khí 2 cụm (cũng có hai loại: một chiều và hai chiều) cũng cần lưu ý hệ thống cấp không khí ngoài như đối với hệ thống trung tâm với các Fancoil.

- Máy điều hoà không khí kiểu tủ (làm nguội ngưng tụ bằng nước hoặc không khí) được sử dụng như buồng xử lý không khí bổ sung của hệ thống điều hoà không khí trung tâm hoặc bản thân nó là buồng xử lý không khí trung tâm cũng được sử dụng trong một số trường hợp (chủ yếu trong các công trình công cộng).

2. Hệ thống hút - thổi trung tâm

Hệ thống hút cơ khí và thổi cơ khí trung tâm có thể được lắp đặt theo sơ đồ được trình bày ở mục 11.1.3.1 - mục nhỏ 2 (hình 11.13). Riêng buồng xử lý không khí có thể đặt tại tầng kĩ thuật, hầm mái và trên mái. Tháp làm mát nước và cụm ngoài đặt trên mái, treo ở tường ngoài hoặc đặt trên sàn lộ thiên.

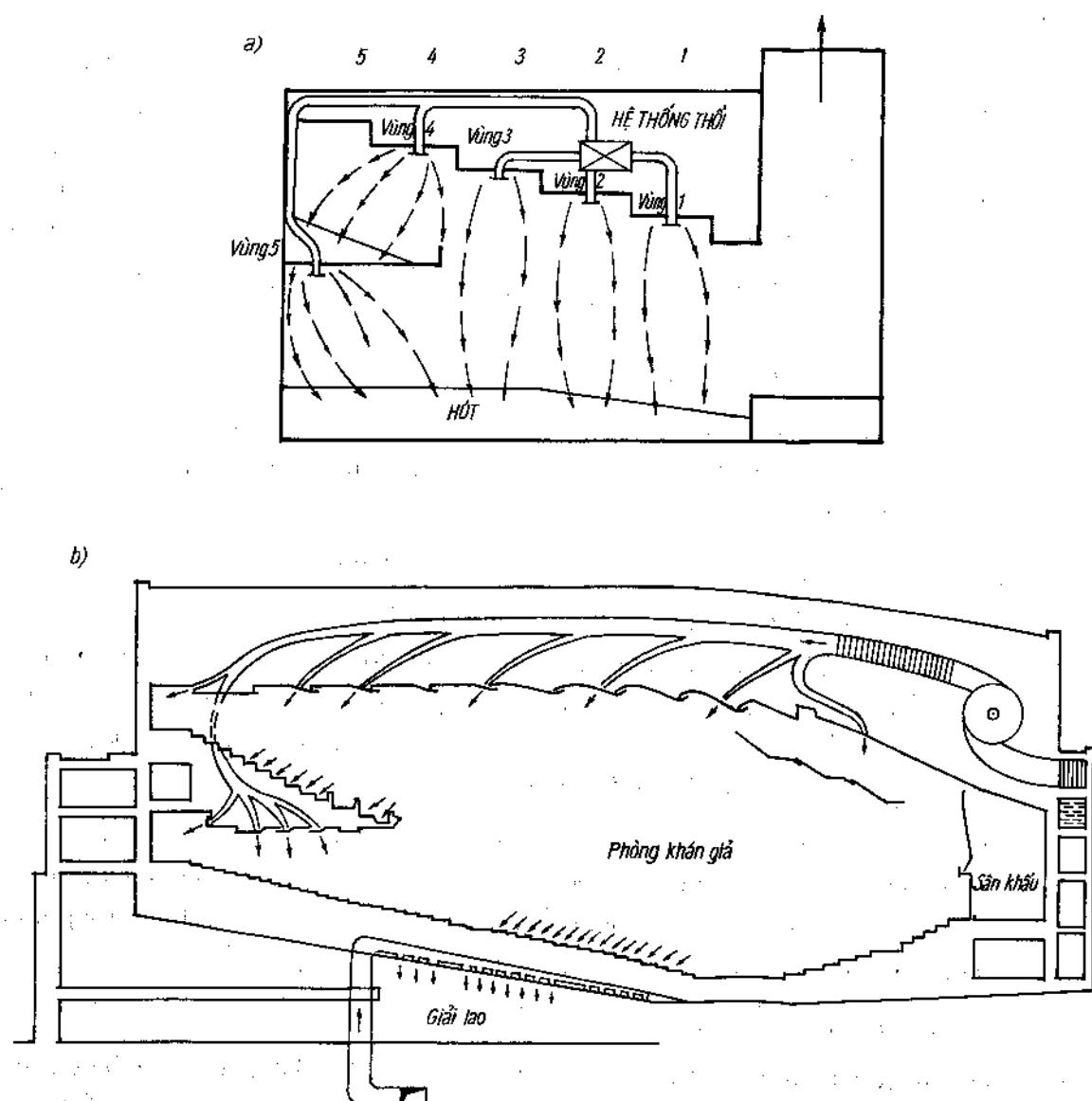
11.2. CÁC SƠ ĐỒ NGUYÊN LÝ THÔNG GIÓ ÁP DỤNG CHO PHÒNG KHÁM GIÁ

11.2.1. Các sơ đồ nguyên lý thông gió phòng khám gia

11.2.1.1. Sơ đồ "trên - dưới" (thổi trên - hút dưới)

Đưa không khí thổi vào vùng trên - theo phương ngang hoặc nghiêng một ít so với mặt phẳng ngang, tại trần và hút tại vùng dưới - dưới các ghế ngồi qua các miệng hút

trên sàn pac-te (tầng dưới cùng) hay qua các miệng hút đặt dưới các bậc của các dãy ghế ở tầng dưới và ban công (hình 11.15).



Hình 11.15. Sơ đồ thông gió "trên - dưới"

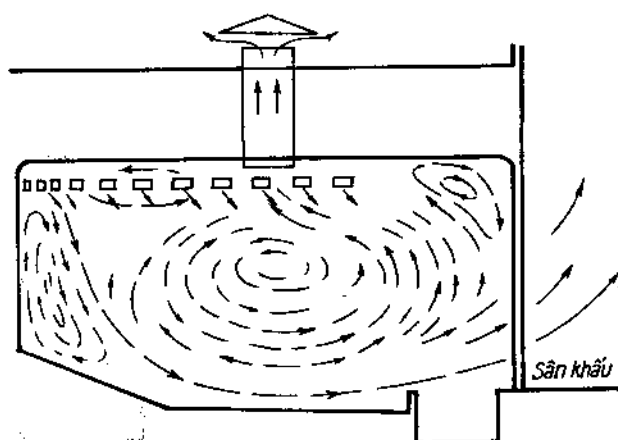
a) với các miệng thổi ngang được phân phối theo vùng; b) với các miệng thổi sát trần - nghiêng dưới góc nhỏ so với mặt phẳng ngang

Để đề phòng luồng không khí có thể thổi thẳng vào người, không được đưa không khí thổi qua miệng dưới trần theo phương đứng hoặc hơi nghiêng so với mặt phẳng đứng.

11.2.1.2. Sơ đồ trên - trên (thổi trên - hút trên)

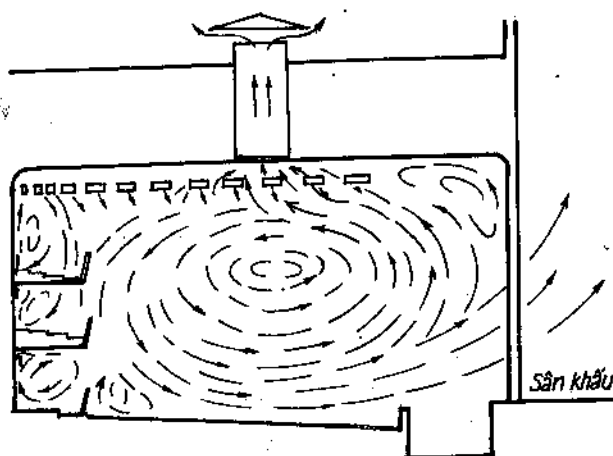
- Đưa không khí thổi vào vùng trên theo phương ngang bên dưới trần, phân tán theo chu vi của bức tường phía sau và 2 bên của phòng và hút qua miệng đặt giữa trần

(thường bố trí bên trên đèn chùm) (hình 11.16). Miệng thổi trong trường hợp này không đặt gần sân khấu. Các miệng gần sân khấu nhất cần đặt cách cửa chính của sân khấu khoảng 0,25 - 0,3 so với chiều dài của phòng. Sơ đồ này áp dụng trong trường hợp pac-te (tầng dưới cùng) có bậc, không có ban công hoặc có 1 - 2 ban công với độ nhô không quá 1 - 2 dãy ghế.



Hình 11.16. Thổi phân tán theo sơ đồ thông gió "trên - trên"

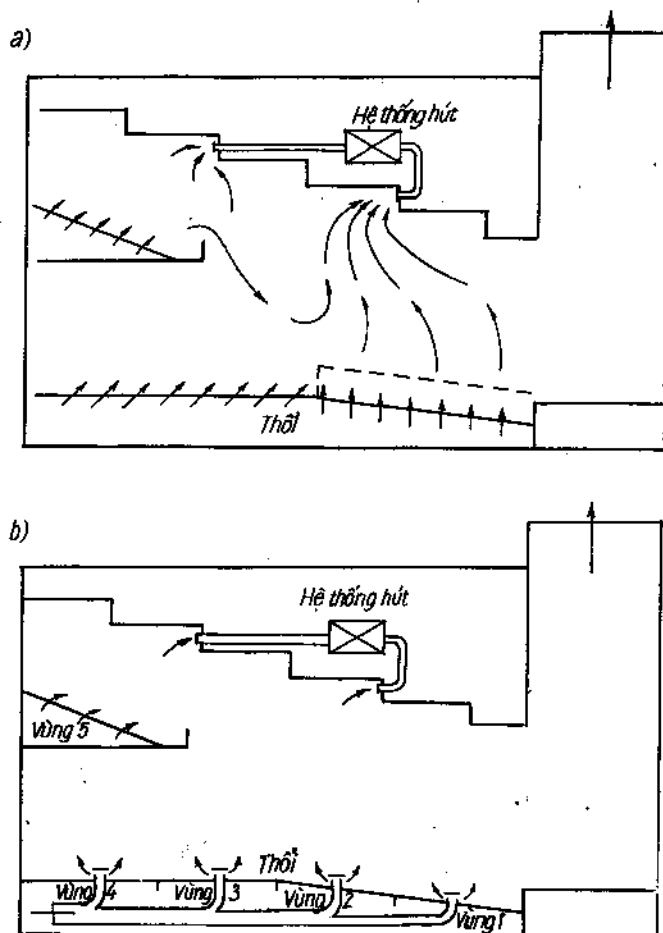
• Một dạng khác của sơ đồ này là sơ đồ "trên - dưới, trên", tức thổi và hút không khí như sơ đồ "trên - trên" nhưng bổ sung thêm các miệng hút từ các bậc (hình 11.17). Sơ đồ này áp dụng khi ban công có độ nhô tương đối lớn (3 - 5 dãy ghế).



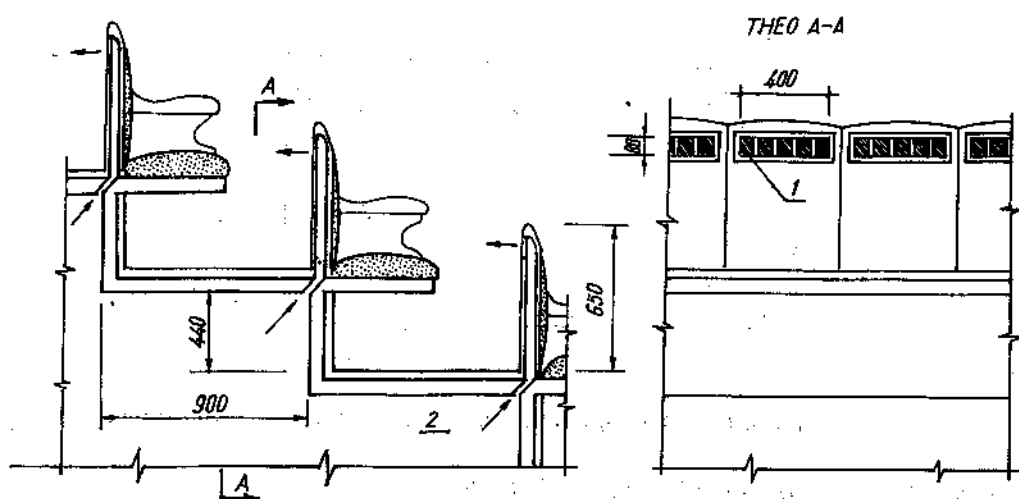
Hình 11.7. Thổi phân tán theo sơ đồ thông gió "trên - dưới, trên"

1.2.1.3. Sơ đồ dưới - trên (thổi dưới - hút trên)

Đưa không khí thổi qua các miệng thổi trên sàn, các khe thổi tại các bậc hay các miệng thổi đặt tại phần trên của lưng ghế ngồi và hút tại vùng trên (hình 11.18 và 11.19).



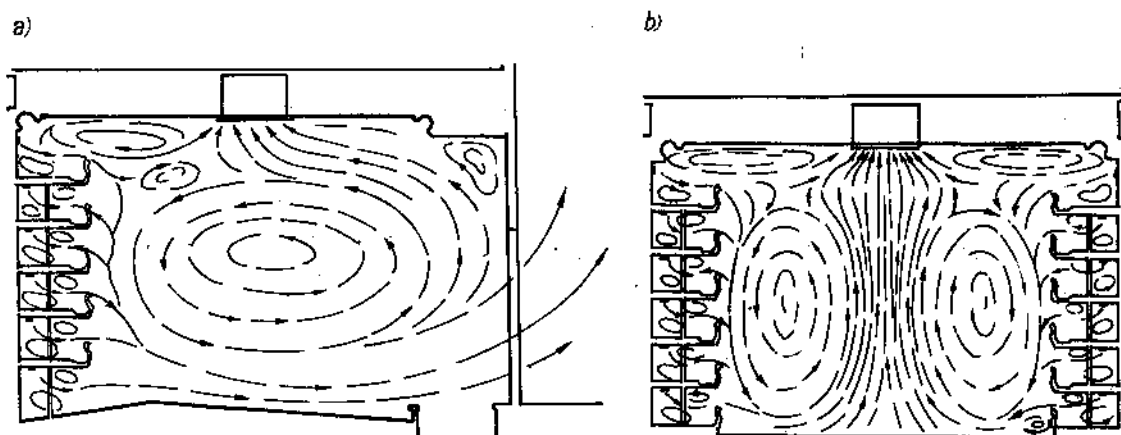
Hình 11.18. Sơ đồ thông gió "dưới - trên"
a) thổi phân tán; b) thổi theo vùng



Hình 11.19. Chi tiết miệng thổi tại lưng ghế
1. lưới kim loại; 2. mương thổi nằm dưới bạc

11.2.1.4. Sơ đồ phân vùng

Đưa không khí thổi phân tán theo vùng tại các tầng và hút qua 1 miệng đặt giữa trần (hình 11.20).



Hình 11.20. Sơ đồ thông gió "phân vùng"

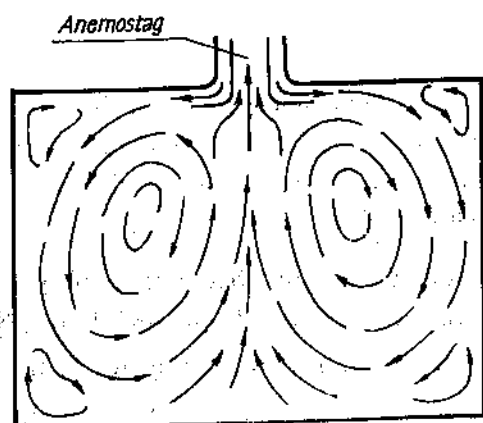
a) mặt cắt dọc; b) mặt cắt ngang

11.2.2. Chọn sơ đồ thông gió

Bốn sơ đồ trên là các sơ đồ cơ bản của hệ thống thông gió có thể áp dụng đối với phòng khán giả của rạp hát, rạp chiếu bóng, rạp xiếc, nhà thi đấu, cung thể thao, hội trường, câu lạc bộ v.v....

- Khi áp dụng các sơ đồ trên, cần tính toán bổ sung lưu lượng hút tự nhiên qua sân khấu. Lưu lượng hút (theo thể tích) trong khoảng 20 - 30% lưu lượng tính toán của phòng khán giả về mùa hè.

- Trước khi phân tích và so sánh các sơ đồ nguyên lý, cần bổ sung thêm 1 sơ đồ nữa được áp dụng rộng rãi ở Hoa Kỳ, được gọi là sơ đồ "anemostag" (kiểu đèn trần) (hình 11.21). Tuy nhiên sử dụng sơ đồ "anemostag" đòi hỏi thổi không khí vào phòng



Hình 11.21. Sơ đồ thông gió "anemostag"

với vận tốc cao. Ngoài ra bản thân hệ thống phức tạp về mặt cấu tạo và có thể không phù hợp với kiến trúc của phần lớn các phòng khán giả. Nếu có thể được thì sử dụng sơ đồ này trong các phòng biểu diễn, câu lạc bộ hoặc các phòng chiếu phim không lớn [15].

1. *Sơ đồ 11.2.1.1 và 11.2.1.2 (trên - dưới, trên - trên và trên - dưới, trên)* áp dụng đối với công trình có hệ thống thông gió làm lạnh không khí nhân tạo, tức hệ thống thông gió được trang bị như hệ thống điều hoà không khí.

- Thông gió theo sơ đồ *trên - dưới* áp dụng đối với phòng khán giả có 1 - 2 ban công với nhiều hơn 5 dãy ghế ngồi.

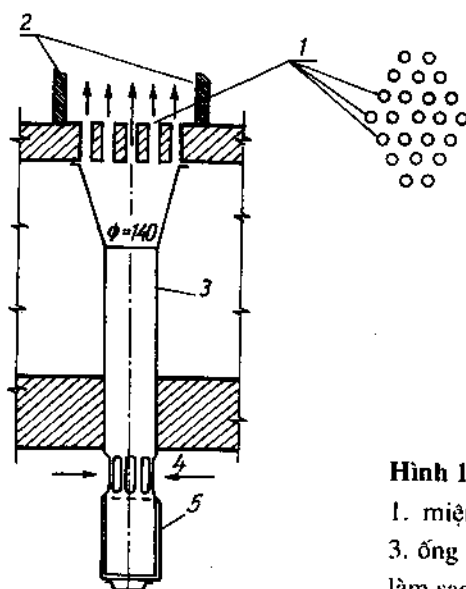
- Thông gió theo sơ đồ *trên - trên* và *trên - dưới, trên* như đã trình bày ở trên thường áp dụng đối với phòng khán giả với pac-te (tầng dưới) có bậc, không có ban công hay có 1 - 2 ban công với không nhiều hơn 5 dãy ghế ngồi.

2. *Sơ đồ 11.2.1.3 (dưới - trên)* áp dụng đối với công trình không có hệ thống điều hoà không khí.

Nguyên nhân của hạn chế này là do khí làm lạnh không khí hay khí thổi không khí được làm lạnh với độ chênh nhiệt độ (so với nhiệt độ không khí trong phòng) lớn hơn 2°C trực tiếp vào chỗ ngồi sẽ gây cảm giác khó chịu cho khán giả.

3. *Sơ đồ 11.2.1.4 (phân vùng)* áp dụng đối với phòng khán giả có nhiều tầng

- Trường hợp công trình không có hệ thống điều hoà không khí thì miệng thổi tốt hơn hết nên đặt dưới ghế (hình 11.22) hoặc tại các bậc.



Hình 11.22. Chi tiết miệng thổi dưới ghế

1. miệng thổi trên mặt sàn - dưới ghế; 2. chân ghế; 3. ống bằng tôn; 4. khe để không khí đi qua; 5. ống bao làm sạch không khí

- Trong các trường hợp khác miệng thổi đặt dưới trần, theo chiều đứng (sát mặt tường); khoảng cách từ sàn đến mép dưới của miệng thổi không nhỏ hơn 1,8 - 2m. Đặt miệng thổi nằm ngang, tức sát mặt dưới của trần chỉ cho mép tại lối đi trước hoặc sau các dãy ghế.

Khi sử dụng sơ đồ "dưới - trên" (và sơ đồ phân vùng nếu không khí đi từ dưới lên), cần chú ý bên dưới phòng khán giả phải có thể tích dưới sàn đủ lớn để vận tốc không khí tại các miệng thổi đặt trên sàn (và trên các tầng) tại các bậc đi hay tại lưng ghế (và dưới ghế) đủ nhỏ. Ngoài ra không gian bên dưới sàn phải sạch và phải thường xuyên làm vệ sinh khu vực dưới sàn và các ống nối đến các miệng thổi.

11.3. THÔNG GIÓ TỰ NHIÊN VẬN DỤNG TRONG THIẾT KẾ VÀ XÂY DỰNG

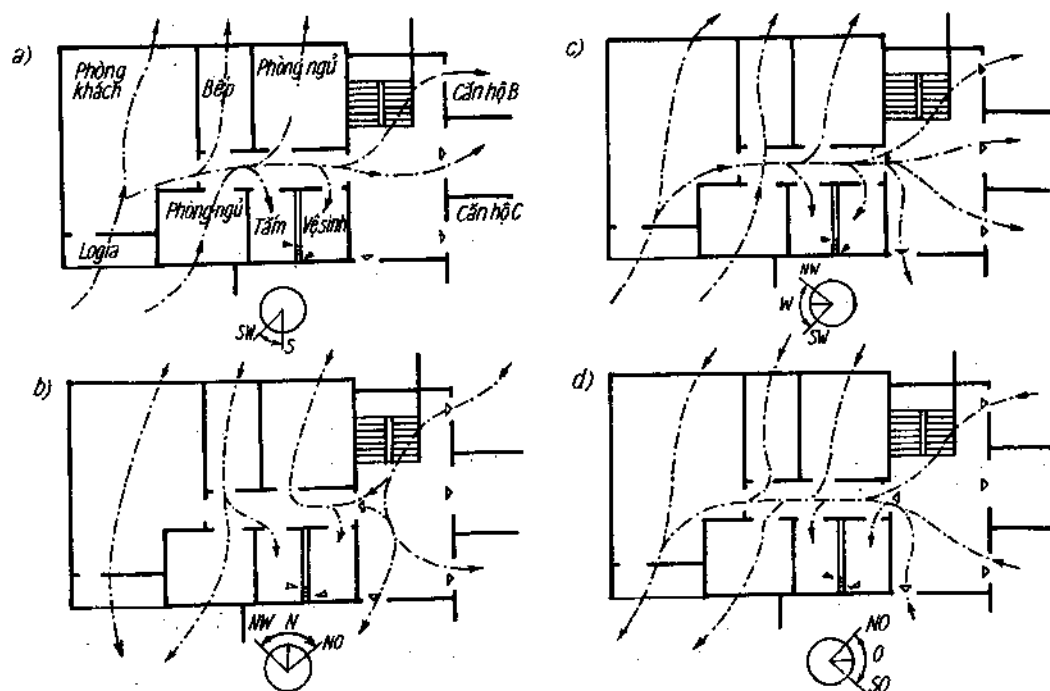
11.3.1. Nhà ở

Đối với nhà ở, dù có lắp đặt điều hoà không khí thì không phải lúc nào hệ thống này cũng hoạt động. Do đó thông gió tự nhiên nhằm bảo đảm điều kiện vi khí hậu tối thiểu cho con người là quan trọng. Hơn nữa thông gió tự nhiên còn là biện pháp thông gió phù hợp với thói quen và sở thích của phần đông người sống trong các căn hộ và nhà ở gia đình.

Thông gió tự nhiên áp dụng chủ yếu vào mùa hè. Nhiệt độ không khí bên ngoài trong những tháng nóng không chênh lệch nhiều so với nhiệt độ bên trong nhà. Do vậy thông gió tự nhiên phụ thuộc vào hướng và vận tốc gió và các biện pháp kiến trúc - xây dựng như tổ chức mặt bằng, mặt đứng công trình, vị trí và cấu tạo của cửa đón gió, thoát gió, hình dạng kiến trúc của ngôi nhà....

11.3.1.1. Hướng gió

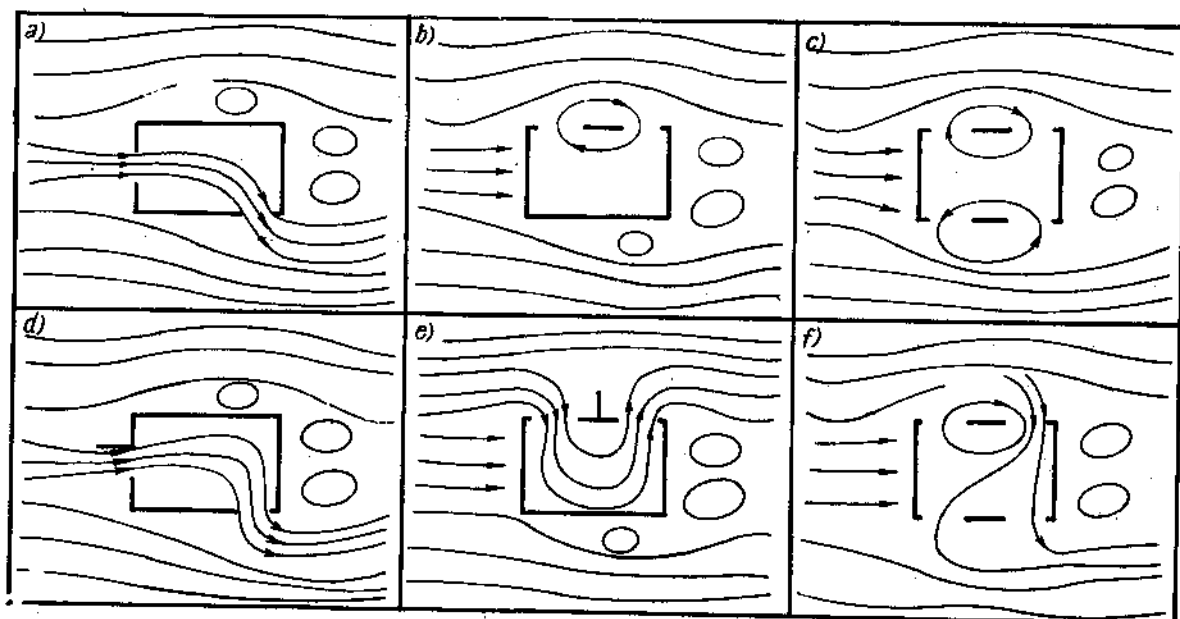
Sự chuyển động của không khí trong phòng được thông gió phụ thuộc vào hướng gió. Do đó khi hướng gió đổi chiều, ta có thể có sơ đồ thông gió không theo ý muốn (hình 11.23).



Hình 11.23. Chuyển động của không khí trong phòng được thông gió ứng với các hướng gió khác nhau
a) hướng gió N-TN; b) hướng gió TB-B-ĐB; c) hướng gió TN-T-TB; d) hướng gió ĐN-Đ-ĐB

11.3.1.2. Vị trí của cửa đón gió, thoát gió và hình dạng kết cấu - kiến trúc

Một ví dụ đơn giản, với vị trí các cửa (hình 11.24a, 11.24b, 11.24c), nhưng khi có thêm bức tường (hay vách ngăn), chuyển động của không khí sẽ thay đổi, cho ta sơ đồ thông gió hợp lý hơn (hình 11.24d, 11.24e, 11.24f tương ứng).

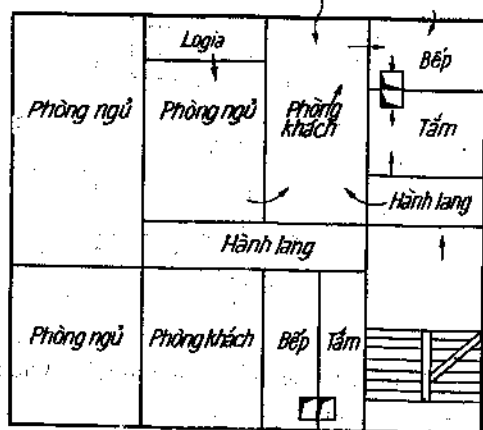


Hình 11.24. Chuyển động của không khí trong phòng được thông gió phụ thuộc vào vị trí của cửa và hình dạng kết cấu - kiến trúc của công trình

Từ ví dụ trên, ta có thể chọn hình dạng Kiến trúc - kết cấu của công trình, vị trí và kích thước của cửa đón gió, thoát gió, cấu tạo và góc độ mở của cánh cửa... để có sơ đồ thông gió tự nhiên như ý muốn.

11.3.1.3. Tổ chức mặt bằng

Ví dụ đối với căn hộ 2 phòng (hình 11.25) do áp suất âm xuất hiện tại khu bếp và nhà tắm mà không khí chuyển động từ phòng ngủ sang phòng khách.



Hình 11.25. Sơ đồ thông gió tự nhiên không theo ý muốn do bố trí mặt bằng trong căn hộ không hợp lý

Với sơ đồ thông gió tự nhiên (do bố trí mặt bằng) như vậy, trong phòng ngủ sẽ có không khí trong lành, nhưng trong phòng khách sẽ tồn tại không gian không tiện nghi (chiếm ưu thế tại vùng dưới cửa phòng).

11.3.2. Khu nhà

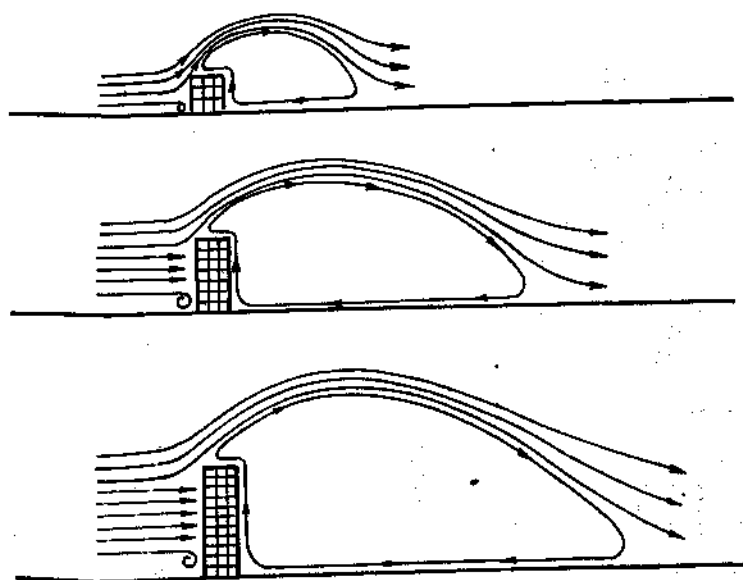
Khi quy hoạch khu nhà, cần chú ý đến việc tận dụng hướng gió chủ đạo của địa phương về mùa hè và tránh gió lạnh về mùa đông.

Đối với ngôi nhà đứng riêng biệt, cần có gió mùa hè thổi thẳng vào mặt nhà, nhưng đối với khu nhà thì những dãy nhà phía sau (theo chiều gió thổi) sẽ hoàn toàn nằm trong vùng bóng rợp khí động (hay vùng gió quẩn) của dãy nhà phía trước và những dãy nhà tiếp theo sau chúng. Do đó những dãy nhà sau ít có điều kiện trao đổi không khí trong lành và chịu ảnh hưởng xấu do không khí tuần hoàn trong vùng gió quẩn. Để khắc phục, ta cần nghiên cứu xác định vị trí tương đối hợp lý giữa các toà nhà và quy hoạch khu nhà hợp lý.

11.3.2.1. Khoảng cách hợp lý giữa các công trình

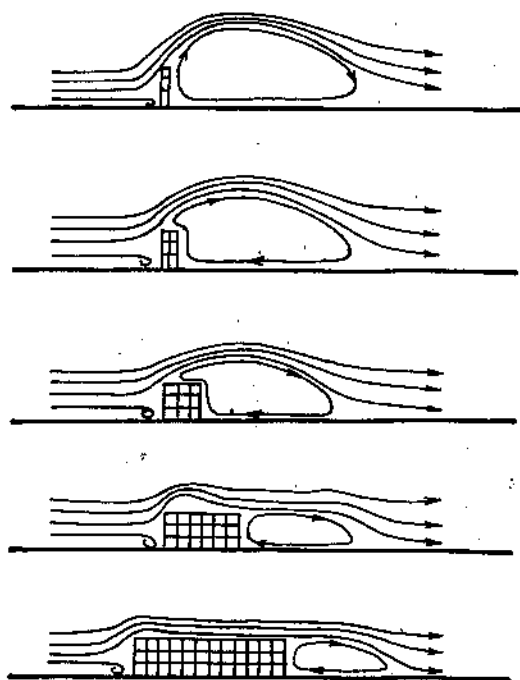
Vùng gió quẩn sau công trình phụ thuộc vào kích thước hình học (cao, rộng, dài) của công trình, góc gió thổi so với mặt nhà và hình dạng của nhà.

- Độ cao của nhà không ảnh hưởng nhiều đến vùng đón gió ở phía trước và bên trên công trình, nhưng ảnh hưởng đáng kể đến vùng gió quẩn sau công trình. Nhà càng cao, vùng gió quẩn càng lớn (hình 11.26).



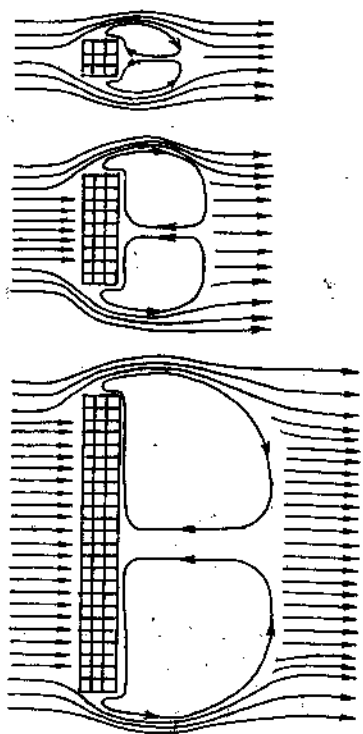
Hình 11.26. Vùng gió quẩn phụ thuộc vào chiều cao của nhà

- Nhà càng rộng (dày) thì mật nhà (song song với chiều gió thổi) sẽ ngăn cản sự phát triển của vùng gió quán, do đó vùng gió quán càng bé (hình 11.27).



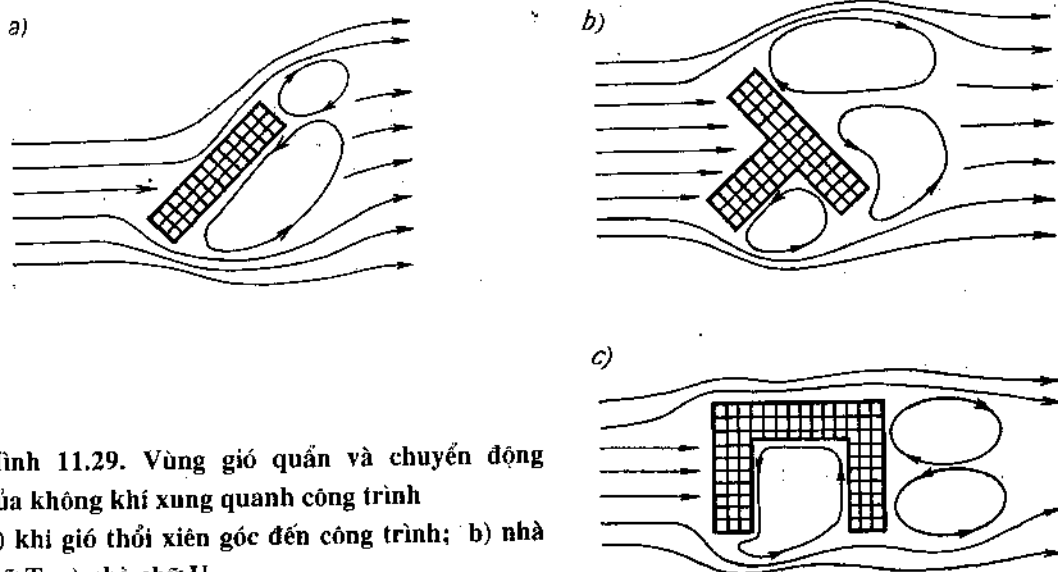
Hình 11.27. Vùng gió quán phụ thuộc vào chiều rộng của nhà

- Vùng gió quán sau tòa nhà có chiều dài bất kì có dạng 2 vùng đối xứng nhau và nhà có chiều dài càng lớn, vùng gió quán càng lớn (hình 11.28).



Hình 11.28. Vùng gió quán phụ thuộc vào chiều dài của nhà

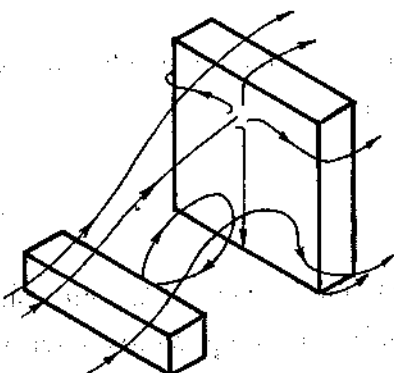
• Khi gió thổi lệch (xiên góc đến công trình) và khi mặt bằng công trình có dạng khác với hình chữ nhật thì mối quan hệ giữa vùng gió quán và hình dạng, kích thước của công trình trở nên phức tạp (hình 11.29).



Hình 11.29. Vùng gió quán và chuyển động của không khí xung quanh công trình

a) khi gió thổi xiên góc đến công trình; b) nhà chữ T; c) nhà chữ U

• Kích thước của vùng gió quán còn phụ thuộc vào những công trình đứng gần với nó (hình 11.30).

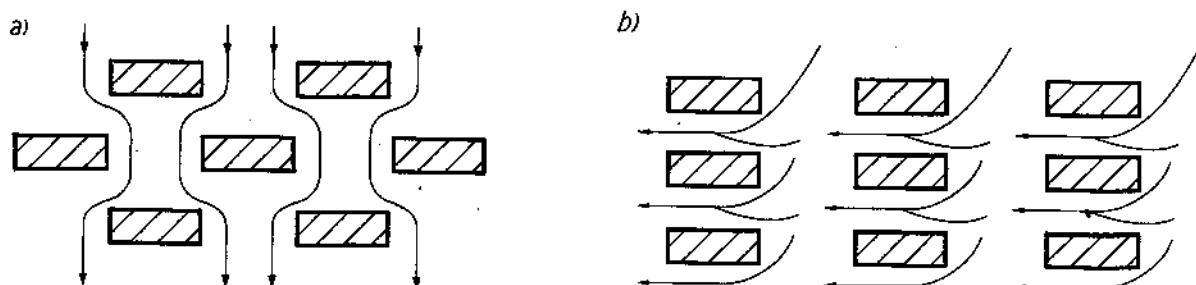


Hình 11.30. Vùng gió quán và chuyển động của không khí xung quanh nhóm nhà

- Từ những quy luật và mối quan hệ trên, ta có thể nghiên cứu sắp xếp công trình đứng trước sao cho đạt được hiệu quả thông gió cho công trình đứng sau bằng cách tính toán xác định khoảng cách hợp lý giữa các công trình phụ thuộc vào kích thước và hình dạng của nhà, hướng gió thổi. Tương quan giữa khả năng được thông gió của các công trình và mật độ xây dựng cũng có thể được giải quyết một cách có lợi nhất.

11.3.2.2. Bố trí nhà và quy hoạch hợp lí

• Ngoài khoảng cách giữa các ngôi nhà (theo hướng gió), ta còn có thể tổ chức mặt bằng (bố trí công trình) hợp lí theo kiểu xen kẽ (so le) (hình 11.31a) hoặc lệch hướng gió (hình 11.31b).



Hình 11.31. Bố trí nhà

a) kiểu xen kẽ (so le); b) kiểu lệch hướng gió

• Quy hoạch khu nhà (hay xây dựng đô thị) hợp lí còn bao gồm các vấn đề:

- Tổ chức hành lang thông gió: thường lợi dụng các đường giao thông chính song song với hướng gió chủ đạo về mùa hè;

- Bố trí cây xanh: cây xanh giữa các toà nhà tạo nên luồng gió đối lưu do nhiệt độ không khí xung quanh cây xanh thấp, nên khi lặn gió vẫn có những luồng gió nhẹ thổi vào nhà. Cây xanh còn có tác dụng hạn chế bức xạ, lọc bụi và các yếu tố độc hại, chống ồn.... Cây xanh (rừng) trồng ở vành đai phía khu công nghiệp (nhà máy) và phía gió chủ đạo mùa đông nhằm chống ô nhiễm môi trường do khu công nghiệp và cản gió lạnh mùa đông.

• Lợi dụng ao hồ, sông: nếu ao, hồ, sông nằm phía đầu hướng gió chủ đạo về mùa hè, không khí sẽ được làm mát trước khi thổi vào khu nhà.

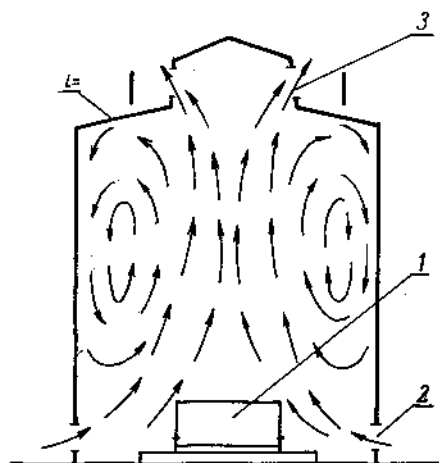
v.v...

11.3.3. Nhà công nghiệp (phân xưởng nóng)

Muốn thiết kế và xây dựng phân xưởng sản xuất hợp lí về mặt thông gió, cần phải tạo dáng ngôi nhà có lợi về mặt dòng chảy, đồng thời bố trí các nguồn toả nhiệt trong phân xưởng, vị trí cửa gió vào, gió ra nhằm đạt được sự chuyển động hợp lí và ổn định của không khí, cấu tạo cửa gió vào, gió ra và biện pháp điều chỉnh lưu lượng trao đổi không khí.

11.3.3.1. Hình dạng và cấu tạo của phân xưởng nóng

Phân xưởng nóng thường có mái dốc và cửa mái thoát nhiệt (cửa mái không đón gió - chương 9 - mục 9.5.1) (hình 11.32).



Hình 11.32. Hình dạng và cấu tạo của phân xưởng nóng bảo đảm sự chuyển động ổn định của không khí và có lợi về mặt dòng chảy

1. nguồn nhiệt; 2. cửa dưới - cửa vào; 3. cửa mái thoát nhiệt (cửa mái không đón gió) - cửa ra.

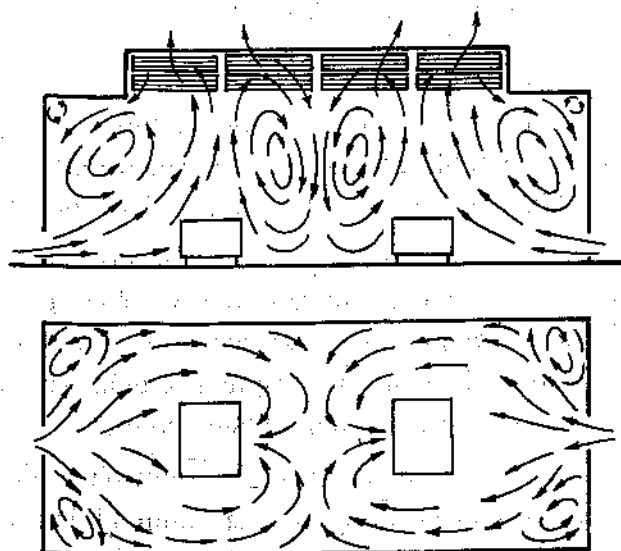
Cấu tạo phân xưởng như vậy bảo đảm cho không khí chuyển động ổn định với cửa dưới ở tường ngoài hai bên là cửa vào và cửa mái là cửa ra, đồng thời tận dụng được nhiệt thừa - tức sức đẩy trọng lực với sức cản bé nhất và áp suất gió gây ra khi thổi qua cửa mái.

11.3.3.2. Bố trí nguồn nhiệt và sơ đồ thông gió

Sau đây ta sẽ nghiên cứu một số sơ đồ thông gió phụ thuộc vào cách bố trí nguồn nhiệt, tức tổ chức mặt bằng trong phân xưởng để có khái niệm định tính về thông gió phân xưởng nóng [6, 31, 34].

1. Phân xưởng 1 khẩu độ

Nếu phân xưởng có 2 nguồn nhiệt, trao đổi không khí giữa vùng trên và vùng dưới được tăng cường do không khí tuần hoàn bổ sung giữa 2 nguồn nhiệt (hình 11.33).



Hình 11.33. Sơ đồ chuyển động của không khí trong phân xưởng có 2 nguồn nhiệt

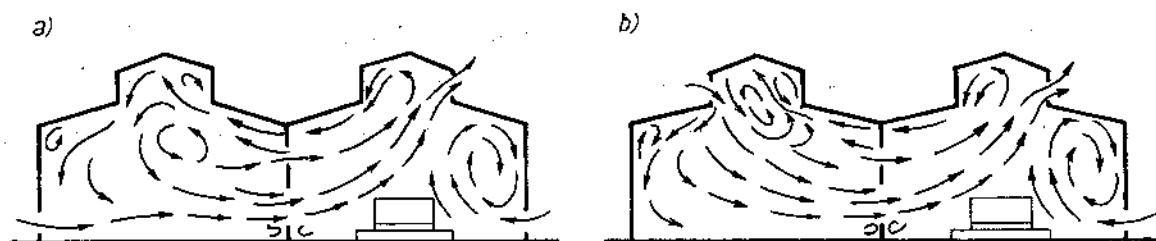
2. Phân xưởng 2 khẩu độ

- Trường hợp nguồn nhiệt được bố trí tại 1 khẩu độ:

- Một phần không khí đối lưu bắt buộc được bổ sung bằng không khí ngoài đi vào từ phía cửa tiếp giáp với khẩu độ nguội.

- Do luồng không khí đối lưu cản trở nên không khí vào qua cửa phía khẩu độ nguội (xa nguồn nhiệt) nhiều hơn một ít so với không khí vào qua cửa phía khẩu độ nóng (gần nguồn nhiệt).

Diện tích cửa vào trong trường hợp này (khẩu độ nguội không có cửa mái) (hình 11.34a) lớn gấp 2 lần diện tích cửa ra.



Hình 11.34. Sơ đồ chuyển động của không khí trong phân xưởng 2 khẩu độ với 1 nguồn nhiệt.

a) trường hợp khẩu độ nguội chỉ có cửa dưới (không có cửa mái); b) trường hợp khẩu độ nguội chỉ có cửa mái (không có cửa dưới).

Nếu tại 2 khẩu độ ta đồng thời mở cửa dưới và cửa mái với diện tích bằng nhau thì tại cửa mái của khẩu độ nguội không khí sẽ đi vào (cửa mái của khẩu độ nguội là cửa vào).

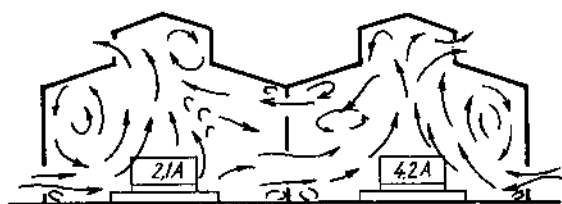
Nếu khẩu độ nguội chỉ có cửa mái được bố trí trên cùng độ cao với cửa mái của khẩu độ nóng thì cũng với lượng nhiệt thừa như trên và với diện tích cửa bằng nhau (hình 11.34b), lưu lượng trao đổi không khí giảm 1,5 lần. Trao đổi không khí trong trường hợp này do không khí tại khẩu độ nguội có nhiệt độ thấp hơn so với khẩu độ nóng.

- Trường hợp nguồn nhiệt được bố trí tại 2 khẩu độ

Nếu công suất các nguồn nhiệt như nhau và cửa mở bằng nhau thì các luồng không khí chuyển động trong 2 khẩu độ có hình dạng như nhau và đối xứng nhau. Không xảy ra trường hợp chuyển động của không khí từ khẩu độ này sang khẩu độ kia và ngược lại.

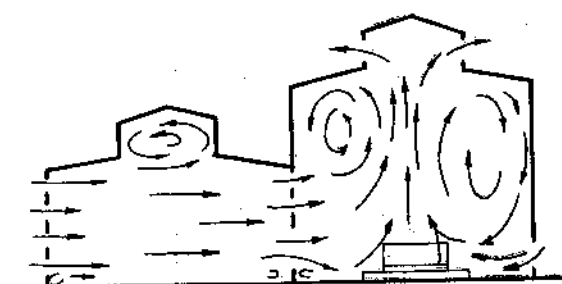
Nếu 1 trong 2 khẩu độ có nguồn nhiệt công suất lớn hơn so với khẩu độ kia, thì không khí từ khẩu độ có nguồn nhiệt công suất bé hơn sẽ chuyển động về phía nguồn nhiệt có công suất lớn hơn (hình 11.35). Do đó lượng nhiệt thừa được tính toán theo công suất nguồn nhiệt đối với khẩu độ có nguồn nhiệt công suất lớn hơn sẽ giảm xuống một ít, và ngược lại, với khẩu độ có nguồn nhiệt công suất bé hơn sẽ tăng lên một ít.

- Nếu khẩu độ nóng cao hơn khẩu độ nguội thì có thể sẽ khắc phục một phần hiện tượng không khí nóng tràn từ khẩu độ nóng sang khẩu độ nguội (xem hình 11.36), và quá trình thông gió được cải thiện.



Hình 11.35. Sơ đồ chuyển động của không khí trong phân xưởng 2 khẩu độ với 2 nguồn nhiệt công suất khác nhau

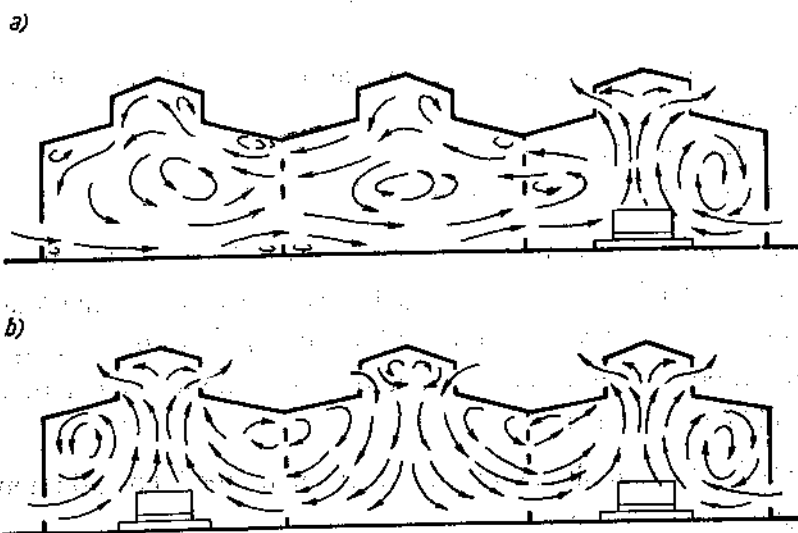
Nếu chiều cao của phân xưởng nóng vượt trội và cửa vào phía khẩu độ nguội mở rộng thêm thì hiện tượng không khí nóng tràn từ khẩu độ nóng sang khẩu độ nguội sẽ được khắc phục hoàn toàn và ta có sơ đồ thông gió tự nhiên theo ý muốn (hình 11.36).



Hình 11.36. Sơ đồ chuyển động của không khí trong phân xưởng 2 khẩu độ với 1 nguồn nhiệt và khẩu độ nóng cao hơn khẩu độ nguội

3. Phân xưởng 3 khẩu độ

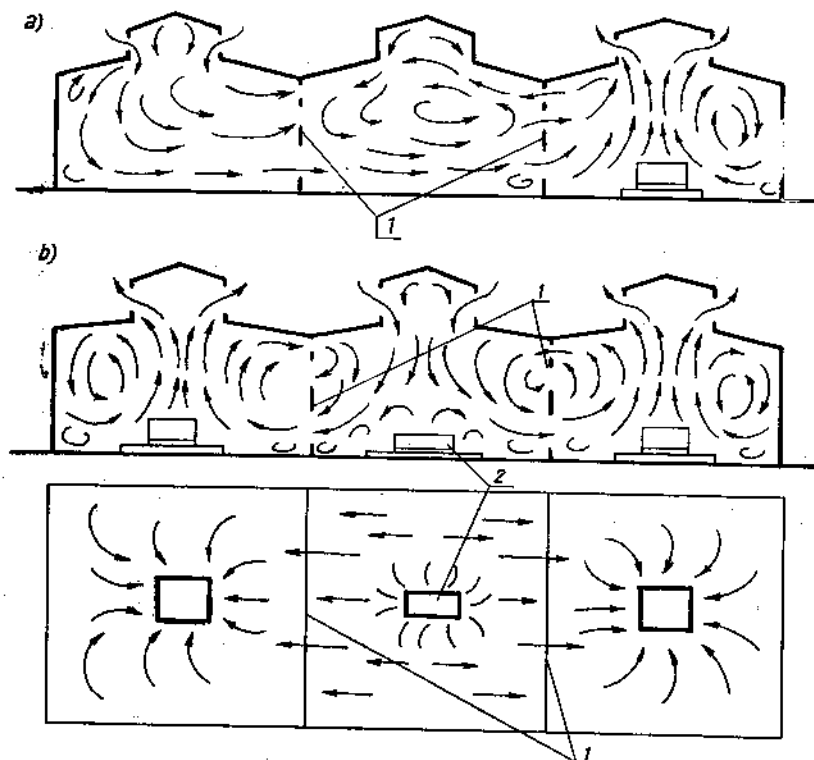
- Trường hợp nguồn nhiệt được bố trí tại 1 khẩu độ ngoài: Không khí vào từ cửa phía khẩu độ nguội cũng tương tự như phía khẩu độ nóng (2 khẩu độ nguội không có cửa mái). Luồng không khí nóng bốc lên từ nguồn nhiệt được các luồng không khí hoà trộn bổ sung mang theo nhiệt và các yếu tố độc hại thoát ra ngoài qua cửa mái (hình 11.37a).



Hình 11.37. Sơ đồ chuyển động của không khí trong phân xưởng 3 khẩu độ
a) với 1 nguồn nhiệt tại khẩu độ ngoài; b) với 2 nguồn nhiệt tại 2 khẩu độ ngoài

- Trường hợp nguồn nhiệt được bố trí tại 2 khẩu độ ngoài: Khẩu độ giữa (khẩu độ nguội) là "khẩu độ thu không khí ngoài" (không khí ngoài vào khẩu độ giữa qua cửa mái). Và giả sử nhiệt thừa tại 2 khẩu độ nóng có lệch nhau một ít thì luồng không khí tại 2 khẩu độ này vẫn hầu như đối xứng nhau (hình 11.37b).

- Nếu các tường ngoài xây kín và không có cửa dưới để không khí vào thì vùng có nhiệt độ cao sẽ xuất hiện gần 2 bức tường trong - tiếp giáp giữa các khẩu độ (hình 11.38a, 11.38b).



Hình 11.38. Sơ đồ chuyển động của không khí trong phân xưởng 3 khẩu độ với các tường ngoài xây kín và không có cửa dưới

a) với 1 nguồn nhiệt; b) với 3 nguồn nhiệt.

1. vùng có nhiệt độ cao; 2. nguồn nhiệt có công suất bé hơn.

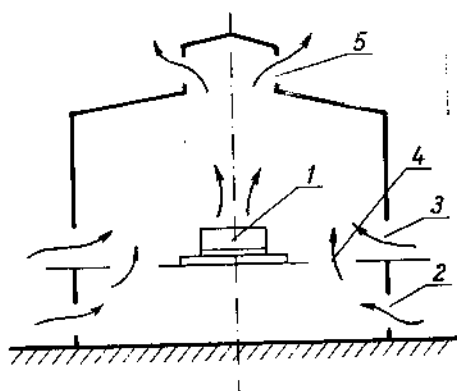
- Và nếu các nguồn nhiệt được bố trí tại cả 3 khẩu độ, trong đó nguồn nhiệt tại khẩu độ giữa có công suất bé hơn thì do không khí vào tại cửa mái của khẩu độ giữa nên luồng không khí nóng tại đây sẽ tràn qua 2 khẩu độ ngoài và thoát ra ngoài từ đó (hình 11.38b). Trong trường hợp này nếu các khẩu độ ngoài có mở các cửa dưới (cửa vào), và chiều cao các khẩu độ như nhau:

- Nếu diện tích cửa dưới nhỏ hơn diện tích cửa mái (của 2 khẩu độ nóng) thì cửa mái của khẩu độ giữa sẽ là cửa vào;

- Nếu tăng diện tích cửa dưới thì đến giới hạn nhất định nào đó, cửa mái của khẩu độ giữa sẽ làm việc như cửa ra.

* Từ kết quả nghiên cứu được trình bày trên đây, ta có thể rút ra những quy luật (có tính chất định tính) nhằm chọn sơ đồ chuyển động của không khí hợp lý trên cơ sở bố trí nguồn nhiệt (vị trí khẩu độ nóng, nguội), chiều cao phân xưởng, vị trí và kích thước cửa hợp lý để đạt được hiệu quả thông gió.

Riêng đối với phân xưởng rộng, nhiều khẩu độ để khắc phục nhược điểm do vùng tác dụng của thông gió bị hạn chế, ta có thể bố trí phân xưởng 2 tầng. Nguồn nhiệt và độc hại đặt tại tầng 2, tầng 1 đặt thiết bị phụ, toả nhiệt và độc hại ít. Không khí ngoài vào tầng 1, qua cửa thông 2 tầng hoặc cầu thang vào tầng 2. Với sơ đồ thông gió như thế (hình 11.39) chiều rộng phân xưởng nóng có thể không hạn chế [12].



Hình 11.39. Sơ đồ thông gió tự nhiên phân xưởng 2 tầng

1. nguồn nhiệt; 2. cửa vào tầng 1; 3, cửa vào tầng 2; 4. cửa thông 2 tầng; 5. cửa mái.

• Trị số hệ số m phụ thuộc vào chức năng của phân xưởng và phòng sản xuất [4, 22]

Tên phòng (khẩu độ)	Đặc điểm của phòng và thiết bị công nghệ	Hệ số m
Phân xưởng nấu (luyện)		
Khẩu độ lò	Phòng cao, cửa mái, lò điện	0,5
Khẩu độ rót	Phòng cao, cửa mái	0,4
Khẩu độ lò chuyển	-nt-	0,4
Nhà máy hóa chất		
Trạm bơm và máy nén	Phòng thấp	0,8
Gian sấy	-nt-	0,5
Gian lò	Phòng cao, cửa mái, lò quay	0,5 - 0,6
Gian máy	Phòng có độ cao trung bình	0,6
Gian thiết bị lọc	-nt-	0,5
Phân xưởng axit sunfuric		0,4
Gian lò phản ứng		0,35
Phân xưởng nấu thủy tinh	Phòng chỉ có các lò	0,6
Phân xưởng cán		
Gian máy cán, khẩu độ làm nguội chậm	Phòng cao	0,6
Gian lò nung	-nt-	0,5
Gian máy cán	-nt-	0,5 - 0,6
Nhà máy sản xuất đồ nhôm		
Phân xưởng điện phân	Phòng có độ cao trung bình	0,7 - 0,8
Phân xưởng nung	Phòng cao, cửa mái	0,5 - 0,6
Nhà máy cơ khí		
Phân xưởng đúc gang phương thức phân tán	Phòng có độ cao trung bình	0,5
Phân xưởng đúc băng chuyển	-nt-	0,5
Phân xưởng đúc hỗn hợp	-nt-	0,4
Gian tháo		0,4
Phân xưởng nhiệt luyện	Phòng có độ cao trung bình	0,5
Phân xưởng rèn	Phòng cao, cửa mái	0,4
Phân xưởng lò ga	Tầng 2	0,6
Phân xưởng đúc thép và đúc đồng	Phòng cao, lò điện	0,5
Phân xưởng đúc nhôm	-nt-	0,4
Phân xưởng cơ khí	Phòng có độ cao trung bình và thấp	0,7
Xí nghiệp ăn uống		
Gian làm bánh của xí nghiệp bánh mì	Phòng có độ cao trung bình, cửa mái	0,6
Gian nấu	Phòng thấp	0,6

Tên phòng (khẩu độ)	Đặc điểm của phòng và thiết bị công nghệ	Hệ số m
Nhà máy dụng cụ đo (cơ khí chính xác)		
Phân xưởng lắp ráp cơ khí và trạm thử nghiệm	Phòng cao	0,7
Nhà máy vật liệu mài		
Gian thiêu kết	Phòng có độ cao trung bình	0,5
Gian nấu corundum điện phân và corundum (Al_2O_3)	-nt-	0,3
Gian để nguội và dỡ lò	-nt-	0,5
Gian nhiệt điện	-nt-	0,6
Gian tháo dỡ và làm nguội	-nt-	0,6
Phòng thí nghiệm đúc	-nt-	0,5

• **Trị số hệ số m phụ thuộc vào tỉ số diện tích nguồn nhiệt chiếm chỗ (f) và diện tích sàn (F) [4,22]**

Tỉ số f/F	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
Hệ số m	0,3	0,5	0,65	0,75	0,8	0,9

Nhiệt độ tính toán của không khí bên ngoài nhà

Thứ tự	Địa điểm	Nhiệt độ tính toán			Các số liệu khác để tham khảo(****)
		cho sưởi ấm	cho thông gió		
		$t_{N(s)}^{(*)}$	$t_{N(Đ)}^{(**)}$	$t_{N(H)}^{(***)}$	
1	Lai Châu	9,1	13,2	32,0	32,3 (VI); 33,3 (V)
2	Điện Biên	5,9	11,0	30,6	30,8 (VI); 32,2 (V)
3	Lào Cai	7,7	13,2	32,7	
4	Sa Pa	4,1	6,2	23,1	23,2 (VI)
5	Sơn La	5,5	9,9	29,5	29,9 (VI); 30,8 (V)
6	Mộc Châu	4,9	8,7	27,5	27,6 (VI); 27,8 (V)
7	Sông Mã	5,9	11,3	32,2	32,3 (VI); 34,0 (V)
8	Hà Giang	7,3	12,9	32,2	32,5 (VIII)
9	Tuyên Quang	6,7	13,0	32,5	32,8 (VI)
10	Cao Bằng	6,2	10,5	32,0	
11	Lạng Sơn	6,1	10,1	31,5	
12	Thái Nguyên	8,0	12,9	32,5	32,8 (VI)
13	Bắc Cạn	6,3	11,6	32,2	32,4 (VI)
14	Bắc Giang	8,3	13,3	32,3	32,6 (VI)
15	Hòn Gay	9,3	13,5	31,6	
16	Móng Cái	6,6	12,1	31,2	
17	Vĩnh Yên	8,1	13,9	32,7	32,9 (VI)
18	Yên Bái	7,5	13,2	32,4	32,5 (VI)
19	Việt Trì	8,5	13,8	32,4	32,6 (VI)
20	Tam đảo	5,0	9,3	25,9	26,0 (VI)
21	Láng (Hà Nội)	8,5	13,8	32,2	32,8 (VI)
22	Hải Dương	8,5	13,8	32,3	
23	Hưng Yên	8,7	13,8	32,3	34,4 (VI)
24	Phủ Liễn	9,4	14,2	31,8	
25	Cát Bi	9,7	14,1	32,1	
26	Thái Bình	9,7	14,0	32,0	
27	Sơn Tây	8,5	13,5	32,0	32,7 (VI)
28	Hòa Bình	7,3	13,3	33,5	
29	Nam Định	9,1	14,3	32,5	
30	Ninh Bình	9,9	14,3	32,4	

Thứ tự	Địa điểm	Nhiệt độ tính toán			Các số liệu khác để tham khảo(****)	
		cho sưởi ấm	cho thông gió			
		$t_{N(s)}^{II(*)}$	$t_{N(D)}^{II(**)}$	$t_{N(H)}^{II(***)}$		
31	Nho Quan	7,7	13,6	33,0	34,1 (VI), 34,4 (V)	
32	Thanh Hóa	10,1	14,8	32,9		
33	Yên Định	9,2	14,4	33,1		
34	Hồi Xuân	8,6	14,0	33,4		
35	Vinh	9,8	15,5	33,9		
36	Tương Dương	8,8	14,5	34,0		
37	Hà Tĩnh	11,4	15,7	33,9		
38	Đồng Hới	12,1	16,5	33,4		33,5 (VI)
39	Quảng Trị	13,3	17,3	33,6		34,0 (VI)
40	Huế	13,1	17,4	34,5		
41	Đà Nẵng	-	18,8	34,2	34,5 (VI)	
42	Quảng Ngãi	-	19,2	34,4	34,5 (VI)	
43	Quy Nhơn	-	20,7	33,6	33,7 (VI)	
44	Plây cu	9,5	13,3	31,0 (IV)	30,4 (III); 29,6 (V)	
45	Buôn Ma Thuột	12,3	17,2	32,5 (IV)	31,5 (III); 31,3 (V)	
46	Tuy Hòa	-	20,9	34,3 (VI)	33,7 (VII)	
47	Nha Trang	-	20,7	33,7 (V)	33,0 (VI)	
48	Liên Khương	8,9	11,4 (XI)	29,6 (IV)	29,1 (III); 28,6 (V)	
49	Bảo Lộc	8,8	13,1	29,6 (IV)	29,5 (III); 28,7 (V)	
50	Phan Thiết	-	20,0	32,2 (VI)	31,9 (V)	
51	Phước Long	-	18,7	34,9 (III)	34,8 (IV)	
52	Lộc Ninh	-	18,2	34,4 (IV)	34,3 (III); 32,8(V)	
53	Vũng Tàu	-	21,7	31,8 (V)	31,5 (IV); 30,4 (VI)	
54	Hiệp Hòa	-	19,2	34,1 (V)	33,9 (IV); 33,3 (VI)	
55	Mỹ Tho	-	20,8	34,7 (IV)	34,2 (V)	
56	Vĩnh Long	-	21,4	33,0 (IV)	32,7 (V)	
57	Sóc Trăng	-	21,7	33,9 (IV)	32,9 (V)	
58	Cần Thơ	-	21,0	34,5 (IV)	33,4 (V)	
59	Côn Sơn	-	23,9	31,3 (V)	31,4 (IV)	
60	Rạch Giá	-	21,4	33,5 (IV)	32,9(III); 32,2 (V)	
61	Phủ Quốc	-	21,8	31,8 (IV)	31,4 (IV); 30,9 (V)	
62	Cà Mau	-	21,2	33,1 (IV)	32,6 (V)	
63	Hoàng Sa	-	21,9	31,3 (V)	31,2 (VI)	
64	Tp. Hồ Chí Minh	-	21,0	34,6 (IV)	34,0 (III); 33,4 (V)	

Chú thích: (*) Nhiệt độ tính toán cho sưởi ấm lấy theo TCVN 5687-1992 [39];

$$t_{N(s)}^{II} = \frac{t_{min}^{TD} + t_{min}^{TB}}{2}$$

trong đó: $t_{min}^{TD}, t_{min}^{TB}$ - nhiệt độ tối thấp tuyệt đối (t_{min}^{TD}) và nhiệt độ tối thấp trung bình của tháng lạnh nhất (t_{min}^{TB}), °C.

(**) Nhiệt độ tính toán cho thông gió về mùa đông nhận bằng nhiệt độ tối thấp trung bình của tháng lạnh nhất ($t_{N(D)}^{II} = t_{min}^{TB}$) theo TCVN 5687 - 1992.

Tháng lạnh nhất của tất cả các địa điểm là tháng I, ngoại trừ địa điểm Liên Khương (Lâm Đồng) tháng lạnh nhất là tháng XI.

(***) Nhiệt độ tính toán cho thông gió về mùa hè nhận bằng nhiệt độ tối cao trung bình của tháng nóng nhất ($t_{N(H)}^{II} = t_{max}^{TB}$) theo TCVN 5687 - 1992.

Để tiện sử dụng các số liệu về bức xạ mặt trời sau này (vì cường độ bức xạ mặt trời đạt trị số lớn nhất đối với các địa phương miền Bắc vào tháng 7) nên tháng nóng nhất từ Quy Nhơn trở ra nhận là tháng 7. (Có địa điểm nhiệt độ tháng 6 cao hơn, nhưng không đáng kể - xem cột "các số liệu khác để tham khảo").

Riêng đối với các tỉnh từ Play cu trở vào (gồm chủ yếu các tỉnh cao nguyên và Nam Bộ) tháng nóng nhất, tức tháng có t_{max}^{TB} lớn nhất thường rơi vào tháng 4 và tháng 5.

(****) Nhiệt độ tối cao trung bình các tháng nóng khác.

- Các số liệu để gia công phụ lục này lấy trong TCVN 4088 - 1985 [38].

• Nồng độ cho phép của khí CO₂ có trong phòng [2, 9, 13, 17]

Tên phòng	Nồng độ cho phép C _{cp} ^(CO₂)			Độ ẩm φ, %	
	l/m ³	g/m ³	g/kg	từ	đến
Phòng có người thường xuyên (phòng ở)	1,0	1,86	1,5	50	70
Phòng trẻ em và người bệnh (bệnh viện)	0,7	1,3	1,05	50	65
Phòng có người định kì (phòng làm việc ở công sở)	1,25	2,32	1,87	50	70
Phòng có người ra vào trong thời gian ngắn	2,0	3,72	3,0	-	-

Chú thích: • Tham khảo nồng độ của khí CO₂ có trong không khí ngoài như sau [2, 13]:

	l/m ³	g/kg
Ở nông thôn	0,33	0,5
Ở thành phố nhỏ	0,4	0,6
Ở đô thị lớn	0,5	0,75

• Nồng độ giới hạn cho phép của một số khí - hơi độc có trong phân xưởng sản xuất [4, 36]

Nồng độ cho phép		Nồng độ cho phép	
	C _{cp} , mg/l		C _{cp} , mg/l
Acrolein CH ₂ = CHCHO	0,002	Ete etylic (C ₂ H ₅) ₂ O	0,3
Amoniac NH ₃ , NH ₄ OH	0,002	Hidro sunfua H ₂ S	0,01
Anhidrit asenơ As ₂ O ₃ và anhidrit asenic (asen pentoxit) As ₂ O ₅	0,003	Kẽm oxit ZnO	0,005
		Mangan và các hợp chất mangan (tính theo MnO ₂)	0,0003
Axit clohidric HCl và hidro clorua (tính theo Cl ⁻)	0,01	Nitơ oxit N ₂ O, NO, NO ₂ , N ₂ O ₃ , N ₂ O ₅ (tính theo N ₂ O ₅)	0,005
Axit sunfuric H ₂ SO ₄	0,002		
Benzen C ₆ H ₆	0,05	Phenol C ₆ H ₅ OH	0,005
Cacbon oxit CO	0,03	Thủy ngân kim loại và hợp chất vô cơ (trừ HgCl ₂) Hg, Hg ²⁺	0,00001
Chì và hợp chất vô cơ của chì Pb, Pb ²⁺	0,00001	Thủy ngân clorua (thăng hoa) HgCl ₂	0,0001
Clo Cl ₂	0,0001		
Dầu thông	0,3		

• **Nồng độ giới hạn cho phép của bụi có trong phân xưởng sản xuất [4, 36]**

• **Bụi chứa silic**

Hàm lượng silic, %	Nồng độ cho phép s_{cp} , mg/m^3
100	0,1
Lớn hơn 50 đến dưới 100	0,5
Lớn hơn 20 đến 50	1,0
Lớn hơn 5 đến 20	2,0
Từ 1 đến 5	3,0
Nhỏ hơn 1	4,0

• **Bụi không chứa silic**

	Nồng độ cho phép s_{cp} , mg/m^3
Xi măng, đất sét, bụi vỏ cơ và hợp chất không có silic	6
Thuốc lá, chè	3
Bột ép và aminoplast	6
Bụi khác	-

**Bội số trao đổi không khí m_h và m_t của một số phòng
của nhà dân dụng và nhà công nghiệp [26, 29]**

Tên phòng	Bội số trao đổi không khí, l ^{-h}		Ghi chú
	hút m_h	thổi m_t	
Nhà ở và kí túc xá			
Phòng ở căn hộ, kí túc xá	3	-	m^3/h trên $1m^2$ sàn
Bếp căn hộ, kí túc xá	60	-	m^3/h - tối thiểu
Buồng tắm cá nhân	25	-	-nt-
Buồng vệ sinh cá nhân	25	-	-nt-
Buồng-tắm và vệ sinh cá nhân	50	-	-nt-
Buồng rửa cá nhân	0,5	-	
Buồng vệ sinh nữ	2	-	
Buồng tắm chung (của kí túc xá)	5	-	
Khu vệ sinh chung (của kí túc xá)			
cho 1 xí	50	-	m^3/h
cho 1 tiểu	25	-	-nt-
Buồng rửa chung (của kí túc xá)	1,5	-	
Phòng khách (của kí túc xá)	3	2	
Phòng sinh hoạt tập thể, phòng học chung (của kí túc xá)	6	-	
Buồng thang máy	1	-	
Buồng điện	1	-	
Buồng rác và phế thải	1	-	
Nhà hành chính, công sở (và cơ quan thiết kế)			
Phòng làm việc	30	30	m^3/h tối thiểu cho 1 người
Phòng khách	2	2	
Phòng vi tính	3	3	
Phòng lưu trữ, thiết kế, thư viện	2	1,5	
Phòng đọc	2,5	3	
Kho thiết bị, tài sản	1	-	
Phòng photocopy và chế bản, in	5	5	
Phòng maket:			
mộc mẫu	3	3	
lắp ráp	2	2	
sơn	4	-	
Kho makét	1,5	-	

Tên phòng	Bội số trao đổi không khí, l ^{-h}		Ghi chú
	hút m _h	thổi m _t	
Sảnh	-	2	
Phòng điểm tâm, căng tin (trong nhà phụ)	3	-	
Phòng hút thuốc	Theo cân bằng từ các phòng	-	
Phòng rửa	Qua buồng vệ sinh	-	
Buồng vệ sinh	100	-	m ³ /h cho 1 xí và 1 tiểu
Khách sạn			
Phòng ngủ (cho 1 khách)	30	-	m ³ /h
Phòng rửa chung	1	-	
Kho đồ vải, chăn đệm, kho bảo quản	1	-	
Buồng vệ sinh phòng ngủ			
phòng 1 giường	50	-	m ³ /h
phòng 2 giường	60	-	-nt-
Khu vệ sinh chung			
cho 1 xí	50	-	-nt-
cho 1 tiểu	25	-	-nt-
Bệnh viện			
Phòng bệnh nhân người lớn, phòng sản phụ	40	40	m ³ /h cho 1 giường bệnh
Phòng bệnh nhân trẻ em, phòng trẻ sơ sinh	20	20	-nt-
Phòng chờ đẻ, phòng đẻ, phòng cấp cứu	2	1,5	
Phòng bác sĩ, phòng phát thuốc, phòng hộ lí, phòng nhân viên	1	1	
Phòng thí nghiệm, phòng nghiên cứu	3	1	
Phòng điều trị vật lí	3	2	
Phòng chiếu điện, phòng điều trị bằng siêu âm, tia cực tím	5	4	
Phòng vệ sinh cho bệnh nhân, phòng điều trị bằng tắm, bơi	5	3	
Phòng giặt, tẩy, kho quần áo, chăn đệm bẩn, phòng dụng cụ vệ sinh, phế thải	5	-	
Phòng khử trùng			
tiếp nhận	3	Từ phòng sạch	
phòng dụng cụ, vật liệu bẩn	5	nt	
dỡ tải dụng cụ, vật liệu sạch	Từ phòng bẩn	5	
Phòng mổ	5	6	
Phòng chuẩn bị thuốc sát trùng và chất hoạt tính	6	5	
Kho vật liệu phóng xạ, phòng phân tích phóng xạ, phòng thí nghiệm âm	6	5	
Kho vật tư sát trùng	3	-	

Tên phòng	Bội số trao đổi không khí, l ^{-h}		Ghi chú
	hút m _h	thổi m _t	
Khu vệ sinh và rửa			
cho 1 xí	50	-	m ³ /h
cho 1 tiểu	25	-	-nt-
Nhà xác	3	-	(nhiệt độ 2 ^o C)
Nhà trẻ, trường mẫu giáo			
Phòng chơi và ăn, phòng học, phòng ngủ và thay quần áo, phòng học nhạc và thể dục	1,5	-	
Phòng học bơi (có bể tắm)	50	-	m ³ /h tối thiểu cho 1 trẻ
Phòng y tế và cách li	1,5	-	
Phòng nhân viên	0,5	-	
Phòng giặt, sấy, là	5	5	
Phòng bảo quản quần áo, chăn đệm	0,5	-	
Trường phổ thông và dạy nghề			
• Trường phổ thông:			
Xưởng cơ khí và xưởng mộc	20	20	m ³ /h cho 1 người
Phòng tập thể thao	80	80	-nt-
Phòng ngủ (cho học sinh nội trú)	1,5	-	
Hội trường, phòng họp lớn	20	20	m ³ /h cho 1 người
Phòng giáo viên	1,5	-	
Thư viện, phòng hành chính, phòng các tổ chức xã hội	1	-	
Phòng bác sĩ	1,5	-	
• Trường dạy nghề:			
Lớp học và phòng học, phòng vẽ kỹ thuật, phòng đọc, phòng thí nghiệm	16	16	m ³ /h cho 1 người
Phòng họp lớn	40	40	-nt-
Rạp hát, rạp chiếu bóng			
• Rạp hát:			
Phòng bán vé	-	20	m ³ /h cho 1 nhân viên
Sảnh	-	2	
Hỗ nhạc	1,5	-	
Phòng âm thanh, thông tin, phòng phát thanh viên và phiên dịch	-	100	m ³ /h cho 1 nhân viên
Phòng ánh sáng			
cho 1 nhân viên	30	30	-nt-

Tên phòng	Bộ số trao đổi không khí, l ^{-h}		Ghi chú
	hút m _h	thổi m _t	
cho 1 đèn chiếu (cung lửa)	700	700	m ³ /h cho 1 đèn chiếu
Phòng acqui với bộ acqui axit	10	8	
Kiểm và kho diện phân	3	-	
Kho thiết bị sản khấu, đạo cụ, bàn ghế, phòng màn, quần áo	1	-	
Phòng nhân viên, phòng hóa trang	5	3	
Phòng tập của diễn viên	3	3	
Phòng vẽ quảng cáo	3	2	
Phòng makét của họa sĩ, kho màu và khuôn, giá vẽ	2	2	
Căng tin	3	-	
Phòng hút thuốc	30	-	m ³ /h trên 1 m ² sàn
Khu vệ sinh			
cho 1 xí hay 1 tiểu	50	-	m ³ /h
cho 1 cabin tắm hoa sen	25	-	-nt-
• Rạp chiếu bóng:			
Phòng khán giả	20	20	m ³ /h không khí ngoài cho 1 khán giả
Hành lang, phòng giải lao	-	2	
Phòng bán vé	3	30(*)	(*) m ³ /h cho 1 nhân viên
Sảnh phòng bán vé	-	2	
Phòng máy chiếu	3	3	
Bổ sung lưu lượng hút cho:			
phương tiện chiếu sáng bằng đèn cung lửa có góc chiếu 8°, dòng 60A	400	-	m ³ /h cho 1 đèn chiếu
góc chiếu 9°, dòng 90A	700	-	-nt-
góc chiếu 10°, dòng 90A	700	-	-nt-
góc chiếu 11°, dòng 120A	1000	-	-nt-
góc chiếu 12°, dòng 180A	1700	-	-nt-
phương tiện chiếu sáng bằng đèn xenon			
công suất 0,5 - 1kW	300	-	-nt-
công suất 2 - 3kW	600	-	-nt-
công suất 5 kW	800	-	-nt-
Phòng đảo phim	2	2	
Phòng acqui với bộ acqui axit	10	8	
kiểm	3	-	

Tên phòng	Bội số trao đổi không khí, l ^{-h}		Ghi chú
	hút m _h	thổi m _t	
Kho axit và kiềm	3	-	
Phòng quảng cáo, phục vụ	2	-	
Phòng hút thuốc	10	Từ phòng bên cạnh	
Khu vệ sinh	100	-	m ³ /h trên 1 thiết bị vệ sinh
Phòng rửa cửa cảng tin	6	3	
Công trình thể thao			
Phòng thi đấu và biểu diễn			
cho 1 vận động viên	-	80	m ³ /h
cho 1 khán giả	-	20	-nt-
Phòng chuẩn bị bơi và khu bể bơi có mái che	-	20	m ³ /h cho 1 vận động viên
Sảnh sấy khô	-	20	m ³ /h cho 1 vị trí
Sảnh bể bơi	-	2	
Phòng gửi quần áo trong bể bơi, phòng thay quần áo	2	-	
Buồng tắm (hoasen)	10	5	
Phòng massage (xoa bóp)	2	-	
Buồng tắm hơi	2	5	
Khu vệ sinh tại phòng thay quần áo	100	-	m ³ /h cho 1 xí
Phòng nghiệp vụ, lớp học	2	2	
Phòng nghỉ của vận động viên	3	3	
Phòng hành chính, phòng nhân viên, phòng hướng dẫn viên và huấn luyện viên, phòng trọng tài, trung tâm báo chí	1	1,5	
Trạm bơm, lọc nước	3	2	
Buồng clorato (khử trùng bằng clo)	12	5	
Kho chứa bình clo	12	5(*)	(*) cần bảo đảm thổi tự nhiên với m _{t(tự nhiên)} = 1
Kho hóa chất và thuốc thử	2	-	
Kho dụng cụ			
có người thường xuyên	2	-	
có người không thường xuyên	1	-	
Cửa hàng			
Gian bán hàng diện tích nhỏ hơn 150m ² (của cửa hàng thực phẩm và các cửa hàng khác)	1,5	-	
Gian tiếp nhận hàng và chuẩn bị hàng để bán	1	2	

Tên phòng	Bội số trao đổi không khí, l ^{-h}		Ghi chú
	hút m _h	thổi m _t	
Phòng bảo quản hàng hóa đóng bao và hàng vải vóc, quần áo	1	-	
Kho hàng			
thực phẩm phụ và bánh mì	0,5	-	
thực phẩm, cá, rau, thuốc lá	1	-	
hương liệu, giày dép, hàng hóa chất linh tinh (thuốc nhuộm, sơn dầu, keo hồ...) và đồ dùng gia đình	2	-	
các mặt hàng khác	0,5	-	
Gian máy của buồng lạnh với máy làm lạnh bằng nước	3	-	
Nhà và phòng phụ của xí nghiệp công nghiệp			
Sảnh	-	2	
Phòng gửi và bảo quản quần áo:			
lao động	5	5	
mặc ở nhà và đi đường	(*)	5(**)	(*) Hút từ buồng tắm và nếu cần từ phòng gửi quần áo nếu lưu lượng trao đổi không khí lớn hơn lưu lượng hút từ buồng tắm. (**) Lưu lượng thổi tối thiểu - bù lưu lượng hút ở buồng tắm
Buồng tắm	75	-	m ³ /h cho 1 hoa sen
Ván phòng, phòng các tổ chức xã hội	1,5	1,5	
Phòng thiết kế, thư viện	2	2	
Phòng họp			
lớn hơn và bằng 100 chỗ	40	40	m ³ /h cho 1 người, không khí tuần hoàn lớn hơn hoặc bằng 50% không khí ngoài
nhỏ hơn 100 chỗ	3	3	
Phòng lưu trữ	1	-	
Phòng điện đài trung tâm	3	3	
Phòng nghỉ công nhân	4	5(*)	(*) tối thiểu 30 m ³ /h cho 1 người
Phòng hút thuốc	10	-	
Phòng vệ sinh nữ	2	2	
Khu vệ sinh			
cho 1 xí	50	-	m ³ /h
cho 1 tiểu	25	-	-nt-

Chú thích: • Bội số trao đổi không khí m_h và m_t ghi trong phụ lục tương ứng với độ cao của phòng 3 mét. Trường hợp phòng có độ cao lớn hơn hoặc bé hơn 3 mét trị số m_h và m_t được nhân với hệ số hiệu chỉnh - bằng tỉ số 3 chia cho độ cao thực tế của phòng.

Các chỉ tiêu vật lý của vật liệu xây dựng [3, 4, 28, 30, 37]

Số thứ tự	Tên vật liệu	Mật độ ρ , kg/m ³	Hệ số dẫn nhiệt λ , W/mK	Nhiệt dung riêng c , kJ/kgK	Hệ số dẫn nhiệt độ $\alpha 10^3$, m ² /h	Hệ số hàm nhiệt khi $z = 24h$ s , W/m ² K	Hệ số đãn âm, $\mu \cdot 10^5$, g /mhPa
Vật liệu amian							
1	Tấm xi măng amian	1900	0,35	0,84	0,79	6,38	2,6
2	Tấm cách nhiệt xi măng amian	500	0,13	0,84	1,10	2,00	39,0
3	Tấm cách nhiệt xi măng amian	300	0,093	0,84	1,13	1,31	39,0
Bê tông							
4	Ngói xi măng lưới thép	2500	2,04	0,84	-	17,67	-
5	Bê tông cốt thép	2400	1,55	0,84	2,77	15,09	3,0 ^(*)
6	Bê tông đá dăm	2200	1,28	1,21	2,50	15,76	4,5 ^(*)
7	Bê tông gạch vỡ	1800	0,87	0,84	2,08	9,79	6,8
8	Bê tông xi	1500	0,70	0,80	2,10	7,83	9,0
9	Bê tông xi	1200	0,52	0,75	2,08	5,84	10,5
10	Bê tông xi	1000	0,41	0,75	1,95	4,74	13,5
11	Bê tông bọt hấp hơi nóng	1000	0,40	0,84	1,70	4,95	7,5
12	Bê tông bọt hấp hơi nóng	800	0,29	0,84	1,56	3,77	10,5
13	Bê tông bọt hấp hơi nóng	600	0,21	0,84	1,50	2,78	12,8
14	Bê tông bọt hấp hơi nóng	400	0,15	0,84	1,62	1,92	20,3
15	Bê tông bọt silicat hấp hơi nóng	800	0,29	0,84	1,56	3,77	18,4
16	Bê tông bọt silicat hấp hơi nóng	600	0,21	0,84	1,50	2,78	21,4
17	Bê tông bọt silicat hấp hơi nóng	400	0,15	0,84	1,62	1,92	24,4
Vật liệu thạch cao							
18	Tấm thạch cao ốp tường	1000	0,23	0,84	0,83	3,75	5,4
19	Tấm thạch cao nguyên chất	1000	0,41	0,84	1,59	5,01	10,5
20	Bê tông thạch cao xi lò	1000	0,37	0,80	1,68	4,65	15,0
Vật liệu đất và vật liệu dẽm.							
21	Đất sét nện chặt và gạch đất sét	2000	0,93	0,84	2,00	10,67	9,8
22	Gạch mộc	1600	0,70	1,05	1,50	9,26	17,3
23	Đất thực vật dưới công trình	1800	1,16	0,84	2,78	11,31	-
24	Cát khô làm vật liệu dẽm	1600	0,58	0,84	1,56	7,54	16,5
25	Vật liệu dẽm bằng đất mùn	1400	0,52	0,84	1,68	6,63	18,8
26	Đất silicat dùng làm lớp dẽm	600	0,18	0,84	1,25	2,57	30,0
27	Tấm cách nhiệt bằng than bùn	225	0,07	1,67	0,67	1,39	18,8
Gạch xây							
28	Gạch phổ thông xây với vữa nặng	1800	0,81	0,88	1,85	9,67	10,5
29	Gạch phổ thông xây với vữa nhẹ ($\rho = 1400$)	1700	0,76	0,88	1,82	9,10	12,0

Số thứ tự	Tên vật liệu	Mật độ ρ , kg/m ³	Hệ số dẫn nhiệt λ , W/mK	Nhiệt dung riêng c , kJ/kgK	Hệ số dẫn nhiệt độ $\alpha 10^3$, m ² /h	Hệ số hàm nhiệt khi $z = 24h$ s , W/m ² K	Hệ số dẫn âm, $\mu \cdot 10^5$, g mmPa
30	Gạch silicát xây với vữa nặng	1900	0,87	0,84	1,97	10,06	10,5
31	Gạch rỗng ($\rho = 1300$) xây với vữa nhẹ ($\rho = 1400$)	1350	0,58	0,88	1,76	7,09	15,0
32	Gạch nhiều lỗ xây với vữa nặng	1300	0,52	0,88	1,65	6,59	15,0
	<i>Vật liệu trát và vữa</i>						
33	Vữa xi măng	1800	0,93	0,84	2,22	10,13	9,0
34	Vữa tam hợp	1700	0,87	0,84	2,21	9,52	9,8
35	Vữa vôi trát mặt ngoài	1600	0,87	0,84	2,34	9,23	13,5
36	Vữa xi nhẹ	1400	0,64	0,75	2,18	7,00	11,3
37	Vữa xi nhẹ	1200	0,52	0,75	2,08	5,84	13,5
38	Vôi vữa trát trong	1600	0,70	0,84	1,88	8,28	13,5
39	Vữa vôi trát mặt ngoài tấm nan gỗ	1400	0,52	1,05	1,29	7,47	12,0
40	Vữa vôi trát trộn xỉ quặng	1200	0,47	0,80	1,76	5,74	13,5
41	Tấm ốp mặt bằng thạch cao	1000	0,23	1,01	0,83	4,12	5,4
42	Tấm sợi gỗ cứng ốp mặt	700	0,23	1,47	0,82	4,15	7,5
	<i>Vật liệu xỉ</i>						
43	Xỉ lò	1000	0,29	0,75	1,39	3,98	19,5
44	Xỉ lò	700	0,22	0,75	1,51	2,90	21,8
45	Xỉ lò cao dạng hạt	500	0,16	0,75	1,56	2,09	22,5
46	Gạch xỉ	1400	0,58	0,75	1,98	6,66	-
	<i>Vật liệu cuộn</i>						
47	Giấy cacton tối	1000	0,23	1,47	0,57	4,97	-
48	Giấy cacton thường	700	0,18	1,47	0,61	3,68	-
49	Giấy cacton gợn sóng	150	0,064	1,47	1,05	1,01	-
50	Giấy tấm dầu thông và nhựa đường	600	0,18	1,47	0,71	3,40	-
51	Thảm dùng trong nhà (thảm bông)	150	0,058	1,88	0,74	1,09	33,8
52	Thảm bông khoáng chất	200	0,070	0,75	0,67	0,875	48,8
53	Thảm bông khoáng chất	250	0,076	0,75	1,44	1,02	45,0
	<i>Sản phẩm nông nghiệp</i>						
54	Trấu	250	0,21	1,88	1,59	2,68	-
55	Cây lác	400	0,22	1,47	0,86	3,07	-
56	Rơm	320	0,093	1,51	0,69	1,81	-
57	Tấm ép bằng rơm	300	0,11	1,47	0,86	1,88	-
58	Tấm ép bằng cây lác	360	0,11	1,51	0,69	2,09	-

Số thứ tự	Tên vật liệu	Mật độ ρ , kg/m ³	Hệ số dẫn nhiệt λ , W/mK	Nhiệt dung riêng c , kJ/kgK	Hệ số dẫn nhiệt độ $\alpha 10^3$, m ² /h	Hệ số hàm nhiệt khi $z = 24h$ s , W/m ² K	Hệ số dẫn ẩm, $\mu \cdot 10^5$, g/mhPa
Vật liệu thủy tinh							
59	Kính cửa sổ	2500	0,76	0,84	1,30	10,79	0
60	Sợi thủy tinh	200	0,058	0,84	1,25	0,843	48,8
61	Thủy tinh bọt	500	0,16	0,84	1,40	2,21	2,3
62	Thủy tinh bọt	300	0,12	0,84	1,67	1,49	2,3
Vật liệu gỗ							
63	Gỗ thông ngang thớ	550	0,18	2,51	0,45	4,26	6,2(**)
64	Gỗ thông dọc thớ	550	0,35	2,51	0,91	5,94	32,3
65	Mùn cưa	250	0,093	2,51	0,53	2,06	26,3
66	Mùn cưa tẩm thuốc chống mọt	300	0,13	2,30	0,67	2,56	26,3
67	Mùn cưa trộn nhựa thông	300	0,12	1,88	0,74	2,22	24,8
68	Gỗ dán	600	0,18	2,51	0,42	4,45	2,3
69	Tấm bằng sợi gỗ ép	600	0,16	2,51	0,39	4,19	11,3
70	Tấm bằng sợi gỗ ép	250	0,076	2,51	0,43	1,87	24,0
71	Tấm bằng sợi gỗ ép	150	0,058	2,51	0,56	1,26	33,8
72	Tấm gỗ mềm (lie)	250	0,070	2,09	0,48	1,63	3,8
73	Tấm từ phế liệu gỗ lie	150	0,058	1,88	0,74	1,09	4,5
Kim loại							
74	Thép	7850	58	0,48	-	126,2	0
75	Gang	7200	50	0,48	-	122,2	0
76	Nhôm	2600	220	0,48	-	141,5	0
Vật liệu khác							
77	Tấm silicat bề mặt in hoa và tấm xi măng silicat in hoa	600	0,23	2,30	0,61	4,81	10,5
78	-nt-	400	0,16	2,30	0,64	3,28	10,5
79	-nt-	250	0,12	2,30	0,73	2,24	10,5

Chú thích : (**) Trị số $\mu = 3,0 \cdot 10^{-5}$ và $4,5 \cdot 10^{-5}$ thuộc loại bê tông có độ đặc trung bình. Đối với bê tông đặc hơn như bê tông đầm bằng máy rung thì μ nhỏ hơn ;

(**) Đối với gỗ, khi có khe hở, nếu diện tích khe chiếm tỉ lệ 1% thì $\mu = 6,8 \cdot 10^{-5}$, 3% thì $\mu = 9,0 \cdot 10^{-5}$ và 5% thì $\mu = 11,3 \cdot 10^{-5}$.

Hệ số hàm nhiệt của vật liệu khi chu kì giao động của nhiệt độ $z = 24$ giờ được xác định theo công thức :

$$s = 0,27 \sqrt{\rho \lambda c}$$

**Áp suất của hơi nước bão hoà trong không khí, Pa
ở áp suất khí quyển B = 100,6kP (755mmHg) [3, 4, 28]**

Bảng 1. Ứng với nhiệt độ không khí từ 0 đến - 40°C

t, °C	Phần thập phân (của nhiệt độ)				
Phần nguyên	0,0	0,2	0,4	0,6	0,8
0	610,5	601,2	591,9	581,2	573,2
-1	562,5	553,2	543,9	534,5	526,5
-2	517,2	509,2	499,9	491,9	483,9
-3	475,9	467,9	459,9	451,9	445,2
-4	437,2	429,2	422,6	414,6	407,9
-5	401,2	394,6	387,9	381,2	374,6
-6	367,9	362,6	355,9	350,6	343,9
-7	337,3	331,9	326,6	321,3	314,6
-8	309,3	303,9	298,6	293,3	289,3
-9	283,9	278,6	273,3	267,9	263,9
-10	259,9	254,6	250,6	245,3	241,3
-11	237,3	233,3	229,3	225,3	221,3
-12	317,3	213,3	209,3	206,6	202,6
-13	198,6	194,6	190,6	188,0	184,0
-14	181,3	178,6	174,6	172,0	168,0
-15	165,3	162,6	158,6	160,0	153,3
-16	150,6	148,0	145,3	142,6	140,0
-17	137,3	134,6	132,0	129,3	128,0
-18	125,3	122,6	120,0	117,3	116,0
-19	113,3	110,6	109,3	106,6	105,3
-20	102,6				
-21	93,3				
-22	85,3				
-23	77,3				
-24	69,3				
-25	62,7				
-26	56,0				
-27	50,7				
-28	45,3				
-29	41,3				
-30	37,3				
-31	33,3				
-32	29,3				

Tiếp theo bảng 1

$t, ^\circ\text{C}$	Phần thập phân (của nhiệt độ)				
Phần nguyên	0,0	0,2	0,4	0,6	0,8
-33	26,7				
-34	24,0				
-35	21,3				
-36	20,0				
-37	16,0				
-38	14,7				
-39	13,3				
-40	12,0				

Bảng 2. Ứng với nhiệt độ từ 0 đến 50°C

$t, ^\circ\text{C}$	Phần thập phân (của nhiệt độ)									
Phần nguyên	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0	611	615	620	624	629	633	638	643	648	652
1	657	661	666	671	676	681	685	690	695	700
2	705	711	716	721	726	732	737	742	748	753
3	758	764	769	774	780	785	791	796	802	808
4	813	819	825	831	836	842	848	854	860	866
5	872	878	884	890	897	904	910	916	922	929
6	935	941	948	954	961	968	974	981	988	994
7	1001	1009	1016	1022	1029	1037	1044	1051	1058	1065
8	1073	1080	1087	1094	1102	1109	1117	1125	1132	1140
9	1148	1156	1164	1172	1180	1188	1196	1204	1212	1220
10	1228	1236	1244	1253	1261	1269	1278	1286	1294	1303
11	1312	1321	1330	1338	1348	1357	1365	1374	1384	1393
12	1402	1412	1421	1430	1440	1449	1458	1468	1478	1488
13	1497	1507	1517	1526	1536	1546	1557	1568	1577	1588
14	1598	1608	1618	1629	1640	1650	1661	1672	1683	1694
15	1705	1716	1727	1738	1749	1760	1771	1783	1794	1806
16	1817	1829	1841	1853	1865	1877	1889	1901	1813	1925
17	1937	1949	1962	1974	1986	1999	2012	2025	2037	2050
18	2063	2076	2089	2103	2116	2129	2142	2155	2169	2182
19	2196	2210	2224	1238	1252	2266	2280	2294	2309	2323
20	2337	2351	2366	2380	2395	2411	2426	2441	2456	2471
21	2486	2502	2517	2532	2547	2563	2579	2595	2611	2627
22	2643	2659	2675	2691	2709	2725	2742	2758	2775	2791
23	2808	2825	2842	2859	2877	2894	2912	2930	2947	2965
24	2983	3001	3019	3037	3055	3074	3093	3111	3130	3149
25	3167	3186	3205	3224	3243	3262	3282	3301	3321	3341
26	3361	3381	3401	2421	2441	2461	3482	3502	3522	3543
27	3564	3585	4606	3637	3648	3670	3692	3714	3735	3757

Tiếp theo bảng 2

$t, ^\circ\text{C}$	Phần thập phân (của nhiệt độ)									
Phần nguyên	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
28	3779	3801	3823	3846	3868	3890	3913	3936	3959	3982
29	4005	5028	4051	4075	4099	4122	4146	4170	4194	4218
30	4242	4267	4291	4316	4340	4365	4390	4415	4440	4466
31	4492	4517	4543	4569	4595	4621	4647	4673	4700	4727
32	4754	4781	4808	4835	4862	4889	4917	4945	4973	5001
33	5029	5057	5086	5115	5143	5172	5201	5231	5260	5289
34	5319	5348	5377	5407	5438	5468	5498	5529	5560	5591
35	5622	5653	5684	5716	5748	5780	5812	5844	5876	5908
36	5940	5973	6006	6039	6072	6105	6139	6172	6206	6240
37	6274	6308	6342	6377	6411	6446	6481	6517	6553	6588
38	6624	6660	6696	6732	6768	6805	6841	6878	6918	6966
39	6992	7029	7066	7103	7142	7181	7220	7258	7297	7336
40	7374	7413	7453	7493	7533	7572	5613	7653	7694	7735
41	7777		7859		7943		8027		8113	
42	8198		8283		8371		8459		8547	
43	8638		8729		8819		8912		9006	
44	9012		9194		9290		9386		9483	
45	9582		9680		9779		9880		9982	
46	10084		10188		10292		10398		10504	
47	10611		10719		10828		10937		11047	
48	11159		11272		11387		11501		11616	
49	11733		11850		11969		12089		12209	
50	12332									

**Trực xạ trên mặt bằng và mặt đứng 8 hướng (W/m²)
trong các tháng nóng [4, 38]**

Tháng	Giờ														Ngày
	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18	18-19	
LAI CHÂU															
Mặt bằng															
VI		18	248	461	652	778	841	855	806	687	513	307	86		6252
VII		6	234	464	663	792	848	858	823	740	586	356	111		6481
VIII			170	412	614	785	893	918	869	747	555	314	16		6293
Mặt đứng hướng Đông															
VI		54	450	520	464	314	126	14							1942
VII		19	454	558	502	349	147	21							2050
VIII			366	534	492	356	161	24							1933
Mặt đứng hướng Tây															
VI								91	272	433	527	492	220		2035
VII							7	7							14
VIII								94	197	489	593	544	157		2174
Mặt đứng hướng Nam															
VI															
VII							7	7							14
VIII				4	38	87	122	129	108	66	21				574
Mặt đứng hướng Bắc															
VI		18	126	112	80	45	24	24	42	73	112	133	72		861
VII		6	115	105	56	24	4	0	11	45	59	126	81		632
VIII			21	18							11	38	21		109
Mặt đứng hướng Đông Nam															
VI		26	230	286	272	192	73	4							1083
VII		9	241	321	311	230	105	18							1235
VIII			233	370	373	314	199	63							1552
Mặt đứng hướng Tây Nam															
VI								56	168	258	293	251	105		1131
VII								59	178	290	345	304	142		1318
VIII							28	140	286	391	426	356	95		1722
Mặt đứng hướng Đông Bắc															
VI		50	408	447	384	255	105	14							1663

Tháng	Giờ														Ngày
	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18	18-19	
VII		18	401	471	401	265	108	14							1678
VIII			284	384	318	188	56								1230
Mặt đứng hướng Tây Bắc															
VI								73	223	359	447	433	204		1739
VII								59	195	356	478	478	256		1822
VIII								21	133	300	412	412	128		1406
SƠN LA															
Mặt bằng															
VI	6	105	297	516	712	830	893	893	830	709	523	255	91	5	6665
VII		63	244	471	666	806	883	904	865	764	607	384	129	11	6797
VIII		52	223	464	666	799	872	872	830	747	576	328	98	1	6528
Mặt đứng hướng Đông															
VI	35	279	499	555	485	321	119	7							2300
VII	6	188	454	558	495	342	143	18							2204
VIII	1	171	454	583	523	356	147	18							2253
Mặt đứng hướng Tây															
VI								98	300	475	562	506	255	28	2224
VII								91	290	482	604	579	338	62	2446
VIII								94	300	506	635	579	286	20	2420
Mặt đứng hướng Nam															
VI															
VII															
VIII				4	35	80	105	108	91	52	14				489
Mặt đứng hướng Bắc															
VI	14	94	136	119	87	56	35	35	59	98	136	147	56	11	1083
VII	1	56	115	108	70	35	14	11	24	59	101	94	98	21	807
VIII		28	49	21							14	45	38	4	199
Mặt đứng hướng Đông Nam															
VI	14	133	255	304	283	192	66								1247
VII	4	94	237	314	300	216	91	11							1267
VIII	1	105	290	401	394	307	178	52							1728
Mặt đứng hướng Tây Nam															
VI								56	171	269	307	255	115	11	1184
VII								59	185	297	356	318	171	29	1415

Tháng	Giờ														Ngày
	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18	18-19	
VIII							28	140	286	398	450	380	175	11	1868
Mặt đứng hướng Đông Bắc															
VI	35	262	447	475	401	265	112	18							2015
VII	6	175	401	471	401	265	108	14							1841
VIII	1	140	356	426	345	161	56								1485
Mặt đứng hướng Tây Bắc															
VI							7	91	251	401	492	457	234	26	1959
VII								70	223	384	499	499	307	59	2041
VIII								38	157	321	450	443	227	15	1651
SAPA															
Mặt bằng															
VI	6	105	297	516	712	830	893	893	830	709	523	255	91	5	6665
VII		63	244	471	666	806	883	904	865	764	607	384	129	11	6797
VIII		52	223	464	666	799	872	872	830	747	576	328	98	1	6528
Mặt đứng hướng Đông															
VI	24	342	583	628	534	352	136	11							2610
VII	12	269	509	632	555	384	161	21							2543
VIII		237	562	656	566	391	164	21							2597
Mặt đứng hướng Tây															
VI								112	325	502	607	597	391	19	2553
VII								98	304	489	600	607	422	66	2586
VIII								101	321	516	632	611	352	15	2548
Mặt đứng hướng Nam															
VI															22
VII								7	11	4					650
VIII				11	52	105	136	140	115	70	21				
Mặt đứng hướng Bắc															
VI	9	115	164	136	87	45	21	21	42	80	126	157	126	7	1136
VII	5	80	140	119	70	24	4		11	45	94	136	122	23	873
VIII		38	56	21							11	42	49	4	221
Mặt đứng hướng Đông Nam															
VI	11	161	297	345	311	213	77								1415
VII	5	129	293	359	342	255	119	21							1523
VIII		140	359	454	436	352	213	66							2020

Tháng	Giờ														Ngày
	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18	18-19	
Mặt đứng hướng Tây Nam															
VI								80	199	297	338	307	185	8	1414
VII								73	209	311	356	332	213	63	1557
VIII							35	154	311	419	457	401	213	8	1998
Mặt đứng hướng Đông Bắc															
VI	24	321	523	537	436	279	112	14							2246
VII	12	251	499	527	440	290	112	11							2142
VIII		107	440	468	363	202	56								1636
Mặt đứng hướng Tây Bắc															
VI								87	258	412	520	537	370	19	2203
VII								70	223	377	489	523	384	52	2118
VIII								24	143	314	440	461	283	13	1678
CAO BẰNG															
Mặt bằng															
VI	4	84	258	447	607	733	799	803	733	604	433	234	70	1	5810
VII		59	279	509	750	893	942	935	879	768	579	345	101	2	7041
VIII		45	195	422	628	764	823	823	789	684	499	255	63		5990
Mặt đứng hướng Đông															
VI	12	216	408	457	387	255	87								1822
VII	21	161	415	551	509	342	122								2121
VIII	4	136	363	489	457	307	108	4							1868
Mặt đứng hướng Tây															
VI							7	112	290	422	475	401	185	8	1900
VII								112	332	527	628	551	265	14	2429
VIII								108	318	499	590	482	188	1	2186
Mặt đứng hướng Nam															
VI															
VII						4	11	11	3						28
VIII				14	56	101	122	122	101	59	18				593
Mặt đứng hướng Bắc															
VI	8	70	108	94	59	28	11	14	35	66	98	108	63	4	766
VII	1	45	94	91	52	14			14	52	101	126	77	6	673
VIII		18	28	11							14	38	24		133
Mặt đứng hướng Đông Nam															
VI	9	108	216	258	234	161	56								1042

Tháng	Giờ														Ngày
	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18	18-19	
VII	1	80	227	321	325	237	94	7							1292
VIII		84	237	349	359	283	161	45							1518
Mặt đứng hướng Tây Nam															
VI							4	70	178	251	269	209	91	4	1076
VII							4	84	227	335	370	300	136	7	1463
VIII							45	161	297	398	415	311	206	5	1838
Mặt đứng hướng Đông Bắc															
VI	21	206	370	391	314	199	66								1567
VII	2	143	359	454	401	251	80								1690
VIII		112	297	363	283	147	35								1237
Mặt đứng hướng Tây Bắc															
VI							11	91	227	345	408	359	171	8	1620
VII								77	241	408	516	478	241	14	1975
VIII								35	154	311	415	370	150		1435
MÓNG CÁI															
Mặt bằng															
VII	3	77	262	495	705	834	872	855	792	633	471	244	63		6336
VIII		63	237	487	698	837	897	897	820	666	464	227	52		6336
Mặt đứng hướng Đông															
VII	18	195	426	513	457	297	98								2004
VIII	4	171	419	527	478	307	101								2007
Mặt đứng hướng Tây															
VII							11	126	335	478	541	447	192	9	2139
VIII							14	143	352	513	583	464	175	1	2245
Mặt đứng hướng Nam															
VI															523
VIII															
Mặt đứng hướng Bắc															
VII	7	59	101	91	56	21	4	7	28	49	101	108		4	692
VIII		21	31	11							21	45			153
Mặt đứng hướng Đông Nam															
VII	9	101	130	300	283	188	63								1174
VIII	2	105	272	373	373	283	143	23							1574

Tháng	Giờ														Ngày
	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18	18-19	
Mặt đúng hướng Tây Nam															
VII							7	84	209	293	311	237	94	4	1239
VIII							52	181	311	391	401	297	297	1	1931
Mặt đúng hướng Đông Bắc															
VII	20	181	254	426	363	223	70								1537
VIII	2	136	321	370	297	147	31								1304
Mặt đúng hướng Tây Bắc															
VII							7	91	248	384	457	394	175	9	1765
VIII								52	188	335	419	359	143	1	1497
PHỤ LIÊN															
Mặt bằng															
VI	8	108	304	520	715	851	904	890	820	673	482	269	80	2	6626
VII	2	87	286	516	719	865	935	935	872	740	541	304	98	4	6904
VIII		63	241	485	708	855	921	921	858	733	537	248	73		6643
Mặt đúng hướng Đông															
VI	42	279	495	530	454	293	93								2186
VII	19	244	499	562	485	321	112								2242
VIII	5	192	454	555	499	332	115								2152
Mặt đúng hướng Tây															
VI							14	133	332	478	551	489	227	13	2237
VII							4	119	335	513	600	537	272	23	2403
VIII							4	126	352	544	642	548	230	4	2450
Mặt đúng hướng Nam															
VI															
VII															
VIII				11	38	80	105	105	80	38	7				464
Mặt đúng hướng Bắc															
VI	16	91	140	126	91	59	45	45	66	101	136	143	77	6	1142
VII	6	70	122	108	73	38	18	45	38	77	115	133	80	8	931
VIII	1	31	45	18							21	52	35	1	204
Mặt đúng hướng Đông Nam															
VI	19	133	251	286	255	164	52								1160
VII	8	227	265	318	293	202	70								1383
VIII	1	115	293	387	384	293	150	35							1658

Tháng	Giờ														Ngày
	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18	18-19	
Mặt đúng hướng Tây Nam															
VI								66	188	269	293	244	108	6	1174
VII								73	209	311	342	283	133	9	1360
VIII							42	164	311	415	443	361	136	1	1873
Mặt đúng hướng Đông Bắc															
VI	40	262	450	464	380	244	108	24							1972
VII	19	223	440	475	394	255	91	4							1901
VIII	2	157	356	401	328	178	45								1467
Mặt đúng hướng Tây Bắc															
VI							24	129	283	408	485	447	220	14	2010
VII							7	98	265	415	576	475	248	22	2106
VIII								52	192	356	464	426	185	2	1677
PHỤ HỘ															
Mặt bằng															
VI	5	80	248	443	618	761	841	844	775	646	461	251	84	5	6062
VII		63	237	461	677	841	925	935	872	743	548	307	98	5	6712
VIII		52	209	391	621	778	869	872	816	684	489	262	70		6113
Mặt đúng hướng Đông															
VI	26	216	419	475	415	279	94								1924
VII	7	178	422	520	478	338	133	11							2087
VIII	1	164	412	513	464	321	126	7							2008
Mặt đúng hướng Tây															
VI							4	108	294	440	495	429	220	22	2012
VII								105	311	485	576	513	262	31	2283
VIII								105	311	478	558	482	213	8	2155
Mặt đúng hướng Nam															
VI															
VII															
VIII				7	38	84	112	112	91	49	11				504
Mặt đúng hướng Bắc															
VI	2	52	105	98	63	28	7	7	28	63	105	122	77	12	769
VII		24	42	18							14	42	31	1	172
VIII															
Mặt đúng hướng Đông Nam															
VI	9	101	216	262	237	161	56								1042

Tháng	Giờ														Ngày
	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18	18-19	
VII	4	91	227	297	290	216	87	7							1219
VIII	1	101	265	356	356	286	164	45							1574
Mặt đúng hướng Tây Nam															
VI								59	171	251	269	216	101	9	1076
VII								70	202	300	335	279	133	14	1333
VIII							35	147	286	373	391	345	129	5	1711
Mặt đúng hướng Đông Bắc															
VI	23	202	384	415	349	234	91	7							1705
VII	7	164	373	436	380	258	99	7							1724
VIII	1	136	321	366	300	171	49								1344
Mặt đúng hướng Tây Bắc															
VI							11	98	244	370	429	387	206	31	1776
VII								77	234	384	482	450	241	8	1876
VIII								35	154	300	394	366	71		1420
LÁNG (HÀ NỘI)															
Mặt bằng															
VI	5	84	262	482	673	803	862	858	792	652	464	255	77	2	6271
VII		59	241	482	712	872	928	921	858	729	534	297	94	5	6732
VIII		49	213	454	677	841	914	907	844	705	506	269	70		6449
Mặt đúng hướng Đông															
VI	26	223	440	506	440	286	98								2019
VII	6	168	419	530	492	342	126	7							2090
VIII	1	147	401	537	499	342	126	4							2057
Mặt đúng hướng Tây															
VI	7	115	307	450	509	443	213	16							2060
VII		108	318	489	569	502	248	22							2256
VIII		112	328	499	586	502	213	6							2246
Mặt đúng hướng Nam															
VI															
VII															
VIII				7	38	84	108	108	87	45	11				488
Mặt đúng hướng Bắc															
VI	9	73	122	115	87	56	38	38	56	87	108	122	73	9	993
VII	2	49	105	105	73	38	14	14	35	70	18	45	31	1	600
VIII		21	38	18											77

Tháng	Giờ														Ngày
	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18	18-19	
Mặt đúng hướng Đông Nam															
VI	9	101	220	272	251	168	56								1077
VII	2	80	223	307	300	216	77								1205
VIII	1	91	258	370	377	300	164	42							1603
Mặt đúng hướng Tây Nam															
VI								59	175	255	276	223	98	6	1092
VII								70	202	300	328	269	126	12	1307
VIII							38	154	293	387	401	321	184	2	1780
Mặt đúng hướng Đông Bắc															
VI	23	206	394	436	373	279	91	7							1809
VII	4	150	370	450	401	269	98	7							1749
VIII	1	119	311	387	325	181	49								1373
Mặt đúng hướng Tây Bắc															
VI							14	105	199	325	447	401	199	6	1696
VII								84	248	391	478	443	227	22	1893
VIII								42	171	325	422	387	175	6	1528
VINH															
Mặt bằng															
VI	2	91	269	482	670	796	848	837	782	652	468	255	73		6225
VII		66	251	482	694	848	918	928	876	747	548	304	98	1	6761
VIII		59	230	461	673	837	928	942	886	743	534	290	66		6649
Mặt đúng hướng Đông															
VI	2	237	454	509	443	286	98								2029
VII		195	454	541	485	335	126	7							2143
VIII		181	450	551	495	338	126	4							2145
Mặt đúng hướng Tây															
VI							14	115	307	450	520	454	206	4	2070
VII							31	108	321	499	590	530	269	8	2356
VIII							31	119	345	527	621	530	223		2396
Mặt đúng hướng Nam															
VI															
VII															
VIII					18	49	70	73	56	21					287
Mặt đúng hướng Bắc															
VI	5	70	140	140	115	87	73	73	91	119	143	140	73	1	1270

Tháng	Giờ														Ngày
	5	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18	18-19	
VII		59	126	126	98	70	52	52	70	101	133	140	80	2	1109
VIII		28	52	31	7					4	31	59	31		243
Mặt đứng hướng Đông Nam															
VI	5	108	223	265	234	140	42								1017
VII	1	98	234	293	276	188	63								1153
VIII		108	279	366	356	272	140	31							1552
Mặt đứng hướng Tây Nam															
VI								49	154	237	269	223	98		1030
VII								56	178	283	321	276	133	1	1248
VIII							24	133	283	384	419	335	120	4	1702
Mặt đứng hướng Đông Bắc															
VI	12	223	422	461	398	269	119	21							1925
VII	2	181	408	471	415	290	126	21							1914
VIII		150	359	412	338	202	63								1524
Mặt đứng hướng Tây Bắc															
VI							28	133	283	401	468	421	195	8	1937
VII							14	112	279	426	513	478	248		2070
VIII								59	206	363	464	419	166		1677

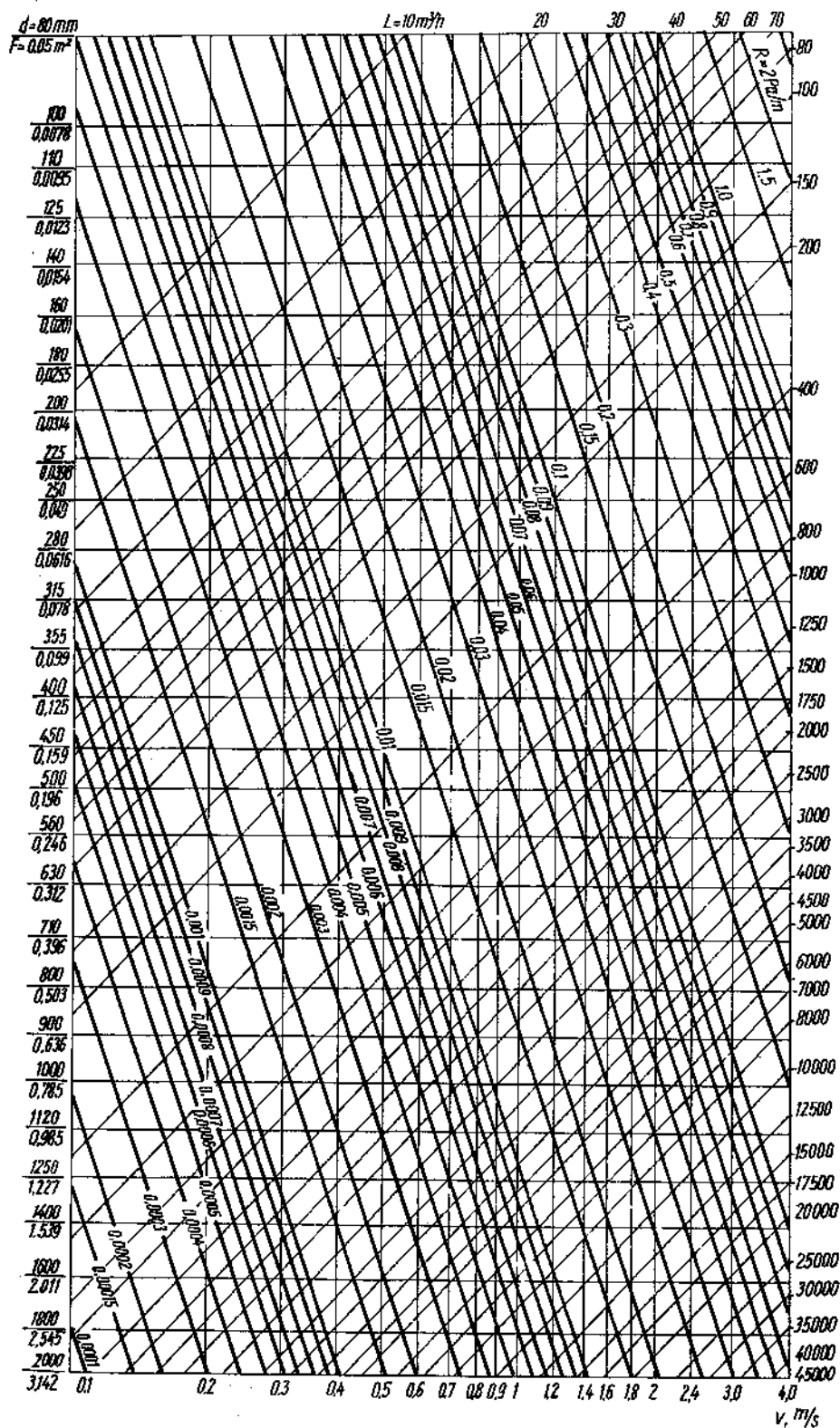
**Áp suất của hơi nước bão hòa trong không khí ở áp suất khí quyển $B = 101,3\text{Pa}$
(ứng với nhiệt độ mặt nước t từ 51 đến 100°C) [4,27]**

$t, ^\circ\text{C}$	p_{bh}, kPa	$t, ^\circ\text{C}$	p_{bh}, kPa	$t, ^\circ\text{C}$	p_{bh}, kPa
51	12,96	68	28,56	85	57,81
52	13,61	69	29,82	86	60,12
53	14,29	70	31,16	87	62,49
54	15	71	32,52	88	64,92
55	15,73	72	33,94	89	67,47
56	16,51	73	35,42	90	70,1
57	17,31	74	36,96	91	72,81
58	18,15	75	38,54	92	75,59
59	19,01	76	40,18	93	78,47
60	19,92	77	41,88	94	81,45
61	20,65	78	43,64	95	84,51
62	21,84	79	45,46	96	87,67
63	22,85	80	47,34	97	90,94
64	23,9	81	49,29	98	94,3
65	25	82	51,32	99	97,75
66	26,14	83	53,41	100	101,33
67	27,33	84	55,57		

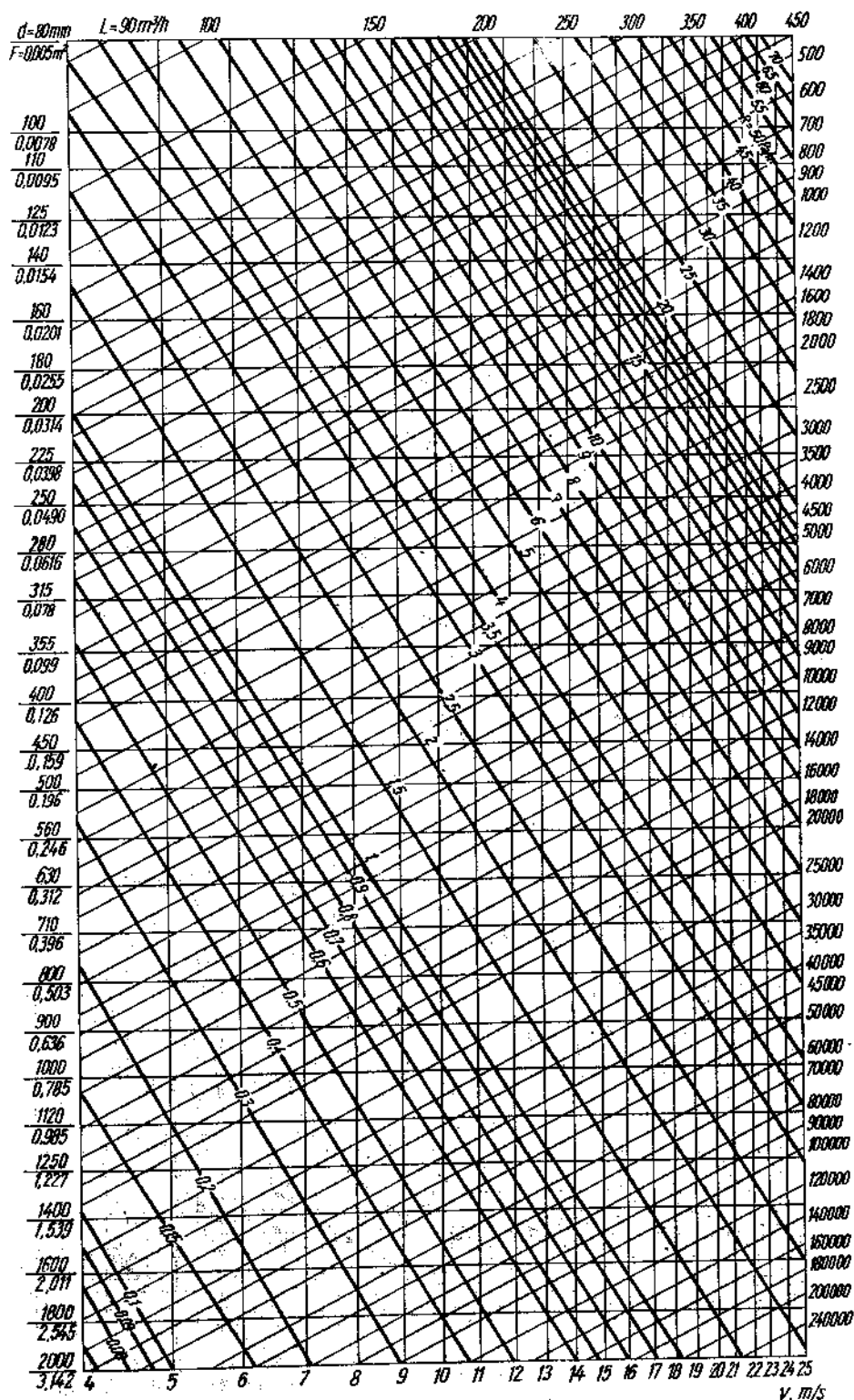
Chú thích: • Áp suất của hơi nước bão hòa ứng với nhiệt độ t bằng và thấp hơn 50°C xem phụ lục 6.

Biểu đồ xác định tổn thất áp suất ma sát riêng R của ống tiết diện tròn [4, 27]

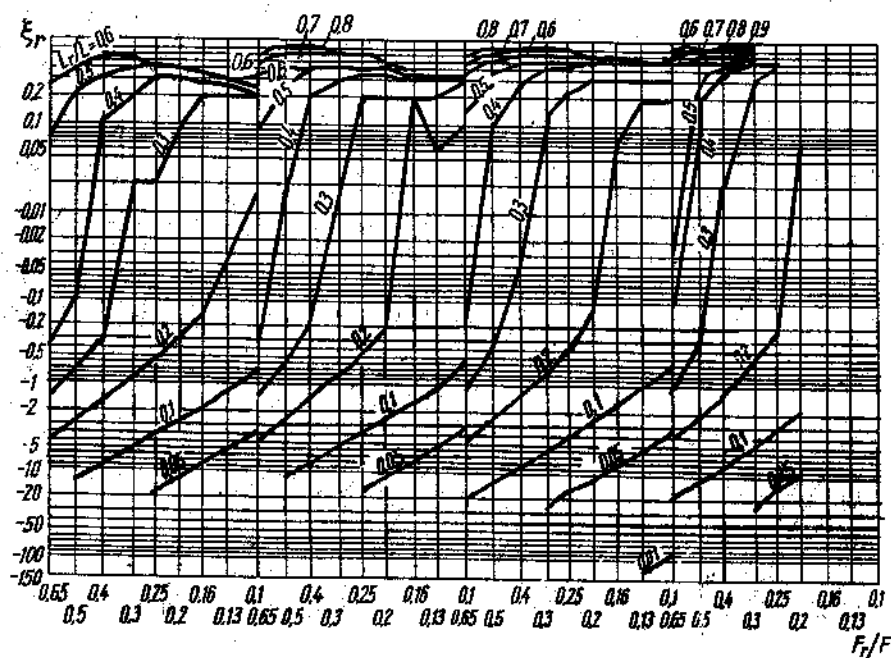
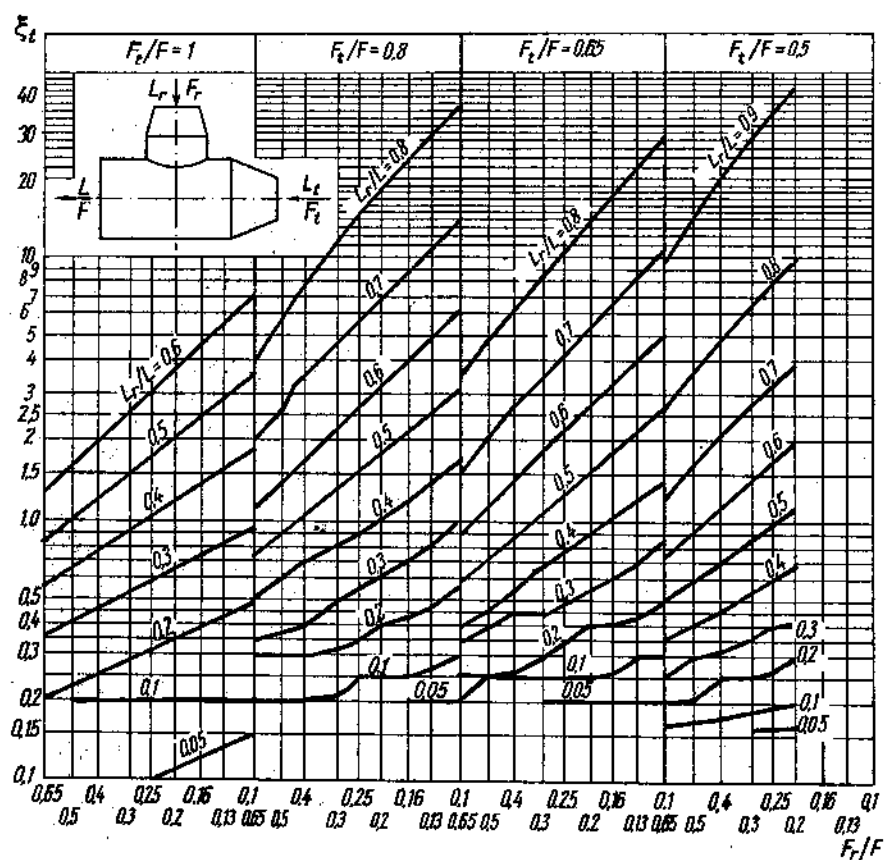
- Khi vận tốc chuyển động của không khí v nhỏ hơn và bằng 4m/s



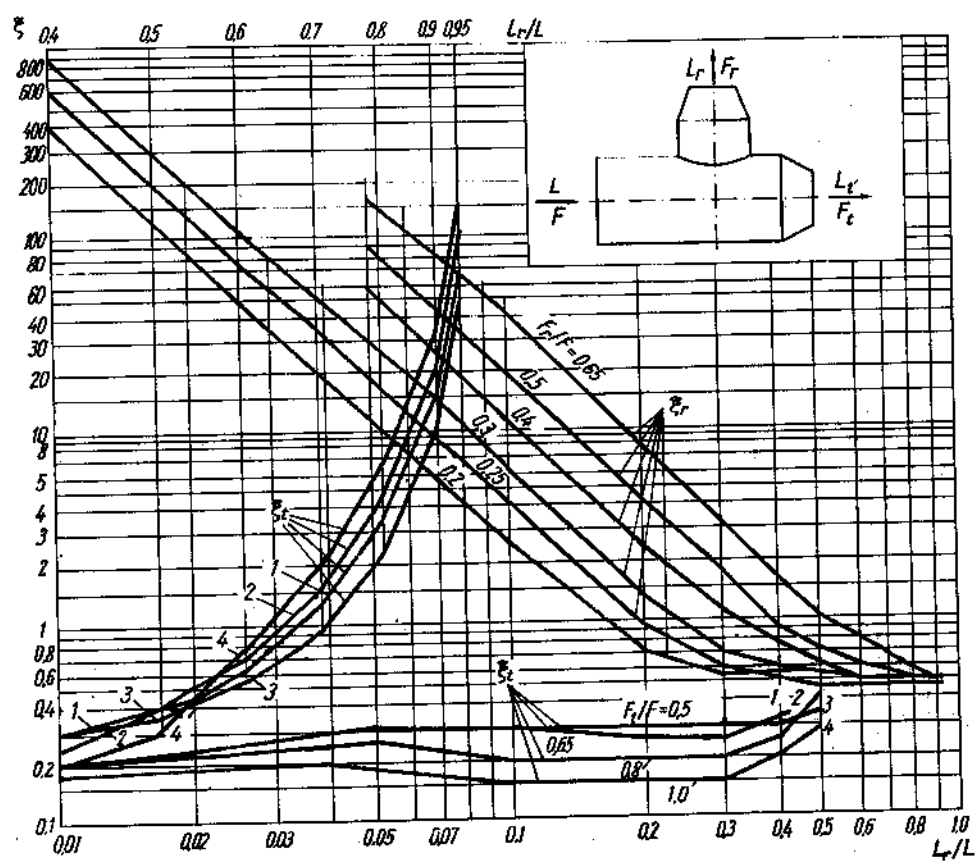
• Khi vận tốc chuyển động của không khí từ 4 đến 25m/s



• Biểu đồ xác định hệ số của cục bộ ξ của chạc ba hút [4, 27]

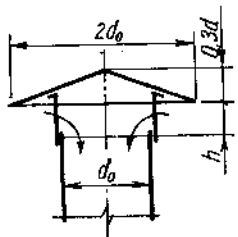
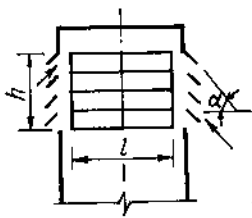
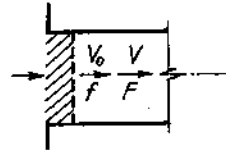
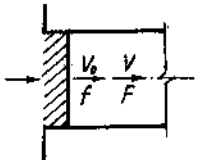
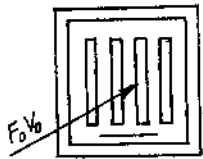


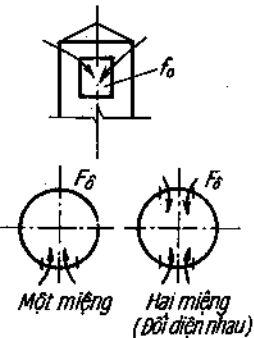
• Biểu đồ xác định hệ số của cực bộ ξ của chạc ba đáy [4, 27]

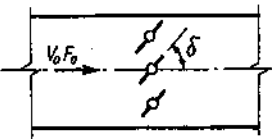
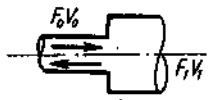
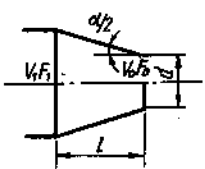
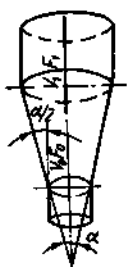
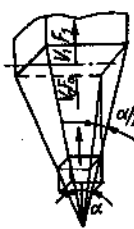


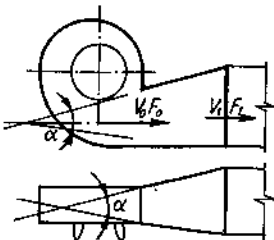
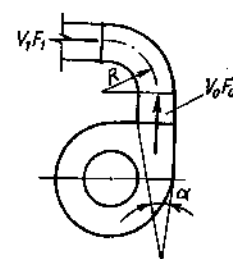
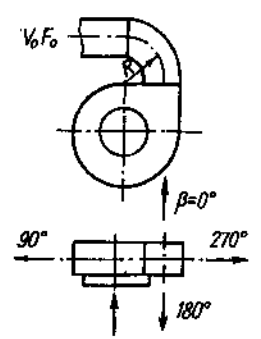
**• Hệ số cản cục bộ ξ của các bộ phận, chi tiết
đường ống thông gió [4, 16, 26, 27]**

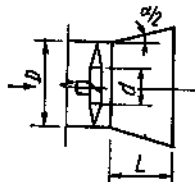
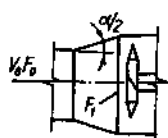
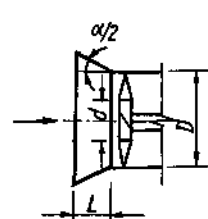
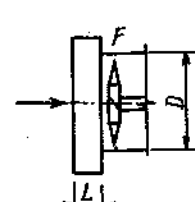
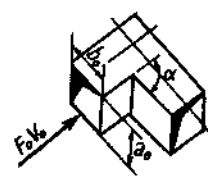
Bộ phận, chi tiết	Giá trị hệ số ξ																																																																																										
Đầu ống thẳng, mép nhọn (khí vào)	$\xi = 1$																																																																																										
Đầu ống trong thể tích giới hạn, đầu ống ngầm trong tường	<table><tr><th rowspan="2">δ/d_o</th><th colspan="6">ξ khi b/d_o</th></tr><tr><th>0</th><th>0,01</th><th>0,05</th><th>0,1</th><th>0,2</th><th>0,5 và lớn hơn</th></tr><tr><td>0</td><td>0,5</td><td>0,68</td><td>0,8</td><td>0,86</td><td>0,92</td><td>1</td></tr><tr><td>0,01</td><td>0,5</td><td>0,57</td><td>0,66</td><td>0,72</td><td>0,78</td><td>0,85</td></tr><tr><td>0,02</td><td>0,5</td><td>0,52</td><td>0,55</td><td>0,6</td><td>0,66</td><td>0,72</td></tr><tr><td>0,03</td><td>0,5</td><td>0,51</td><td>0,52</td><td>0,54</td><td>0,57</td><td>0,61</td></tr><tr><td>0,04</td><td>0,5</td><td>0,51</td><td>0,51</td><td>0,52</td><td>0,52</td><td>0,53</td></tr><tr><td>0,05</td><td>0,5</td><td>0,5</td><td>0,5</td><td>0,5</td><td>0,5</td><td>0,5</td></tr></table>	δ/d_o	ξ khi b/d_o						0	0,01	0,05	0,1	0,2	0,5 và lớn hơn	0	0,5	0,68	0,8	0,86	0,92	1	0,01	0,5	0,57	0,66	0,72	0,78	0,85	0,02	0,5	0,52	0,55	0,6	0,66	0,72	0,03	0,5	0,51	0,52	0,54	0,57	0,61	0,04	0,5	0,51	0,51	0,52	0,52	0,53	0,05	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5																																			
δ/d_o	ξ khi b/d_o																																																																																										
	0	0,01	0,05	0,1	0,2	0,5 và lớn hơn																																																																																					
0	0,5	0,68	0,8	0,86	0,92	1																																																																																					
0,01	0,5	0,57	0,66	0,72	0,78	0,85																																																																																					
0,02	0,5	0,52	0,55	0,6	0,66	0,72																																																																																					
0,03	0,5	0,51	0,52	0,54	0,57	0,61																																																																																					
0,04	0,5	0,51	0,51	0,52	0,52	0,53																																																																																					
0,05	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5																																																																																					
Đầu ống hình côn	<table><tr><th rowspan="2">l/d_o</th><th colspan="5">ξ khi $\varphi, ^\circ$</th><th rowspan="2"></th></tr><tr><th>30</th><th>45</th><th>60</th><th>90</th><th>120</th></tr><tr><td rowspan="2">0,025</td><td>0,9</td><td>0,85</td><td>0,8</td><td>0,7</td><td>0,65</td><td></td></tr><tr><td>0,45</td><td>0,4</td><td>0,4</td><td>0,4</td><td>0,45</td><td></td></tr><tr><td rowspan="2">0,05</td><td>0,8</td><td>0,75</td><td>0,65</td><td>0,6</td><td>0,55</td><td></td></tr><tr><td>0,35</td><td>0,3</td><td>0,3</td><td>0,35</td><td>0,4</td><td></td></tr><tr><td rowspan="2">0,075</td><td>0,65</td><td>0,55</td><td>0,55</td><td>0,5</td><td>0,45</td><td></td></tr><tr><td>0,3</td><td>0,25</td><td>0,25</td><td>0,3</td><td>0,35</td><td></td></tr><tr><td rowspan="2">0,1</td><td>0,55</td><td>0,45</td><td>0,4</td><td>0,4</td><td>0,4</td><td></td></tr><tr><td>0,25</td><td>0,2</td><td>0,2</td><td>0,25</td><td>0,3</td><td></td></tr><tr><td rowspan="2">0,3</td><td>0,3</td><td>0,2</td><td>0,2</td><td>0,2</td><td>0,25</td><td></td></tr><tr><td>0,15</td><td>0,15</td><td>0,15</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td></td></tr><tr><td rowspan="2">0,5</td><td>0,2</td><td>0,15</td><td>0,15</td><td>0,2</td><td>0,25</td><td></td></tr><tr><td>0,15</td><td>0,1</td><td>0,15</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td></td></tr></table> <p>Tử số - không ngầm vào tường ; mẫu số - ngầm vào tường</p>	l/d_o	ξ khi $\varphi, ^\circ$						30	45	60	90	120	0,025	0,9	0,85	0,8	0,7	0,65		0,45	0,4	0,4	0,4	0,45		0,05	0,8	0,75	0,65	0,6	0,55		0,35	0,3	0,3	0,35	0,4		0,075	0,65	0,55	0,55	0,5	0,45		0,3	0,25	0,25	0,3	0,35		0,1	0,55	0,45	0,4	0,4	0,4		0,25	0,2	0,2	0,25	0,3		0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,25		0,15	0,15	0,15	0,2	0,3		0,5	0,2	0,15	0,15	0,2	0,25		0,15	0,1	0,15	0,2	0,3	
l/d_o	ξ khi $\varphi, ^\circ$																																																																																										
	30	45	60	90	120																																																																																						
0,025	0,9	0,85	0,8	0,7	0,65																																																																																						
	0,45	0,4	0,4	0,4	0,45																																																																																						
0,05	0,8	0,75	0,65	0,6	0,55																																																																																						
	0,35	0,3	0,3	0,35	0,4																																																																																						
0,075	0,65	0,55	0,55	0,5	0,45																																																																																						
	0,3	0,25	0,25	0,3	0,35																																																																																						
0,1	0,55	0,45	0,4	0,4	0,4																																																																																						
	0,25	0,2	0,2	0,25	0,3																																																																																						
0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,25																																																																																						
	0,15	0,15	0,15	0,2	0,3																																																																																						
0,5	0,2	0,15	0,15	0,2	0,25																																																																																						
	0,15	0,1	0,15	0,2	0,3																																																																																						

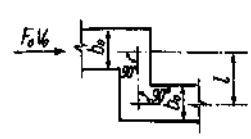
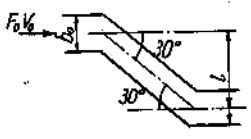
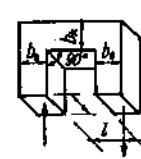
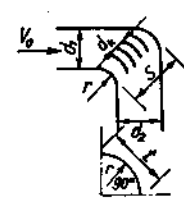
Bộ phận, chi tiết	Giá trị hệ số ξ																															
<p>Ống lấy không khí ngoài có nón che mưa</p> 	<table><tr><td>h/d_0</td><td>0,1</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,6</td><td>0,7</td><td>0,8</td><td>0,9</td><td>1</td></tr><tr><td>ξ</td><td>2,63</td><td>1,83</td><td>1,53</td><td>1,39</td><td>1,31</td><td>1,19</td><td>1,15</td><td>1,08</td><td>1,07</td><td>1,05</td></tr></table> <p>Hệ số ξ đối với nón che mưa tròn và vuông : = 1,4 chữ nhật : = 1,25</p>	h/d_0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	ξ	2,63	1,83	1,53	1,39	1,31	1,19	1,15	1,08	1,07	1,05									
h/d_0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1																						
ξ	2,63	1,83	1,53	1,39	1,31	1,19	1,15	1,08	1,07	1,05																						
<p>Ống lấy không khí ngoài có 4 lưới chớp</p> 	<table><tr><th rowspan="2">α°</th><th colspan="3">ξ khi l/h</th></tr><tr><th>1,5</th><th>1</th><th>0,5</th></tr><tr><td>30</td><td>2,5</td><td>3,6</td><td>6</td></tr><tr><td>45</td><td>3,8</td><td>13,7</td><td>21,5</td></tr></table>	α°	ξ khi l/h			1,5	1	0,5	30	2,5	3,6	6	45	3,8	13,7	21,5																
α°	ξ khi l/h																															
	1,5	1	0,5																													
30	2,5	3,6	6																													
45	3,8	13,7	21,5																													
<p>Lưới chớp rãnh vát</p> 	<table><tr><th rowspan="2">Kiểu lưới</th><th colspan="7">ξ khi l/F</th></tr><tr><th>0,2</th><th>0,3</th><th>0,4</th><th>0,5</th><th>0,6</th><th>0,7</th><th>0,8</th></tr><tr><td>Rãnh vát</td><td>55</td><td>25</td><td>12</td><td>7</td><td>4,6</td><td>3</td><td>2,1</td></tr><tr><td>Mép cắt ngang</td><td>33</td><td>14</td><td>7,5</td><td>4,5</td><td>2,8</td><td>1,8</td><td>1,2</td></tr></table>	Kiểu lưới	ξ khi l/F							0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	Rãnh vát	55	25	12	7	4,6	3	2,1	Mép cắt ngang	33	14	7,5	4,5	2,8	1,8	1,2
Kiểu lưới	ξ khi l/F																															
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8																									
Rãnh vát	55	25	12	7	4,6	3	2,1																									
Mép cắt ngang	33	14	7,5	4,5	2,8	1,8	1,2																									
<p>Lưới chớp mép cắt ngang</p> 																																
<p>Lưới khe</p> 	<p>$\xi = 2$</p>																															

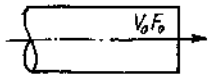
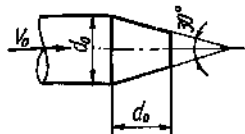
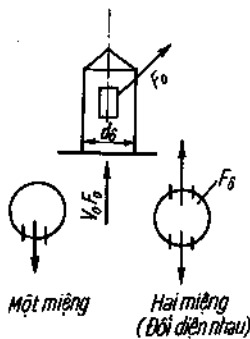
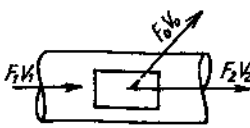
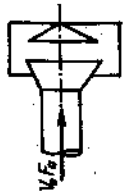
Bộ phận, chi tiết	Giá trị hệ số ξ																																																																											
Dầu ống có lưới	$\xi_v = 1 + \xi_l$																																																																											
	<table><tr><th rowspan="2">Vật liệu lưới</th><th colspan="10">ξ_l khi f/F</th></tr><tr><th>0,1</th><th>0,2</th><th>0,3</th><th>0,4</th><th>0,5</th><th>0,6</th><th>0,7</th><th>0,8</th><th>0,9</th></tr><tr><td>Dây</td><td>82</td><td>17</td><td>6,2</td><td>2,9</td><td>1,5</td><td>0,85</td><td>0,5</td><td>0,26</td><td>0,11</td></tr><tr><td>Sợi</td><td>172</td><td>35</td><td>13</td><td>6</td><td>3,8</td><td>1,8</td><td>1</td><td>0,55</td><td>0,23</td></tr></table>	Vật liệu lưới	ξ_l khi f/F										0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	Dây	82	17	6,2	2,9	1,5	0,85	0,5	0,26	0,11	Sợi	172	35	13	6	3,8	1,8	1	0,55	0,23																																			
	Vật liệu lưới		ξ_l khi f/F																																																																									
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9																																																																		
Dây	82	17	6,2	2,9	1,5	0,85	0,5	0,26	0,11																																																																			
Sợi	172	35	13	6	3,8	1,8	1	0,55	0,23																																																																			
Miếng hút trên thành ống tại đoạn đầu ống thẳng tiết diện tròn	<table><tr><td>f_0/F_0</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,6</td><td>0,7</td><td>0,8</td><td>0,9</td><td>1</td><td>1,2</td></tr><tr><td>ξ_0</td><td>64,5</td><td>30</td><td>14,9</td><td>9</td><td>6,27</td><td>4,54</td><td>3,54</td><td>2,7</td><td>2,28</td><td>1,6</td></tr></table>	f_0/F_0	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,2	ξ_0	64,5	30	14,9	9	6,27	4,54	3,54	2,7	2,28	1,6																																																					
f_0/F_0	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,2																																																																		
ξ_0	64,5	30	14,9	9	6,27	4,54	3,54	2,7	2,28	1,6																																																																		
	<table><tr><td colspan="11">Hai miếng</td></tr><tr><td>f_0/F_0</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,6</td><td>0,7</td><td>0,8</td><td>0,9</td><td>1</td><td>1,2</td></tr><tr><td>ξ_0</td><td>65,5</td><td>36,5</td><td>17</td><td>12</td><td>8,75</td><td>6,85</td><td>5,5</td><td>4,54</td><td>3,84</td><td>2,76</td></tr><tr><td>f_0/F_0</td><td>1,4</td><td>1,6</td><td>1,8</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>ξ_0</td><td>2,01</td><td>1,4</td><td>1,1</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table>	Hai miếng											f_0/F_0	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,2	ξ_0	65,5	36,5	17	12	8,75	6,85	5,5	4,54	3,84	2,76	f_0/F_0	1,4	1,6	1,8								ξ_0	2,01	1,4	1,1																											
	Hai miếng																																																																											
	f_0/F_0	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,2																																																																	
	ξ_0	65,5	36,5	17	12	8,75	6,85	5,5	4,54	3,84	2,76																																																																	
f_0/F_0	1,4	1,6	1,8																																																																									
ξ_0	2,01	1,4	1,1																																																																									
Miếng hút tại đoạn giữa của ống thẳng tiết diện tròn	<table><tr><th rowspan="3">f_0/F</th><th colspan="5">ξ_0 (vào)</th><th colspan="5">ξ_1 (thăng)</th></tr><tr><th colspan="10">L_0/L_2</th></tr><tr><th>0,1</th><th>0,2</th><th>0,3</th><th>0,4</th><th>0,5</th><th>0,1</th><th>0,2</th><th>0,3</th><th>0,4</th><th>0,5</th></tr><tr><td>0,1</td><td>0,8</td><td>1,3</td><td>1,4</td><td>1,4</td><td>1,4</td><td>0,1</td><td>-0,1</td><td>-0,8</td><td>-2,6</td><td>-6,6</td></tr><tr><td>0,2</td><td>-1,4</td><td>0,9</td><td>1,3</td><td>1,4</td><td>1,4</td><td>0,1</td><td>0,2</td><td>-0,01</td><td>-0,6</td><td>-2,1</td></tr><tr><td>0,4</td><td>-9,5</td><td>0,2</td><td>0,9</td><td>1,2</td><td>1,3</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,3</td><td>0,2</td><td>-0,2</td></tr><tr><td>0,6</td><td>-21,2</td><td>-2,5</td><td>0,3</td><td>1</td><td>1,2</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,4</td><td>0,3</td></tr></table>	f_0/F	ξ_0 (vào)					ξ_1 (thăng)					L_0/L_2										0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,1	0,8	1,3	1,4	1,4	1,4	0,1	-0,1	-0,8	-2,6	-6,6	0,2	-1,4	0,9	1,3	1,4	1,4	0,1	0,2	-0,01	-0,6	-2,1	0,4	-9,5	0,2	0,9	1,2	1,3	0,2	0,3	0,3	0,2	-0,2	0,6	-21,2	-2,5	0,3	1	1,2	0,2	0,3	0,4	0,4	0,3
f_0/F	ξ_0 (vào)					ξ_1 (thăng)																																																																						
	L_0/L_2																																																																											
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5																																																																		
0,1	0,8	1,3	1,4	1,4	1,4	0,1	-0,1	-0,8	-2,6	-6,6																																																																		
0,2	-1,4	0,9	1,3	1,4	1,4	0,1	0,2	-0,01	-0,6	-2,1																																																																		
0,4	-9,5	0,2	0,9	1,2	1,3	0,2	0,3	0,3	0,2	-0,2																																																																		
0,6	-21,2	-2,5	0,3	1	1,2	0,2	0,3	0,4	0,4	0,3																																																																		
Van kéo	<table><tr><td colspan="10">Ống tiết diện tròn</td></tr><tr><td>f_h/F_0</td><td>0,25</td><td>0,38</td><td>0,5</td><td>0,61</td><td>0,71</td><td>0,81</td><td>0,9</td><td>0,96</td></tr><tr><td>ξ_0</td><td>35</td><td>10</td><td>4,6</td><td>2,06</td><td>0,98</td><td>0,44</td><td>0,17</td><td>0,06</td></tr><tr><td colspan="10">Ống tiết diện chữ nhật</td></tr><tr><td>f_h/F_0</td><td>0,1</td><td>0,15</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,7</td><td>0,9</td></tr><tr><td>ξ</td><td>203</td><td>86,5</td><td>48,7</td><td>17,9</td><td>8,78</td><td>4,47</td><td>1,12</td><td>0,13</td></tr></table>	Ống tiết diện tròn										f_h/F_0	0,25	0,38	0,5	0,61	0,71	0,81	0,9	0,96	ξ_0	35	10	4,6	2,06	0,98	0,44	0,17	0,06	Ống tiết diện chữ nhật										f_h/F_0	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5	0,7	0,9	ξ	203	86,5	48,7	17,9	8,78	4,47	1,12	0,13																			
Ống tiết diện tròn																																																																												
f_h/F_0	0,25	0,38	0,5	0,61	0,71	0,81	0,9	0,96																																																																				
ξ_0	35	10	4,6	2,06	0,98	0,44	0,17	0,06																																																																				
Ống tiết diện chữ nhật																																																																												
f_h/F_0	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5	0,7	0,9																																																																				
ξ	203	86,5	48,7	17,9	8,78	4,47	1,12	0,13																																																																				
Van điều chỉnh một cánh	<table><tr><td colspan="10">Ống tiết diện tròn</td></tr><tr><td>δ°</td><td>0</td><td>10</td><td>20</td><td>30</td><td>40</td><td>50</td><td>60</td><td>70</td><td>75</td></tr><tr><td>ξ_0</td><td>0,6</td><td>0,85</td><td>1,7</td><td>4</td><td>9,4</td><td>24</td><td>67</td><td>215</td><td>400</td></tr><tr><td colspan="10">Ống tiết diện chữ nhật</td></tr><tr><td>δ°</td><td>0</td><td>10</td><td>20</td><td>30</td><td>40</td><td>50</td><td>60</td><td>70</td><td>80</td><td>90</td></tr><tr><td>ξ_0</td><td>0,04</td><td>0,3</td><td>1,1</td><td>3</td><td>8</td><td>23</td><td>60</td><td>200</td><td>1500</td><td>8000</td></tr></table>	Ống tiết diện tròn										δ°	0	10	20	30	40	50	60	70	75	ξ_0	0,6	0,85	1,7	4	9,4	24	67	215	400	Ống tiết diện chữ nhật										δ°	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	ξ_0	0,04	0,3	1,1	3	8	23	60	200	1500	8000													
Ống tiết diện tròn																																																																												
δ°	0	10	20	30	40	50	60	70	75																																																																			
ξ_0	0,6	0,85	1,7	4	9,4	24	67	215	400																																																																			
Ống tiết diện chữ nhật																																																																												
δ°	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90																																																																		
ξ_0	0,04	0,3	1,1	3	8	23	60	200	1500	8000																																																																		

Bộ phận, chi tiết	Giá trị hệ số ξ										
<p>Van điều chỉnh nhiều cánh</p> 	Giá trị hệ số ξ										
	ξ_0 khi $\delta, ^\circ$										
	Số cánh	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
	2	0,17	0,4	1,1	2,2	5,5	11,5	30	80	300	7000
	3	0,14	0,25	0,8	2	4,5	10	20	40	140	7000
<p>Thay đổi tiết diện đột ngột</p> 	Mở rộng đột ngột										
	F_0/F_1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1
	ξ_0	1	0,81	0,64	0,5	0,36	0,25	0,16	0,09	0,04	0
	Thu hẹp đột ngột										
	F_0/F_1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1
<p>Côn (thu) trên đường ống [tiết diện chữ nhật $d = 2ab/(a + b)$]</p> 	ξ khi $\alpha, ^\circ$										
	l/d	10	20	30	40						
	0,1	0,41	0,34	0,27	0,24						
	0,15	0,39	0,29	0,22	0,18						
	0,6	0,29	0,2	0,15	0,13						
<p>Loa (mở rộng) trên đường ống (tiết diện tròn)</p> 	ξ_0 khi $\alpha, ^\circ$										
	F_0/F_1	10	12	14	16	20	24	30	40		
	0,2	0,12	0,14	0,17	0,19	0,25	0,32	0,43	0,61		
	0,25	0,1	0,12	0,15	0,17	0,22	0,28	0,37	0,49		
	0,3	0,09	0,11	0,13	0,15	0,2	0,25	0,33	0,42		
	0,4	0,08	0,09	0,1	0,12	0,15	0,19	0,25	0,35		
	0,5	0,06	0,07	0,08	0,09	0,11	0,14	0,18	0,25		
	0,6	0,05	0,05	0,06	0,07	0,08	0,1	0,12	0,17		
<p>Loa (mở rộng) trên đường ống (tiết diện chữ nhật)</p> 	ξ_0 khi $\alpha, ^\circ$										
	F_0/F_1	10	12	16	18	20	24	26	40		
	0,2	0,14	0,17	0,24	0,28	0,31	0,4	0,49	0,69		
	0,25	0,13	0,16	0,21	0,24	0,27	0,35	0,43	0,61		
	0,3	0,11	0,13	0,19	0,22	0,24	0,31	0,38	0,53		
	0,4	0,09	0,1	0,14	0,16	0,18	0,23	0,28	0,4		
	0,5	0,07	0,08	0,1	0,12	0,13	0,17	0,2	0,28		
	0,6	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,11	0,14	0,19		

Bộ phận, chi tiết	Giá trị hệ số ξ						
<p>Mở rộng tiết diện chữ nhật sau quạt li tâm</p> 	ξ khi F_1/F_0						
	$\alpha, ^\circ$						
		ξ khi F_1/F_0					
		1,5	2	2,5	3	3,5	4
	10	0,1	0,18	0,18	0,23	0,24	0,25
	15	0,23	0,33	0,38	0,4	0,42	0,44
<p>Mở rộng tiết diện chữ nhật với cắt 90° sau quạt $[R = 1,5d ; \alpha = 15^\circ ; F_0/F_1 = 0,5 ; d = 2ab/(a+b)]$</p> 	$\xi_0 = 2$ với vị trí vô quạt bất kì						
<p>Cắt 90° tiết diện chữ nhật - sau quạt "Xa" 14-46, "Xa" 13-50 $[R = d ; d = 2ab/(a+b)]$</p>  <p>($R = 2d$) sau quạt "Xa" 4-70, "Xa" 4-76 ($R = d$) ($R = 2d$) Chuyển tiết diện vuông sang tròn diện tích tương đương sau quạt "Xa" 14-16, "Xa" 13-50 sau quạt "Xa" 4-70, "Xa" 4-76</p>	$\beta, ^\circ$						
		0	90	18	270		
	ξ_0	0,35	0,3	0,35	0,45		
	$\xi_0 = 0,4$ $\xi_0 = 0,24$ $\xi_0 = 0,43$ $\xi_0 = 0,15$ $\xi_0 = 0,1$						

Bộ phận, chi tiết	Giá trị hệ số ξ																																								
Mở rộng tiết diện tròn sau quạt trục 	$\xi = 0,2$ ứng với vận tốc tại tiết diện $F = (D^2 - d^2)/4$ khi $L = (0,7-1) D$; $\alpha = 20-24^\circ$																																								
Mở rộng tiết diện tròn trước quạt trục 	ξ_0 được xác định như đối với trường hợp mở rộng trên đường ống với $F_0/F_1 \geq 0,5$; $\alpha \leq 10^\circ$.																																								
Thu hẹp trước quạt trục 	$\xi = 0,1$ ứng với vận tốc tại tiết diện $F = (D^2 - d^2)/4$ khi $L = 0,2D$; $\alpha = 60^\circ$.																																								
Ống nhô ra trước quạt trục 	$\xi = 0,15$ ứng với vận tốc tại tiết diện F khi $L = (0,1 - 0,3) D$																																								
Cút mép nhọn 	<p>Đối với tiết diện vuông và tròn</p> <table><tr><td>α°</td><td>20</td><td>30</td><td>45</td><td>60</td><td>75</td><td>90</td><td>110</td><td>130</td><td>180</td></tr><tr><td>ξ_0</td><td>0,13</td><td>0,16</td><td>0,32</td><td>0,56</td><td>0,81</td><td>1,2</td><td>1,9</td><td>2,6</td><td>3,6</td></tr></table> <p>Đối với tiết diện chữ nhật : giá trị ξ_0 nhân với hệ số c như sau :</p> <table><tr><td>a_0/b_0</td><td>0,25</td><td>0,5</td><td>0,75</td><td>1</td><td>1,5</td><td>2</td><td>4</td><td>6</td><td>8</td></tr><tr><td>c</td><td>1,1</td><td>1,07</td><td>1,04</td><td>1</td><td>0,95</td><td>0,9</td><td>0,78</td><td>0,72</td><td>0,7</td></tr></table>	α°	20	30	45	60	75	90	110	130	180	ξ_0	0,13	0,16	0,32	0,56	0,81	1,2	1,9	2,6	3,6	a_0/b_0	0,25	0,5	0,75	1	1,5	2	4	6	8	c	1,1	1,07	1,04	1	0,95	0,9	0,78	0,72	0,7
α°	20	30	45	60	75	90	110	130	180																																
ξ_0	0,13	0,16	0,32	0,56	0,81	1,2	1,9	2,6	3,6																																
a_0/b_0	0,25	0,5	0,75	1	1,5	2	4	6	8																																
c	1,1	1,07	1,04	1	0,95	0,9	0,78	0,72	0,7																																

Bộ phận, chi tiết	Giá trị hệ số ξ																																																																	
<p>Chữ Z 90°</p> 	<p>Đối với tiết diện vuông và tròn :</p> <table><tr><td>l/b_0</td><td>0,4</td><td>0,6</td><td>0,8</td><td>1,2</td><td>1,4</td><td>1,8</td><td>2</td><td>2,4</td></tr><tr><td>ξ_0</td><td>0,62</td><td>0,9</td><td>1,61</td><td>3,61</td><td>4,01</td><td>4,22</td><td>4,18</td><td>3,65</td></tr><tr><td>l/b_0</td><td>2,8</td><td>4</td><td>5</td><td>6</td><td>9</td><td>10</td><td>15 và lớn hơn</td><td></td></tr><tr><td>ξ_0</td><td>3,3</td><td>3,08</td><td>2,92</td><td>2,8</td><td>2,6</td><td>2,45</td><td>2,3</td><td></td></tr></table> <p>Đối với tiết diện chữ nhật : Giá trị ξ_0 nhân với hệ số c như đối với cắt mép nhọn.</p>	l/b_0	0,4	0,6	0,8	1,2	1,4	1,8	2	2,4	ξ_0	0,62	0,9	1,61	3,61	4,01	4,22	4,18	3,65	l/b_0	2,8	4	5	6	9	10	15 và lớn hơn		ξ_0	3,3	3,08	2,92	2,8	2,6	2,45	2,3																														
l/b_0	0,4	0,6	0,8	1,2	1,4	1,8	2	2,4																																																										
ξ_0	0,62	0,9	1,61	3,61	4,01	4,22	4,18	3,65																																																										
l/b_0	2,8	4	5	6	9	10	15 và lớn hơn																																																											
ξ_0	3,3	3,08	2,92	2,8	2,6	2,45	2,3																																																											
<p>Chữ Z 30°</p> 	<p>$\xi = 0,16$ khi $l/b_0 > 1,5$</p>																																																																	
<p>Chữ U 90°</p> 	<p>Đối với tiết diện vuông:</p> <table><tr><th rowspan="2">b_1/b_0</th><th colspan="10">ξ_0 khi l/b_0</th></tr><tr><th>0</th><th>0,2</th><th>0,4</th><th>0,6</th><th>0,8</th><th>1</th><th>1,4</th><th>1,6</th><th>2</th><th>2,4</th></tr><tr><td>0,5</td><td>7,5</td><td>6,9</td><td>6,1</td><td>5,4</td><td>4,7</td><td>4,3</td><td>4,3</td><td>4,4</td><td>4,8</td><td>5,3</td></tr><tr><td>0,73</td><td>4,5</td><td>3,6</td><td>2,9</td><td>2,5</td><td>2,4</td><td>2,3</td><td>2,3</td><td>2,4</td><td>2,7</td><td>3,2</td></tr><tr><td>1</td><td>3,6</td><td>2,6</td><td>1,8</td><td>1,4</td><td>1,3</td><td>1,2</td><td>1,3</td><td>1,4</td><td>1,6</td><td>2,3</td></tr><tr><td>2</td><td>3,9</td><td>2,4</td><td>1,5</td><td>1</td><td>0,8</td><td>0,7</td><td>0,6</td><td>0,6</td><td>0,6</td><td>0,7</td></tr></table> <p>Đối với tiết diện chữ nhật : Giá trị ξ nhân với hệ số c như đối với cắt mép nhọn.</p>	b_1/b_0	ξ_0 khi l/b_0										0	0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,4	1,6	2	2,4	0,5	7,5	6,9	6,1	5,4	4,7	4,3	4,3	4,4	4,8	5,3	0,73	4,5	3,6	2,9	2,5	2,4	2,3	2,3	2,4	2,7	3,2	1	3,6	2,6	1,8	1,4	1,3	1,2	1,3	1,4	1,6	2,3	2	3,9	2,4	1,5	1	0,8	0,7	0,6	0,6	0,6	0,7
b_1/b_0	ξ_0 khi l/b_0																																																																	
	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,4	1,6	2	2,4																																																								
0,5	7,5	6,9	6,1	5,4	4,7	4,3	4,3	4,4	4,8	5,3																																																								
0,73	4,5	3,6	2,9	2,5	2,4	2,3	2,3	2,4	2,7	3,2																																																								
1	3,6	2,6	1,8	1,4	1,3	1,2	1,3	1,4	1,6	2,3																																																								
2	3,9	2,4	1,5	1	0,8	0,7	0,6	0,6	0,6	0,7																																																								
<p>Cút 90° có lá hướng dòng [$t = (0,2-0,5)d_1$; $r = (0,14-0,35)d_1$].</p> 	<table><tr><td>r/d_1</td><td>0</td><td>0,1</td><td>0,24</td><td>0,3</td></tr><tr><td>ξ_0</td><td>0,4</td><td>0,35</td><td>0,2</td><td>0,2</td></tr></table> $d_k = 0,67 \frac{s}{n+1} \left(1 + \frac{k-1}{n} \right)$ <p>trong đó : k - số thứ tự của lá hướng dòng ; $n \approx 1,4$ s/t - số lá hướng dòng.</p>	r/d_1	0	0,1	0,24	0,3	ξ_0	0,4	0,35	0,2	0,2																																																							
r/d_1	0	0,1	0,24	0,3																																																														
ξ_0	0,4	0,35	0,2	0,2																																																														
<p>Cút của hệ thống thông gió chung</p>	<table><tr><td>α (góc giữa), °</td><td>45</td><td>90</td></tr><tr><td>ξ</td><td>0,23</td><td>0,35</td></tr></table>	α (góc giữa), °	45	90	ξ	0,23	0,35																																																											
α (góc giữa), °	45	90																																																																
ξ	0,23	0,35																																																																
<p>Cút nhiều khâu tiết diện tròn của hệ thống hút và vận chuyển bằng khí ép</p>	<table><tr><td>α, °</td><td>30</td><td>45</td><td>60</td><td>90</td></tr><tr><td>ξ</td><td>0,1</td><td>0,18</td><td>0,21</td><td>0,25</td></tr></table>	α , °	30	45	60	90	ξ	0,1	0,18	0,21	0,25																																																							
α , °	30	45	60	90																																																														
ξ	0,1	0,18	0,21	0,25																																																														

Bộ phận, chi tiết	Giá trị hệ số ξ																																																																																																
Cuối ống hình trụ (khí ra) 	$\xi_o = 1,1$																																																																																																
Cuối ống hình trụ có côn thu 	$\xi = 4,5$																																																																																																
Miếng thổi trên thành ống tại đoạn cuối ống 	<table><tr><th colspan="12">Một miếng</th></tr><tr><td>f_o/F_o</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,6</td><td>0,7</td><td>0,8</td><td>0,9</td><td>1</td><td>1,2</td><td></td></tr><tr><td>ξ_o</td><td>65,7</td><td>30</td><td>16,4</td><td>10,8</td><td>7,3</td><td>5,5</td><td>4,48</td><td>3,67</td><td>3,16</td><td>2,44</td><td></td></tr></table> <table><tr><th colspan="12">Hai miếng</th></tr><tr><td>f_o/F_o</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,6</td><td>0,7</td><td>0,8</td><td>0,9</td><td>1</td><td>1,2</td><td></td></tr><tr><td>ξ_o</td><td>65,7</td><td>33</td><td>17,2</td><td>11,6</td><td>8,45</td><td>6,8</td><td>5,86</td><td>5</td><td>4,38</td><td>3,47</td><td></td></tr></table> <table><tr><td>f_o/F_o</td><td>1,4</td><td>1,6</td><td>1,8</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>ξ_o</td><td>2,9</td><td>2,52</td><td>2,25</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table>	Một miếng												f_o/F_o	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,2		ξ_o	65,7	30	16,4	10,8	7,3	5,5	4,48	3,67	3,16	2,44		Hai miếng												f_o/F_o	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,2		ξ_o	65,7	33	17,2	11,6	8,45	6,8	5,86	5	4,38	3,47		f_o/F_o	1,4	1,6	1,8									ξ_o	2,9	2,52	2,25								
Một miếng																																																																																																	
f_o/F_o	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,2																																																																																							
ξ_o	65,7	30	16,4	10,8	7,3	5,5	4,48	3,67	3,16	2,44																																																																																							
Hai miếng																																																																																																	
f_o/F_o	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,2																																																																																							
ξ_o	65,7	33	17,2	11,6	8,45	6,8	5,86	5	4,38	3,47																																																																																							
f_o/F_o	1,4	1,6	1,8																																																																																														
ξ_o	2,9	2,52	2,25																																																																																														
Miếng thổi tại đoạn giữa 	<table><tr><td>v_o/v_1</td><td>0,4</td><td>0,6</td><td>0,8</td><td>1</td><td>1,2</td><td>1,4</td><td>1,6</td><td>1,8</td><td>2</td><td></td></tr><tr><td>ξ_o (ra)</td><td>1,8</td><td>1,7</td><td>1,7</td><td>1,8</td><td>1,9</td><td>2,1</td><td>2,3</td><td>2,6</td><td>3</td><td></td></tr></table> <table><tr><td>v_2/v_1</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,6</td><td>0,8</td><td>1</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>ξ_2 (thẳng)</td><td>0,06</td><td>0,01</td><td>-0,03</td><td>-0,06</td><td>-0,08</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table>	v_o/v_1	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2		ξ_o (ra)	1,8	1,7	1,7	1,8	1,9	2,1	2,3	2,6	3		v_2/v_1	0,4	0,5	0,6	0,8	1						ξ_2 (thẳng)	0,06	0,01	-0,03	-0,06	-0,08																																																									
v_o/v_1	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2																																																																																								
ξ_o (ra)	1,8	1,7	1,7	1,8	1,9	2,1	2,3	2,6	3																																																																																								
v_2/v_1	0,4	0,5	0,6	0,8	1																																																																																												
ξ_2 (thẳng)	0,06	0,01	-0,03	-0,06	-0,08																																																																																												
Chụp thoát gió 	$\xi_o = 0,64$																																																																																																

Bộ phận, chi tiết	Giá trị hệ số ξ									
Chụp thải có nón che mưa	h/d_0	0,1	0,2	0,3	0,35	0,4	0,5	0,68	0,86	1
	ξ_0	4	2,3	1,6	1,4	1,3	1,15	1,1	1	1
	Hệ số ξ đối với nón che mưa : tròn và vuông : = 1,3 chữ nhật : = 1,15									
Miếng thổi có lưới, tấm đục lỗ, lá hướng dòng song song với nhau	$\xi_0 = 1,8$									

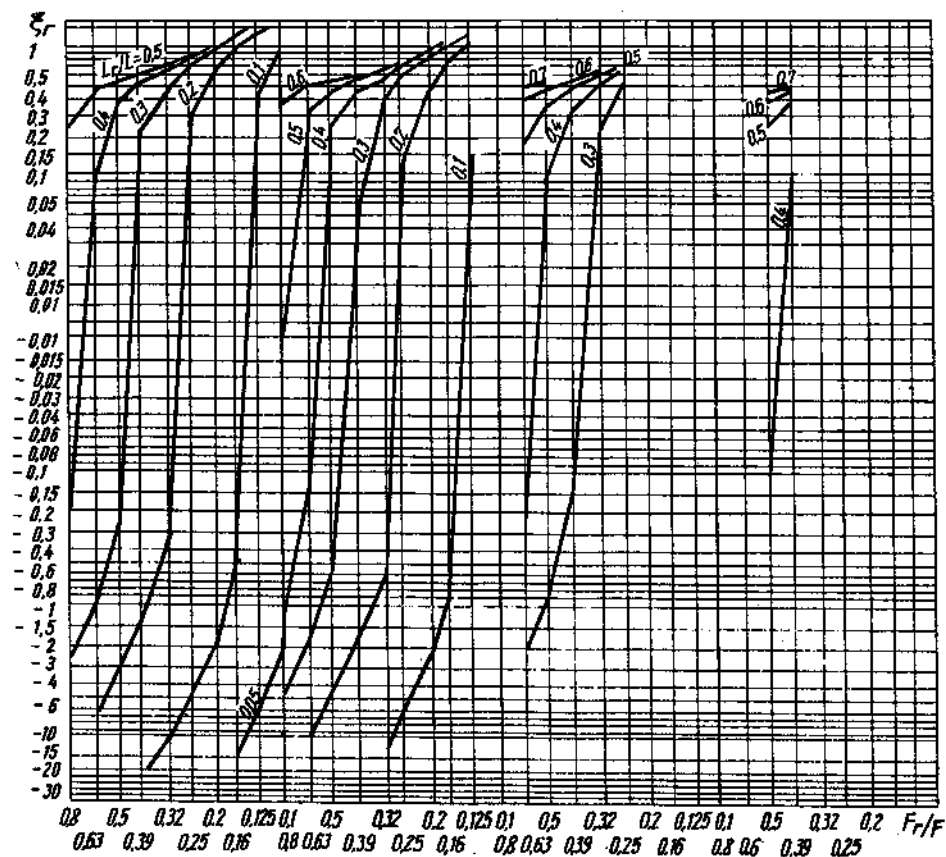
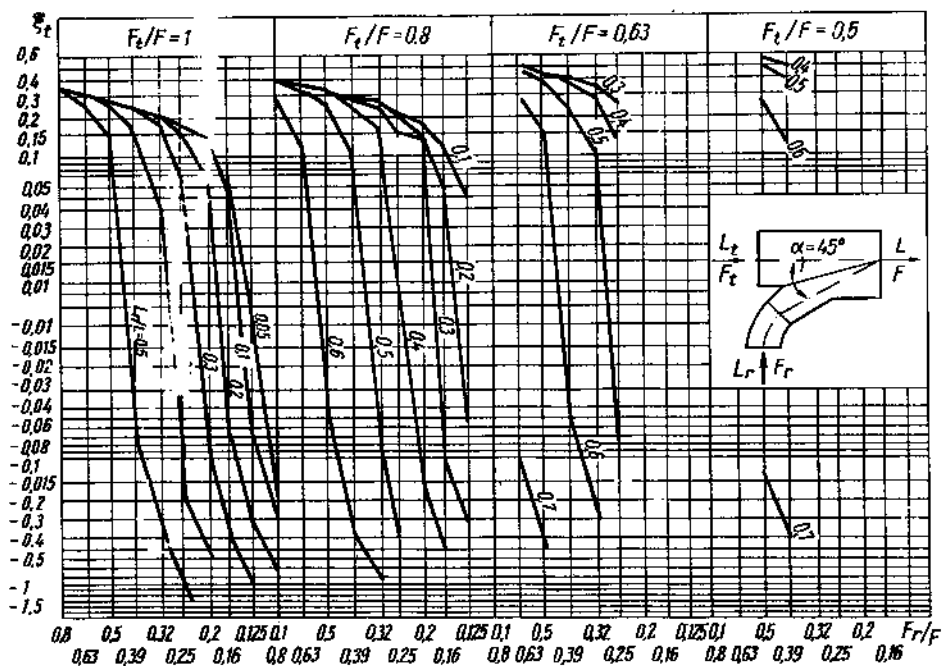
• Hệ số cản cục bộ ξ của một số chụp hút cục bộ [4,27]

Thiết bị, chụp hút	Vận tốc tại ống hút, m/s	Hệ số ξ
Thiết bị làm sạch bằng phun hạt		
buồng phun hạt (phun bi)	18	1
băng nâng	16	0,6
thiết bị phân li	16	0,5
Thiết bị tôi		
phễu hút	10	0,2
chụp hút	9	0,4
Lò điện trở kiểu buồng		
chụp hút mái đua	10	0,2
phễu hút	6	0,1
Lò điện trở kiểu đứng	7	2,5
Bể muối		
chụp hút	16	0,7
chụp hút trên thành	10	2,6
Bể tôi trong dầu và bể rửa bằng dung dịch kiềm	10	0,9
Lưới tháo (khuôn đúc) bằng cơ khí	16	2
Bàn hàn oxi-axetylen	7	1
Máy hàn tự động		
trong môi trường khí cacbonat	8	23
trong môi trường argon	10	6
Máy mài sắc và máy mài phẳng	14 - 20	3
Chụp hút trên thiết bị	0,5 - 1,2	0,2 - 0,4
Tủ hút		
hút dưới	1-6	1,6
hút ngang	-	2,5
hút trên	-	0,4

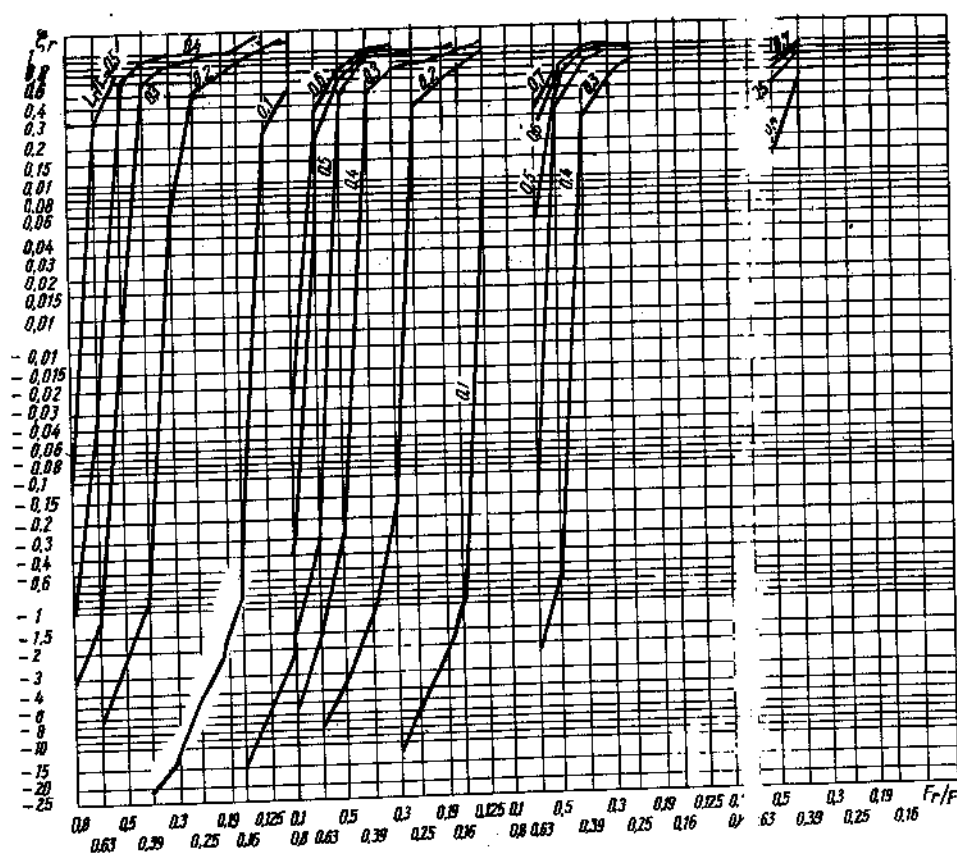
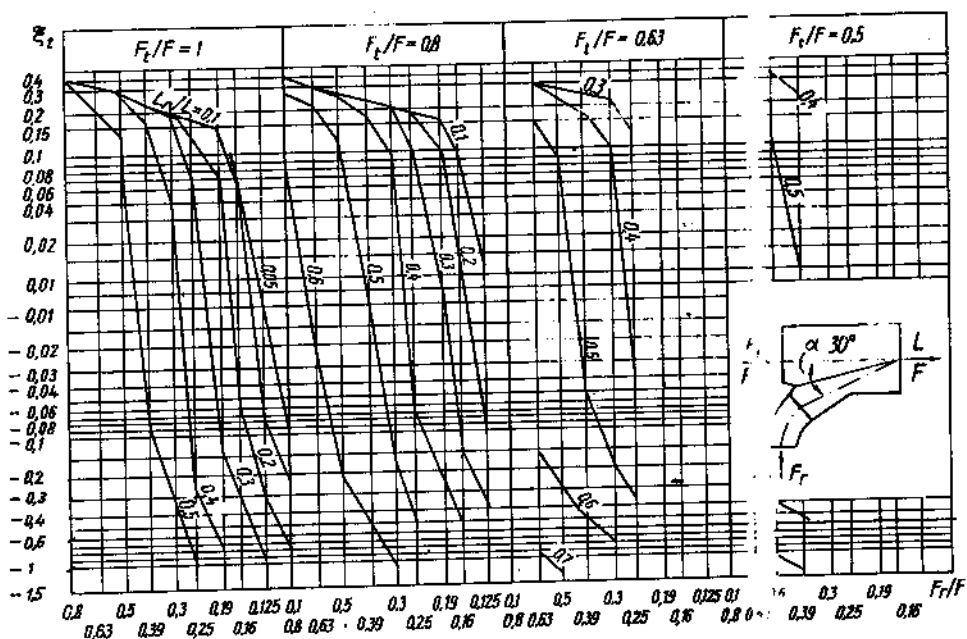
Trị số sức cản ma sát riêng λ/d đối với đường ống bằng kim loại
của hệ thống hút bụi và vận chuyển bằng khí ép [4, 27]

d, mm	λ/d khi vận tốc không khí, m/s							
	0,1-3	3,1-6	6,1-9	9,1-12	12,1-15	15,1-18	18,1-21	21,1-25
80	0,418	0,318	0,28	0,257	0,245	0,237	0,231	0,225
100	0,316	0,24	0,212	0,198	0,189	0,183	0,178	0,173
110	0,281	0,213	0,188	0,177	0,169	0,164	0,159	0,155
125	0,239	0,181	0,161	0,153	0,146	0,141	0,137	0,133
140	0,208	0,158	0,141	0,133	0,129	0,123	0,12	0,117
160	0,176	0,133	0,121	0,114	0,109	0,106	0,103	0,1
180	0,152	0,115	0,105	0,1	0,096	0,092	0,09	0,087
200	0,133	0,101	0,093	0,088	0,084	0,081	0,079	0,077
225	0,115	0,088	0,081	0,077	0,073	0,071	0,069	0,067
250	0,101	0,078	0,072	0,068	0,065	0,063	0,061	0,059
280	0,088	0,068	0,063	0,059	0,057	0,055	0,054	0,052
315	0,075	0,06	0,055	0,052	0,05	0,048	0,047	0,045
355	0,065	0,052	0,048	0,045	0,043	0,042	0,041	0,039
400	0,056	0,045	0,041	0,039	0,038	0,036	0,035	0,034
450	0,048	0,039	0,036	0,034	0,033	0,032	0,031	0,03
500	0,042	0,035	0,032	0,029	0,029	0,028	0,027	0,026
560	0,037	0,03	0,028	0,026	0,025	0,025	0,024	0,023
630	0,032	0,027	0,024	0,023	0,022	0,021	0,021	0,02
710	0,028	0,023	0,021	0,02	0,019	0,019	0,018	0,018
800	0,024	0,02	0,018	0,017	0,017	0,016	0,016	0,015
900	0,021	0,018	0,016	0,015	0,015	0,014	0,014	0,013
1000	0,019	0,015	0,014	0,013	0,013	0,012	0,012	0,012
1120	0,016	0,014	0,012	0,012	0,011	0,011	0,011	0,01
1250	0,014	0,012	0,011	0,01	0,01	0,01	0,009	0,009
1400	0,013	0,01	0,01	0,009	0,009	0,008	0,008	0,008
1600	0,011	0,009	0,008	0,007	0,007	0,007	0,007	0,007

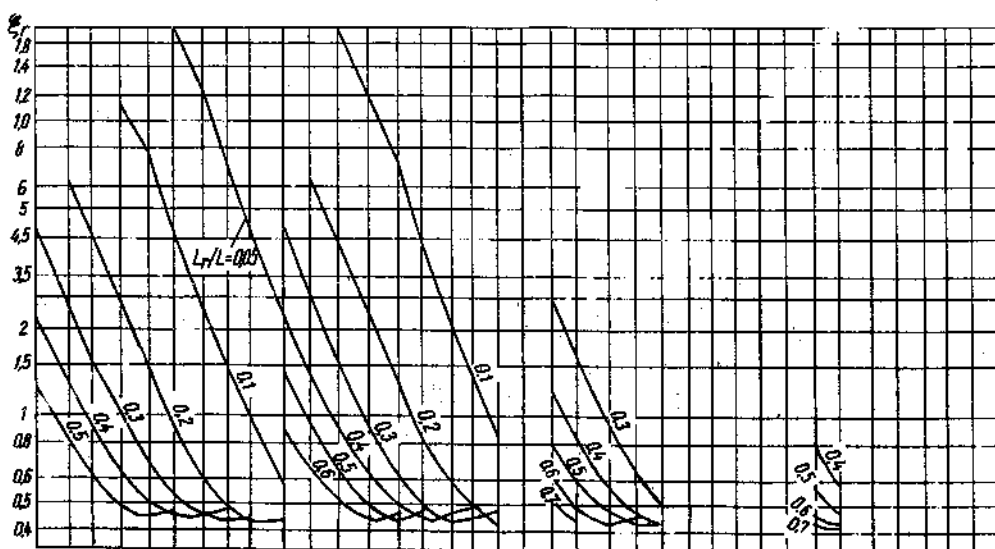
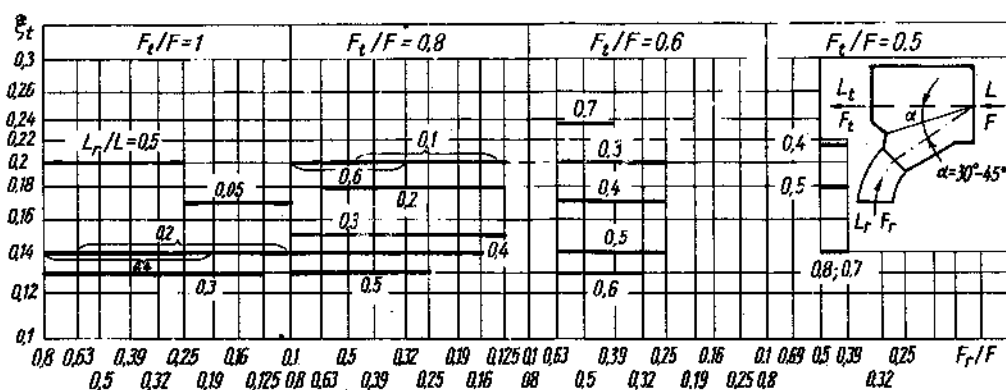
• Hệ số cân cục bộ ξ của chạc ba của hệ thống hút bụi
và vận chuyển bằng khí ép khi góc rẽ $\alpha = 45^\circ$ [4,27]



- Hệ số cân cực bộ ξ của chạc ba của hệ thống hút bụi và vận chuyển bằng khí ép khi góc rẽ $\alpha = 30^\circ$ [4,27]



- Hệ số cản cục bộ ξ của chạc ba với góc rẽ $\alpha = 30^\circ - 45^\circ$ làm việc trên đường ống đầy [4,27]



**• Hệ số cân cục bộ quy ước ξ_{qu} của cút 90°
có bán kính cong $R = 2d$ [4,27]**

Hàm lượng theo khối lượng, kg/kg	Thay đổi hướng chuyển động của dòng từ ngang sang đứng hướng lên trên			Thay đổi hướng chuyển động của dòng từ đứng hướng lên trên sang ngang		
	mặt cửa	phoi bào	vụn gỗ	mặt cửa	phoi bào	vụn gỗ
0,5	0,48	0,49	0,49	0,71	0,71	0,67
1	0,6	0,61	0,62	0,95	0,95	0,91
2	0,72	0,74	0,77	1,23	1,22	1,18
3	0,79	0,82	0,82	1,37	1,37	1,32
4	0,83	0,85	0,9	1,45	1,45	1,42
5	0,86	0,89	0,94	1,51	1,52	1,48

Các công thức tính toán xác định hệ số truyền nhiệt k và sức cản Δp của bộ sấy [9]

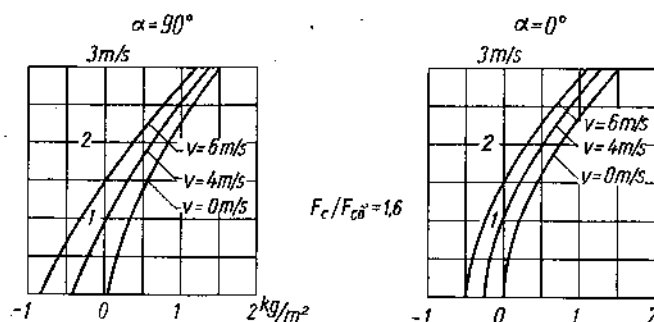
Nhãn hiệu của bộ sấy	k, W/m ² °C khi chất mang nhiệt là			Sức cản của 1 dây bộ sấy Δp, Pa
	nước chuyển động trong ống với vận tốc W, m/s		hơi nước	
	0,02 - 0,25	0,25 - 1		
"KVB"	21,22(vp) ^{0,257 ω 0,192}	17,75(vp) ^{0,343 ω 0,149}	17,75(vp) ^{0,351}	1,485(vp) ^{1,69}
"K" 3"PP"	16,4(vp) ^{0,289 ω 0,158}	12,9(vp) ^{0,393 ω 0,108}	14,1(vp) ^{0,366}	1,2(vp) ^{1,76}
"K" 4"PP"	14,4(vp) ^{0,331 ω 0,14}	10,5(vp) ^{0,446 ω 0,034}	11,6(vp) ^{0,42}	1,72(vp) ^{1,75}
"KFSO"	22,23(vp) ^{0,384 ω 0,201}	16,55(vp) ^{0,501 ω 0,122}	18,55(vp) ^{0,49}	3,29(vp) ^{2,01}
"KFBO"	20,75(vp) ^{0,381 ω 0,178}	14,75(vp) ^{0,517 ω 0,138}	16,5(vp) ^{0,455}	4,23(vp) ^{1,94}
"KVS-P"	20,8(vp) ^{0,32 ω 0,13}		-	2,16(vp) ^{1,62}
"KVB-P"	19,7(vp) ^{0,32 ω 0,13}		-	2,75(vp) ^{1,65}
"K" 3"VP"	16,4(vp) ^{0,289 ω 0,158}	12,9(vp) ^{0,395 ω 0,106}	-	1,2(vp) ^{1,76}
"K" 4"VP"	14,4(vp) ^{0,331 ω 0,14}	10,5(vp) ^{0,446 ω 0,034}	-	1,72(vp) ^{1,75}

Chiều cao phổ khí (h) phụ thuộc vào độ độc [8, 27]

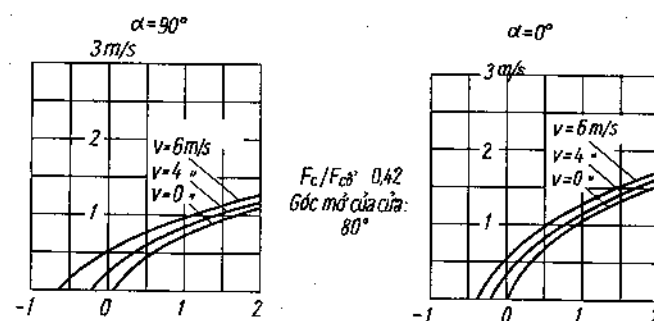
Tên bề	Vật liệu gia công	Nhiệt độ, °C	Yếu tố độc hại
Chiều cao phổ h = 160mm			
Làm mờ	Nhôm	18 - 20	Bụi kiềm
Mạ (trắng) kẽm	Kim loại đen	18 - 20	Hidro xianua
Khử dầu (mỡ)	Các loại kim loại	60 - 90	Bụi kiềm
Oxi hóa (phủ ôxi - nhuộm đen)	Đồng thau	18 - 25	Amoniac NH ₃
Fotfat hóa	Kim loại đen	95 - 100	Axit fotforic H ₃ PO ₄
Chiều cao phổ h = 80mm			
Tẩy gỉ (tẩy axit)	Thép	15 - 60	Axit sunfuric H ₂ SO ₄ hay axit clohidric HCl
Tẩy gỉ (bằng axit)	Đồng và hợp kim	15 - 20	Hidro xianua
	Thép	15 - 20	Bụi axit sunfuric H ₂ SO ₄
Mạ đồng	Thép	15 - 25	Hidro xianua
Mạ cadimi	Kim loại đen	15 - 20	-nt-
Mạ đồng thau	-nt-	30 - 40	-nt-
Mạ bạc	Kim loại màu	15 - 20	-nt-
Mạ vàng	-nt-	15 - 20	-nt-
Mạ thiếc	Đồng	60 - 70	Bụi kiềm
Mạ sắt	Thép	100	Bụi axit sunfuric H ₂ SO ₄
Đánh bóng	Đồng	100	Axit fotforic H ₂ PO ₄
Khử lớp mạ	Các loại kim loại	18 - 20	Anhidrit cromic CrO ₃
Chiều cao phổ h = 40mm			
Tẩy gỉ (tẩy axit) hay làm mờ	Đồng	15 - 20	Các oxit nito
-nt-	-nt-	15 - 20	Hidro florua
Mạ chì	Kim loại đen	15 - 20	-nt-
Mạ (thấm) crom	Kim loại đen và màu	45 - 60	Anhidrit cromic CrO ₃
Oxi hóa (phủ ôxi - nhuộm đen)	Kim loại đen	130 - 155	Bụi kiềm
Làm sáng (đánh bóng)	Kim loại màu	15 - 20	Các oxit nito
Khử lớp mạ	Các loại kim loại	30	-nt-

Biểu đồ đặc tính của cửa mái không đón gió [5, 6, 31, 34]

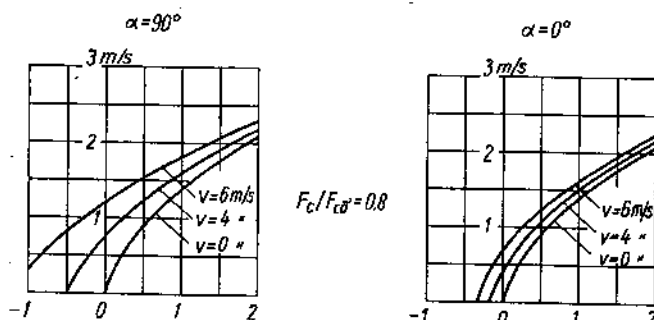
a) "MIOT" N°2;



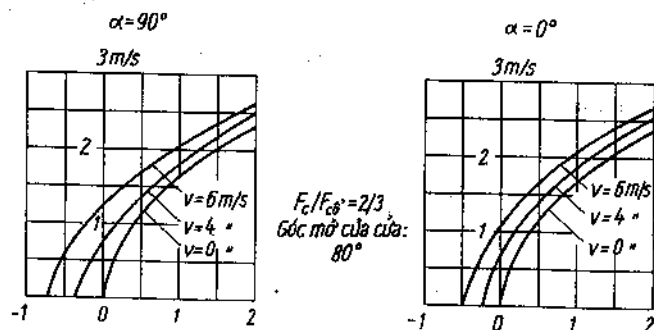
b) "Len PSP" ;



c) "KTIS" ;



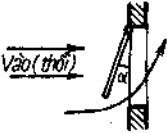
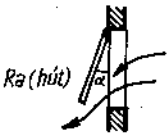
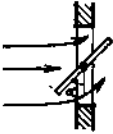


d) "Baturin"



Chú thích: • Trục hoành: áp suất thừa tại cổ cửa mái P_{cm} , kg/m^2 .

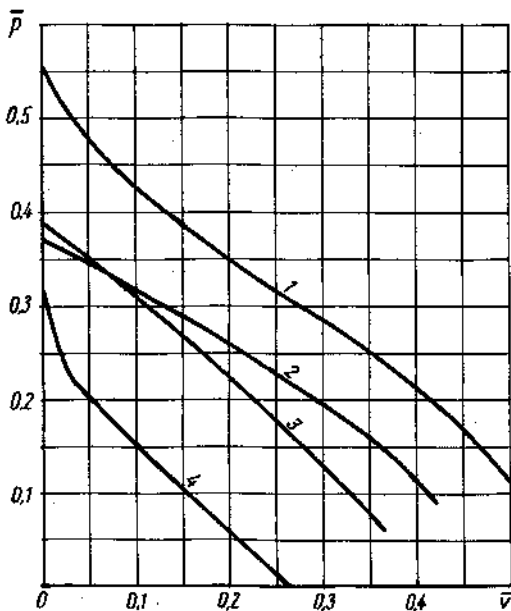
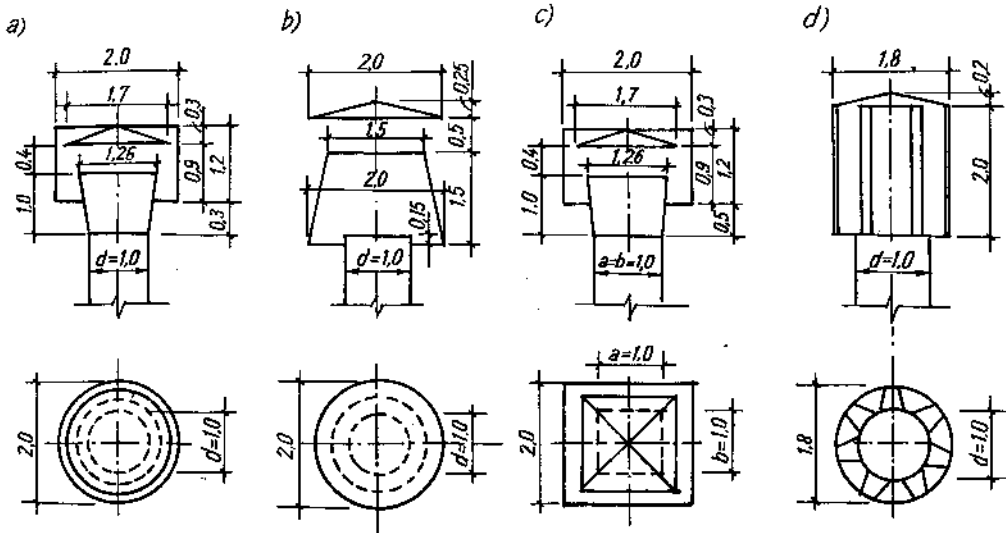
- Trục tung: vận tốc không khí tại cổ cửa mái ứng với vận tốc gió (v), m/s .
- v - vận tốc gió, m/s .
- α - góc độ gió thổi ($\alpha = 90^\circ$ tương ứng với gió thổi trực giao với trục cửa mái).
- F_c, F_{cd} - diện tích cửa mái và diện tích cổ cửa mái.

Hệ số cản ξ và hệ số lưu lượng μ của các loại cửa [5, 6, 31]

Cấu tạo cánh cửa	Góc mở $\alpha, ^\circ$	Tỉ lệ chiều cao trên chiều dài cửa $b//$					
		1 : 1		1 : 2		1 : ∞	
		ξ	μ	ξ	μ	ξ	μ
Cánh đơn - bản lề trên 	15	16,0	0,25	20,6	0,22	30,8	0,18
	30	5,65	0,42	6,9	0,38	9,15	0,33
	45	3,68	0,52	4,0	0,50	5,15	0,44
	60	3,07	0,57	3,18	0,56	3,54	0,53
	90	2,59	0,62	2,59	0,62	2,59	0,62
Cánh đơn - bản lề trên 	15	11,1	0,30	17,3	0,24	30,8	0,18
	30	4,9	0,45	6,9	0,38	8,6	0,34
	45	3,18	0,56	4,0	0,50	4,7	0,46
	60	2,51	0,63	3,07	0,57	3,3	0,55
	90	2,22	0,67	2,51	0,63	2,51	0,63
Cánh đơn - bản lề giữa 	15	45,3	0,15	-	-	59,0	0,13
	30	11,1	0,30	-	-	13,6	0,27
	45	5,15	0,44	-	-	6,55	0,39
	60	3,18	0,56	-	-	3,18	0,56
	90	2,43	0,64	-	-	2,68	0,61
Cánh kép - bản lề trên 	15	14,8	0,26	30,8	0,18	-	-
	30	4,9	0,45	9,75	0,32	-	-
	45	3,83	0,51	5,15	0,44	-	-
	60	2,96	0,58	3,54	0,53	-	-
	90	2,37	0,65	2,37	0,65	-	-
Cánh kép - bản lề trên và dưới 	15	18,8	0,23	45,3	0,15	59,0	0,13
	30	6,25	0,40	11,1	0,30	17,3	0,24
	45	3,83	0,51	5,9	0,41	8,6	0,34
	60	3,07	0,57	4,0	0,50	5,4	0,43
	90	2,37	0,65	2,77	0,60	2,77	0,60

Các kiểu chụp thoát gió và biểu đồ đặc tính của chúng [11]

a) "XAGHI" tròn ; b) "Grigorovich" ; c) "XAGHI" chữ nhật ; d) Hình sao



Chú thích: • Trục hoành: $\bar{v} = v_c / v_g$

• Trục tung: $\bar{p} = p / p_g^d = \frac{\sum \xi \frac{v_c^2}{2} \rho_c}{\frac{v_g^2}{2} \rho_N}$

(v_c , v_g - vận tốc không khí trong ống nối và vận tốc gió, m/s ; p , p_g^d - sức hút trong ống nối của chụp và áp suất động của gió, Pa).

• 1. "XAGHI" tròn ; 2. "Grigorovich" ; 3. "XAGHI" chữ nhật ; 4. hình sao.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. *Trần Ngọc Chấn*. Điều hòa không khí. Nhà xuất bản Xây dựng. Hà Nội, 2002.
2. *Trần Ngọc Chấn*. Kỹ thuật thông gió. Nhà xuất bản Xây dựng. Hà Nội, 1998.
3. *Phạm Ngọc Đăng, Phạm Hải Hà*. Nhiệt và khí hậu kiến trúc. Nhà xuất bản Xây dựng. Hà Nội, 2002.
4. *Hoàng Thị Hiền*. Thiết kế thông gió công nghiệp. Nhà xuất bản Xây dựng. Hà Nội, 2000.
5. *Батурин В. В., Эльтерман В. М.* Аэрация промышленных зданий. Госстройиздат. Москва, 1963.
6. *Батурин В. В.* Основы промышленной вентиляции. Профиздат. Москва, 1965.
7. *Батурин В. В.* Отопление и вентиляция. Часть II. Вентиляция. Госстройиздат. Москва, 1959.
8. *Богословский В. Н., Новожилов В. И., Сималов Б. А., Титов В. П.* Отопление и вентиляция. Часть II. Вентиляция. Стройиздат. Москва, 1976.
9. *Богословский В. Н., Щеглов В. П., Разумов Н. Н.* Отопление и вентиляция. Стройиздат. Москва, 1980.
10. *Бромлей М. Ф., Щеглов В. П.* Проектирование отопления и вентиляции производственных зданий. Москва, 1965.
11. *Бутаков С. Е.* Основы вентиляции горячих цехов. Металлургиздат. Свердловск, 1962.
12. *Гримитлин М. И., Тимофеева О. Н., Эльтерман В. М., Эльтерман Е. М., Эльянов Л. С.* Вентиляция и отопление цехов машиностроительных заводов. "Машиностроение". Москва, 1978.
13. *Дроздов В. Ф.* Отопление и вентиляция. Часть II. Вентиляция. "Высшая школа". Москва, 1984.
14. *Дроздов В. Ф.* Теплоснабжение и вентиляция. "Высшая школа". Москва, 1968.
15. *Елизаров К. С.* Теплоснабжение, вентиляция и кондиционирование воздуха в театрах. Госстройиздат. Москва, 1959.
16. *Калинушкин М. П.* Вентиляционные установки. "Высшая школа". Москва, 1979.
17. *Каменев П. Н.* Отопление и вентиляция. Часть II. Вентиляция. Стройиздат. Москва, 1966.

18. *Кострюков В. А.* Отопление и вентиляция. Часть II. Вентиляция. Стройиздат. Москва, 1965.
19. *Лабоев Б. Н.* Расчет воздухопроводов вентиляционных, компрессорных и пневмотранспортных установок. Госстройиздат УССР. Киев, 1959.
20. *Максимов Г. А.* Отопление и вентиляция. Часть II. Вентиляция. "Высшая школа". Москва, 1968.
21. *Меклер В. Я., Овчинников П. А.* Промышленная вентиляция и кондиционирование воздуха. Стройиздат. Москва, 1978.
22. *Малычанов Б. С.* Проектирование промышленной вентиляции. Стройиздат. Ленинград, 1970.
23. Монтаж вентиляционных систем. Под редакцией Староверова И.Г. Стройиздат. Москва, 1978.
24. *Нестеренко А. В.* Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. "Высшая школа". Москва, 1965.
25. *Рысин С. А.* Вентиляционные установки машиностроительных заводов. "Машиностроение". Москва, 1964.
26. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Часть II. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Под редакцией Староверова И. Г. Стройиздат. Москва, 1977.
27. *Торговников Б. М., Табачник В. Е., Ефанов Е. М.* Проектирование промышленной вентиляции. Справочник "Будівельник". Киев, 1983.
28. *Щекин Р. В., Корневский С. М., Бем Г. Е., Скроходько Ф.И.,...* Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Книга I. Отопление и теплоснабжение. "Будівельник". Киев, 1976.
29. *Щекин Р. В., Корневский С. М., Бем Г. Е., Скроходько Ф.И.,...* Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Книга II. Вентиляция и кондиционирование воздуха. "Будівельник". Киев, 1976.
30. *Щекин Р. В.* Теплотехнические расчеты ограждающих конструкций атапливаемых зданий "Будівельник". Киев, 1966.
31. *Baturin V. V.* Fundamentals of industrial ventilation. "Pergamon Press" Oxford - New York, 1972.
32. Industrial Ventilation. A Manual of Recommended Practice. Committee on Industrial Ventilation. Lansing (Michigan, USA), 1979.
33. *Dietze L.* Freie Lüftung von Industriegebäuden. Verlag für Bauwesen. Berlin, 1987.
34. *Kraft G.* Lehrbuch der Heizungs-, Lüftungs- und Klimatechnik. Band 2. Lüftungs und Klimatechnik. Verlag Theodor Steinkopff. Dresden, 1977.

35. Richter W. Lüftung im Wohnungsbau. Verlag für Bauwesen. Berlin, 1983.
36. Một số tiêu chuẩn tạm thời về môi trường. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật. Hà Nội, 1993.
37. Tiêu chuẩn xây dựng của Việt Nam. TCVN 4605 - 1988. Kỹ thuật nhiệt - kết cấu ngăn che. Tiêu chuẩn thiết kế. Nhà xuất bản Xây dựng.
38. Tiêu chuẩn xây dựng của Việt Nam. TCVN 4088 - 1985. Số liệu khí hậu dùng trong thiết kế xây dựng. Nhà xuất bản Xây dựng.
39. Tiêu chuẩn xây dựng của Việt Nam. TCVN 5687 - 1992. Thông gió, điều tiết không khí, sưởi ấm. Tiêu chuẩn thiết kế. Nhà xuất bản Xây dựng.

MỤC LỤC

	Trang
Lời nói đầu	3
CHƯƠNG 1. KHÁI NIỆM CHUNG VỀ THÔNG GIÓ	
1.1. Tính chất của không khí	7
1.1.1. Thành phần hóa học và trạng thái của không khí	7
1.1.2. Các thông số lí học của không khí ẩm	8
1.2. Biểu đồ I-d của không khí ẩm	10
1.2.1. Biểu đồ I-d và cách thiết lập	10
1.2.2. Các thông số trạng thái nhiệt - ẩm quan trọng khác trên biểu đồ I-d	14
1.3. Các quá trình biến đổi trạng thái nhiệt - ẩm của không khí	15
1.3.1. Quá trình sấy nóng và làm lạnh	15
1.3.2. Quá trình làm ẩm đoạn nhiệt	16
1.3.3. Quá trình làm ẩm đẳng nhiệt	17
1.3.4. Quá trình trao đổi nhiệt - ẩm đa hướng. Tia quá trình và hệ số góc	18
1.3.5. Quá trình hòa trộn	21
1.3.6. Quá trình trao đổi nhiệt - ẩm giữa không khí và nước	22
1.4. Tác dụng của môi trường không khí đối với con người và sản xuất. Nhiệm vụ của thông gió	24
1.4.1. Tác dụng của môi trường không khí đối với con người. Sự tỏa nhiệt của cơ thể ra môi trường xung quanh	24
1.4.2. Điều kiện tiện nghi nhiệt và các phương pháp đánh giá cảm giác nhiệt	26
1.4.3. Điều kiện vi khí hậu của môi trường không khí trong phân xưởng sản xuất	32
1.4.4. Các yếu tố có hại có trong không khí và tác dụng của chúng đối với con người	32
1.4.5. Nhiệm vụ của thông gió	37
CHƯƠNG 2. TỔ CHỨC THÔNG GIÓ	
2.1. Các biện pháp thông gió	39
2.1.1. Phân loại hệ thống thông gió theo thời gian hoạt động	39

2.1.2. Phân loại hệ thống thông gió theo sơ đồ tổ chức thông gió	39
2.1.3. Phân loại hệ thống thông gió theo nguyên nhân gây ra sự trao đổi không khí	42
2.1.4. Thông gió phối hợp và hệ thống điều hòa không khí	43
2.2. Chuyển động của không khí trong phòng được thông gió	44
2.2.1. Chuyển động của không khí xuất phát từ miệng thổi	45
2.2.2. Luồng đối lưu bất đẳng nhiệt	60
2.2.3. Chuyển động của không khí gần miệng hút	64
2.2.4. Chuyển động của không khí trong phòng được thông gió phụ thuộc vào vị trí các miệng thổi và miệng hút	66
2.3. Xác định lưu lượng trao đổi không khí	67
2.3.1. Phương trình vi phân cơ bản của sự trao đổi không khí	68
2.3.2. Tính toán xác định lưu lượng trao đổi không khí để khử các yếu tố có hại	70
2.4. Nhiệt độ tính toán của không khí bên trong và bên ngoài nhà. Nồng độ độc hại cho phép	75
2.4.1. Nhiệt độ tính toán của không khí bên trong và bên ngoài nhà	75
2.4.2. Nồng độ cho phép của các yếu tố có hại	78
2.5. Bội số trao đổi không khí	79
CHƯƠNG 3. TỔN THẤT NHIỆT, TỎA NHIỆT VÀ THU NHIỆT - TỎA HƠI NƯỚC, TỎA KHÍ - HƠI ĐỘC	
3.1. Tổn thất nhiệt	81
3.1.1. Tổn thất nhiệt qua kết cấu ngăn che	81
3.1.2. Tổn thất nhiệt khác (đối với nhà công nghiệp)	90
3.2. Tỏa nhiệt	90
3.2.1. Tỏa nhiệt do người	90
3.2.2. Tỏa nhiệt do ánh sáng	91
3.2.3. Tỏa nhiệt từ động cơ điện và thiết bị dùng điện	91
3.2.4. Tỏa nhiệt từ lò nung	93
3.2.5. Tỏa nhiệt từ sản phẩm của quá trình cháy	97
3.2.6. Tỏa nhiệt từ thiết bị dùng hơi nước	98
3.2.7. Tỏa nhiệt từ bề mặt thoáng	98

3.2.8. Tỏa nhiệt từ đường ống dẫn nhiệt	98
3.2.9. Tỏa nhiệt do quá trình nguội dần của sản phẩm nung nóng	99
3.3. Thu nhiệt do bức xạ mặt trời	100
3.3.1. Nhiệt bức xạ mặt trời truyền vào nhà qua cửa kính	100
3.3.2. Nhiệt bức xạ mặt trời truyền vào nhà qua mái và tường	101
3.4. Tỏa hơi nước, tỏa khí - hơi độc	104
3.4.1. Tỏa hơi nước	104
3.4.2. Tỏa khí và hơi độc	105
3.4.3. Tính chất gây nổ của khí - hơi và bụi	107
CHƯƠNG 4. CÁC BỘ PHẬN CẤU TẠO CỦA HỆ THỐNG THÔNG GIÓ	
4.1. Cấu tạo của hệ thống thông gió nhà ở, nhà công cộng và nhà công nghiệp	109
4.1.1. Hệ thống thông gió	109
4.1.2. Các bộ phận chủ yếu của hệ thống thông gió	109
4.2. Miệng thổi, miệng hút không khí	110
4.2.1. Miệng thổi	111
4.2.2. Miệng hút	116
4.3. Đường ống dẫn không khí	116
4.3.1. Đường ống dùng trong nhà ở và nhà công cộng	117
4.3.2. Đường ống dùng trong nhà công nghiệp	119
4.4. Bộ phận thu và thải không khí	124
4.4.1. Bộ phận thu không khí	124
4.4.2. Bộ phận thải không khí	126
4.5. Buồng thông gió	127
4.5.1. Buồng thổi	128
4.5.2. Buồng hút	130
4.6. Bộ phận điều chỉnh lưu lượng không khí	130
4.6.1. Van tiết lưu	130
4.6.2. Van bướm	132
4.6.3. Tấm chắn (van trượt)	132
4.6.4. Van đảo chiều cách nhiệt	132

CHƯƠNG 5. TÍNH TOÁN KHÍ ĐỘNG HỆ THỐNG THÔNG GIÓ

5.1. Biểu đồ phân bố áp suất trong hệ thống đường ống dẫn không khí	133
5.1.1. Sự phân bố áp suất trong đường ống hút và đường ống đẩy	136
5.1.2. Hiệu số áp suất của máy quạt	138
5.1.3. Biểu đồ phân bố áp suất trong trường hợp có tổn thất áp suất cục bộ	139
5.2. Tính toán khí động hệ thống đường ống dẫn không khí	139
5.2.1. Tổn thất áp suất ma sát	141
5.2.2. Tổn thất áp suất cục bộ	145
5.3. Phương pháp tính toán khí động hệ thống đường ống dẫn không khí	154
5.3.1. Phương pháp tổn thất áp suất riêng	155
5.3.2. Phương pháp độ dài tương đương	159
5.3.3. Phương pháp hệ số cản cục bộ tương đương	161
5.4. Tính toán khí động đường ống dẫn tiết diện chữ nhật	161
5.4.1. Đường kính tương đương theo vận tốc	162
5.4.2. Đường kính tương đương theo lưu lượng	163
5.4.3. Đường kính tương đương theo diện tích	165
5.5. Vận tốc của không khí trong đường ống dẫn và kích thước tiết diện ngang của đường ống dẫn	166
5.5.1. Vận tốc của không khí trong đường ống	166
5.5.2. Kích thước tiết diện ngang của đường ống	167
5.6. Tính toán khí động hệ thống vận chuyển bằng khí ép	169
5.6.1. Khái niệm về vận chuyển bằng khí ép. Vận tốc treo và vận tốc làm việc	169
5.6.2. Ảnh hưởng của tạp chất cơ học đối với tổn thất áp suất trong đường ống dẫn. Tính toán khí động hệ thống vận chuyển bằng khí ép	170

CHƯƠNG 6. QUẠT

6.1. Thiết bị quạt - Quạt li tâm và quạt trục	174
6.1.1. Quạt li tâm	175
6.1.2. Quạt trục	178
6.1.3. Các kiểu quạt khác	181
6.1.4. Xác định kích thước cơ bản của quạt li tâm	182

6.2. Đặc tính khí động của quạt	186
6.2.1. Biểu đồ đặc tính khí động của quạt	186
6.2.2. Phép biến đổi các đường đặc tính khí động	187
6.3. Chọn quạt và động cơ	189
6.3.1. Chọn quạt theo đặc tính khí động	189
6.3.2. Chọn động cơ điện và tính toán truyền động	192
6.3.3. Sự làm việc của quạt trong mạng lưới và phương pháp xếp chồng các biểu đồ đặc tính	194
6.3.4. Ví dụ chọn quạt và động cơ	197
CHƯƠNG 7. THIẾT BỊ XỬ LÝ KHÔNG KHÍ	
7.1. Thiết bị sấy nóng không khí	200
7.1.1. Phân loại bộ sấy	200
7.1.2. Tính toán bộ sấy	204
7.2. Thiết bị làm lạnh không khí	208
7.2.1. Bề mặt làm lạnh khô	209
7.2.2. Thiết bị làm lạnh không khí với lớp vật liệu rỗng được tưới nước	211
7.2.3. Buồng phun	212
7.3. Thiết bị lọc bụi	214
7.3.1. Khái niệm	214
7.3.2. Buồng lắng bụi	215
7.3.3. Thiết bị lọc bụi quán tính và xyclon	219
7.3.4. Thiết bị lọc bụi bằng vải và vật liệu rỗng	223
7.3.5. Thiết bị lọc bụi bằng điện	226
7.3.6. Lọc bụi bằng phương pháp ướt	226
CHƯƠNG 8. THÔNG GIÓ CỤC BỘ	
8.1. Hút cục bộ và thổi cục bộ	228
8.1.1. Hút cục bộ và chụp hút cục bộ	228
8.1.2. Thổi cục bộ. Hệ thống hoa sen không khí	228
8.2. Tủ hút	229
8.2.1. Tủ hút và cơ sở tính toán	229

8.2.2 Lưu lượng của tủ hút	230
8.2.3. Tính toán khí động	231
8.3. Chụp hút	232
8.3.1. Tính toán chụp hút trong trường hợp luồng khí không xác định hướng	233
8.3.2. Tính toán chụp hút trong trường hợp luồng đẳng nhiệt có hướng xác định	235
8.3.3. Tính toán chụp hút mái đua tại cửa lò	236
8.4. Chụp hút trên thành	238
8.4.1. Chụp hút trên thành	239
8.4.2. Chụp hút treo	241
8.4.3. Chụp hút vòng	243
8.4.4. Rèm không khí - chụp hút trên thành	246
8.5. Hoa sen không khí	249
8.5.1. Hoa sen không khí và điều kiện sử dụng	249
8.5.2. Các thông số khí hậu của hoa sen không khí. Lắp đặt, cấu tạo hoa sen không khí	250
8.5.3. Tính toán hoa sen không khí	253
CHƯƠNG 9. THÔNG GIÓ TỰ NHIÊN	
9.1. Khái niệm	256
9.1.1. Hiện tượng thông gió tự nhiên và ý nghĩa, phạm vi sử dụng	256
9.1.2. Các trường hợp và giả thiết khi tính toán thông gió tự nhiên	257
9.2. Thông gió tự nhiên dưới tác dụng của nhiệt thừa	258
9.2.1. Khái niệm về áp suất thừa bên trong và mặt phẳng trung hòa	258
9.2.2 Tính toán thông gió tự nhiên dưới tác dụng của nhiệt thừa	259
9.2.3. Trường hợp phân xưởng nhiều cửa ở nhiều độ cao khác nhau	263
9.3. Thông gió tự nhiên dưới tác dụng của gió	263
9.3.1. Áp suất gió trên mặt nhà và hệ số khí động	263
9.3.2. Tính toán thông gió tự nhiên dưới tác dụng của gió	266
9.4. Thông gió tự nhiên dưới tác dụng tổng hợp của nhiệt thừa và gió	268
9.4.1. Áp suất thừa bên trong dưới tác dụng tổng hợp của nhiệt thừa và gió. Áp suất gió quy ước	268
9.4.2. Tính toán thông gió tự nhiên dưới tác dụng tổng hợp của nhiệt thừa và gió	270

9.5. Tổ chức trao đổi không khí tự nhiên. Cửa mái không đón gió và chụp thoát gió	273
9.5.1. Biện pháp tạo áp suất âm trên cửa mái. Cửa mái không đón gió	273
9.5.2. Tính toán thông gió tự nhiên cho phân xưởng có cửa mái không đón gió	277
9.5.3. Chụp thoát gió	279
9.6. Tính toán thông gió tự nhiên phân xưởng nhiều khẩu độ và phân xưởng nhiều tầng	282
9.6.1. Phân xưởng nhiều khẩu độ	282
9.6.2. Phân xưởng nhiều tầng	283
9.7. Thông gió tự nhiên kết hợp với cơ khí	285
CHƯƠNG 10. ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ VÀ CẤP LẠNH	
10.1. Điều hòa không khí và phân loại hệ thống điều hòa không khí	287
10.1.1. Điều hòa không khí và quá trình cơ bản của điều hòa không khí	287
10.1.2. Phân loại hệ thống điều hòa không khí	289
10.2. Hệ thống điều hòa không khí trung tâm	290
10.2.1. Hệ thống điều hòa không khí trung tâm 1 đường ống	291
10.2.2. Hệ thống điều hòa không khí trung tâm 2 đường ống	292
10.2.3. Hệ thống điều hòa không khí trung tâm phân vùng	292
10.3. Hệ thống điều hòa không khí trung tâm kết hợp xử lý nhiệt - ẩm cục bộ	293
10.3.1. Hệ thống điều hòa không khí trung tâm khí - nước	293
10.3.2. Hệ thống điều hòa không khí trung tâm nước	294
10.4. Máy điều hòa không khí độc lập	295
10.4.1. Máy điều hòa không khí độc lập kiểu cửa sổ	297
10.4.2. Máy điều hòa không khí độc lập 2 chiều kiểu cửa sổ	298
10.4.3. Máy điều hòa không khí độc lập làm nguội ngưng tụ bằng nước	301
10.4.4. Máy điều hòa không khí độc lập kiểu tách đôi	303
10.5. Hệ thống cấp lạnh và thiết bị lạnh	305
10.5.1. Nguồn lạnh và sơ đồ nguyên lý thiết bị lạnh	305
10.5.2. Sơ đồ cấp lạnh cho hệ thống điều hòa không khí	307
10.5.3. Tháp làm mát nước - phân loại và phạm vi sử dụng	310

CHƯƠNG 11. MỘT SỐ VẤN ĐỀ NGUYÊN LÝ THÔNG GIÓ TRONG THIẾT KẾ VÀ XÂY DỰNG

11.1. Nguyên lý thông gió nhà ở và nhà công cộng	312
11.1.1. Thông gió tự nhiên	313
11.1.2. Thông gió trọng lực	314
11.1.3. Thông gió cưỡng bức	317
11.2. Các sơ đồ nguyên lý thông gió áp dụng cho phòng khán giả	323
11.2.1. Sơ đồ nguyên lý thông gió phòng khán giả	323
11.2.2. Chọn sơ đồ thông gió	327
11.3. Thông gió tự nhiên vận dụng trong thiết kế và xây dựng	329
11.3.1. Nhà ở	329
11.3.2. Khu nhà	331
11.3.3. Nhà công nghiệp (phân xưởng nóng)	334
<i>Phụ lục 1.</i>	340
<i>Phụ lục 2.</i>	342
<i>Phụ lục 3.</i>	345
<i>Phụ lục 4.</i>	347
<i>Phụ lục 5</i>	353
<i>Phụ lục 6.</i>	356
<i>Phụ lục 7.</i>	359
<i>Phụ lục 8.</i>	369
<i>Phụ lục 9.</i>	370
<i>Phụ lục 10.</i>	372
<i>Phụ lục 11.</i>	385
<i>Phụ lục 12.</i>	386
<i>Phụ lục 13.</i>	390
<i>Phụ lục 14.</i>	391
<i>Phụ lục 15.</i>	392
<i>Phụ lục 16.</i>	393
<i>Phụ lục 17.</i>	394
<i>Tài liệu tham khảo</i>	395

THÔNG GIÓ

(Tái bản)

Chịu trách nhiệm xuất bản :

TRINH XUÂN SƠN

Biên tập : LƯƠNG CAO PHI

Chế bản : PHẠM HỒNG LÊ

Trình bày bìa : NGUYỄN HỮU TÙNG

Sửa bản in : LƯƠNG CAO PHI

In 200 cuốn khổ 19 x 27cm tại Xưởng in Nhà xuất bản Xây dựng. Giấy chấp nhận đăng ký kế hoạch xuất bản số 18-2012/CXB/748-160/XD ngày 29-12- 2011. Quyết định xuất bản số 71/QĐ-XBXD ngày 13-3-2012. In xong nộp lưu chiểu tháng 4-2012.